

# ТЕПЛОВОЗЫ, МОТОВОЗЫ, АВТОМОТРИСЫ И ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА



## КЛАССИФИКАЦИЯ И ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА ТЕПЛОВОЗОВ, МОТОВОЗОВ И АВТОМОТРИС

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Уже с 1894 г. на Владикавказской ж. д. велась разработка проектов тепловозов с непосредственной передачей, или, по терминологии того времени, нефтепаровозов. Трогание поезда с места и развитие скорости предполагалось производить паром от котла. До 1924 г. были разработаны эскизные проекты четырёх таких тепловозов.

Проф. В. И. Гриневецкий предложил реверсивный тепловозный двигатель. (Привилегия № 22343, выданная 31 августа 1912 г. по заявке от 13 октября 1906 г.). Опытный двигатель был построен по рабочим чертежам Путиловского, ныне Кировского, завода в Петербурге в 1908 г. В 1914 г. в связи с начавшейся войной опыты были прекращены.

Проф. А. Н. Шелест, будучи ещё студентом МВТУ, предложил тепловоз с механическим генератором газов. На этот тепловоз А. Н. Шелесту была выдана 31 октября 1915 г. привилегия № 28189 по заявке от 22 ноября 1913 г. Английский патент № 5381/14 был выдан ему в 1914 г. Опытный генератор газов поршневого типа был построен в Англии в 1924—1926 гг., затем перевезён в Москву и находится в тепловозной лаборатории МВТУ.

Проект тепловозов с двигателем 360 и 1 000 л. с. с электрической передачей трёхфазного тока был предложен инж. Н. Г. Кузнецовым и полковником А. И. Одинцовым в 1905 г.

Проект тепловоза с электрической передачей постоянного тока с двигателем мощностью 1 000 л. с. был составлен на Коломенском заводе в 1909 г.

Группой инженеров Ташкентской ж. д. в 1910 г. был разработан проект тепловоза с двигателями, соединявшимися с движущими колёсами фрикционными муфтами. Фрикционная муфта и гравирная этого тепловоза были построены и испытаны на паровозе.

В 1910 г. инженеры Харьковского паровозостроительного завода А. С. Раевский, Б. И. Корчевский и др. предложили оригинальный проект тепловоза с непосредственной передачей, оставшийся неосуществлённым. И этот проект, и ряд других в дореволюционное время реализованы не были. Только при советском строе благодаря вниманию партии и

правительства оказалось возможным от теоретических изысканий перейти к постройке тепловозов.

Первым в мире мощным поездным дизель-электрическим локомотивом был тепловоз ЩЭЛ-1 системы проф. Я. М. Гаккеля, построенный в 1922—1924 гг. на ленинградских заводах.

Первую поездку по железнодорожным путям от Ленинградского порта до вокзала Октябрьской ж. д. этот тепловоз совершил 6 ноября 1924 г.

Вторым поездным дизель-электрическим локомотивом был тепловоз ЭЭЛ-2, построенный по проекту отечественных инженеров.

Третьим локомотивом был тепловоз Эмх-3 с механической (зубчатой) передачей, также построенный по проекту отечественных инженеров.

Даты постройки других тепловозов указаны в табл. 1.

Начало серийного выпуска тепловозов положили построенные на Коломенском заводе тепловозы ЭЭЛ-9 и ЭЭЛ-12.

### КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОВОЗОВ, МОТОВОЗОВ И АВТОМОТРИС ПО ТИПАМ ПЕРЕДАЧ; СХЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ

Тепловозом называют локомотив, источником механической энергии которого является двигатель внутреннего сгорания, преимущественно высокого сжатия с самовоспламенением топлива.

Основной двигатель может быть при этом неизменно связан с движущими осями тепловоза или только посредством его шатунов (фиг. 1), или при помощи зубчатых колёс (с постоянным передаточным отношением) с тяговым (отбойным) валом, а этот последний — посредством спарников с движущими осями. Такие тепловозы называются тепловозами с непосредственной передачей.

В первом случае число оборотов движущих колёс  $n_k$  и число оборотов коленчатого вала дизеля  $n_d$  будут равны

$$\frac{n_d}{n_k} = i = 1.$$

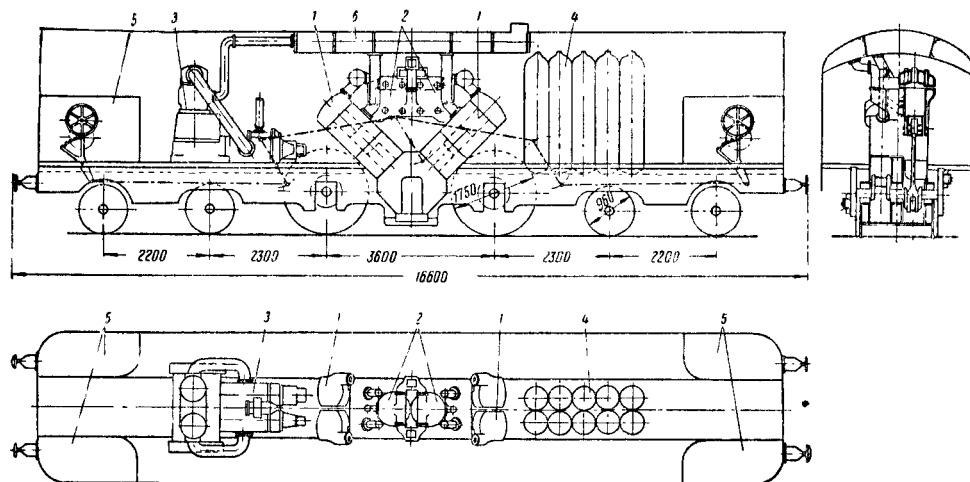
Во втором случае отношение это будет больше единицы

$$\frac{n_d}{n_k} > 1.$$

Таблица 1

Даты постройки тепловозов

Серия тепловоза	Авторы технического проекта	Заводы-поставщики	Дата постройки
Щ <sup>эл</sup> -1	Проф. Я. М. Гаккель	«Красный Путиловец» и Балтийский «Электрик»	1924 г.
Э <sup>эл</sup> -2	Советские инженеры	Эсслинген (Германия)	1925 г.
Э <sup>мх</sup> -3	» »	Гогенцоллерн (Германия)	1926 г.
Э <sup>эл</sup> -4	Проф. Я. М. Гаккель	«Красный Путиловец» (тепловоз постройки не закончен)	
Э <sup>эл</sup> -5	Советские инженеры	Крупп (Германия)	1931 г.
О <sup>эл</sup> -6	Техническое бюро тепловозной комиссии НКПС	Коломенский завод	1931 г.
О <sup>эл</sup> -7	То же	» »	1931 г.
Э <sup>эл</sup> -8	» »	Крупп (Германия)	1933 г.
Э <sup>эл</sup> -9	Советские инженеры	Коломенский завод	1932 г.
О <sup>эл</sup> -10	Техническое бюро тепловозной комиссии НКПС	» »	1934 г.
Э <sup>эл</sup> -12	Коломенский завод	» »	1933 г.
(Э-ЭЛ серийный)	ТООГПУ	» »	1934 г.
ВМ (Вячеслав Молотов)	Завод имени Октябрьской Революции	Завод имени Октябрьской Революции	1940 г.
Теплопаровоз	Коломенский завод	Коломенский завод	1940 г.
ТЭ 1 серийный	Харьковский завод	Харьковский завод	1946 г.
ТЭ 2 серийный	» »	» »	1948 г.
ТЭ 5	» »	» »	1948 г.



Фиг. 1. Тепловоз с непосредственной передачей: 1—главный двигатель; 2—продувочные насосы двигателя; 3— вспомогательный дизель-компрессор; 4—пусковые воздушные резервуары; 5—резервуары для воды, топлива и смазки; 6—выхлопной коллектор

Кроме этого основной двигатель может быть связан с движущими осями посредством промежуточного механизма или даже сложного агрегата, называемого «передачей», позволяющей менять число оборотов движущих колёс или ступенями или непрерывно.

Ступенчатое изменение числа оборотов колёс, при котором передаточное число получает ряд значений  $i = i_1$ ,  $i = i_{II}$  и т. д. по числу ступеней, имеет место у тепловоза с

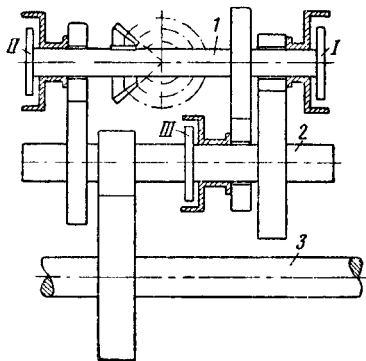
коробкой скоростей (фиг. 2), подобной коробке скоростей автомобиля, но значительно более тяжёлой вследствие больших передаваемых усилий.

На каждой ступени скорости тепловоза передаточное число остаётся неизменным в течение некоторого времени, зависящего от профиля пути. Поэтому такой тепловоз уподобляется тепловозу с непосредственной передачей, но с меньшими интервалами рабочих



скоростей. При этом пределы изменения мощности тепловоза на каждой ступени будут тем меньше, чем больше ступеней скорости у коробки скоростей. Следовательно, средняя мощность тепловоза на каждой ступени при этом будет приближаться к наибольшей постоянной его мощности.

Более полное использование мощности двигателя на всём рабочем интервале скоро-



Фиг. 2. Схема коробки скоростей тепловоза: I—муфта первой ступени; II—муфта второй ступени; III—муфта третьей ступени; 1—ведущий вал коробки скоростей; 2—промежуточный вал; 3—тяговый (отбойный) вал

стей тепловоза имеет место у тепловозов с передачами, при которых отсутствует кинематическая связь между валом двигателя и движущими осями. Сюда относятся передачи: газовая, гидромеханическая и электрическая.

Однако имеющее место двойное преобразование энергии в передачах (механической энергии двигателя в электрическую или в гидравлическую энергию и т. д.) и обратное превращение в механическую энергию на движущих колёсах сопровождаются потерями, а значит уменьшением общего к. п. д.

Испытание опытного тепловоза с непосредственной передачей показало, что его тяговая характеристика не удовлетворяет требованиям, предъявляемым к ней условиями движения поезда по переменному профилю пути (фиг. 3). Разгон же поезда сжатым воздухом, подаваемым вспомогательным дизель-компрессором, при большом весе поезда приводит к большой мощности этого агрегата, поскольку запас воздуха в пусковых баллонах ограничен габаритом и их весом.

У построенных опытных теплопаровозов с паровым котлом трогание и разгон поезда решаются технически просто — они происходят за счёт работы пара в цилиндрах двигателя. Энергия пара используется также и на подъёмах в помощь работе двигателя высокого сжатия с самовоспламенением топлива.

Такой теплопаровоз по сравнению с паровозом, как показали испытания, даёт незначительную экономию в расходе топлива.

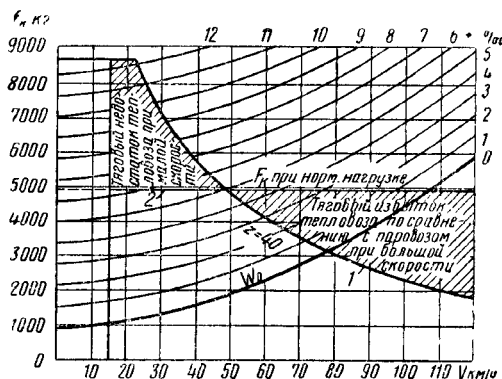
Сравнительные испытания тепловоза с электрической передачей и паровоза, отапливаемого тем же дизельным топливом, что и тепловоз, показали, что в эксплуатационных условиях тепловоз расходует такого топлива по крайней мере в 4 раза меньше.

С другой стороны, наличие на теплопаровозе большого парового котла как источника энергии противоречит самой идее тепловоза, которая зародилась на железных дорогах при условиях, когда котлы вследствие плохого качества воды выводили паровозы из строя на длительные сроки и удорожали ремонт.

У тепловоза Эмх-3 с коробкой скоростей крутящий момент с вала двигателя передавался на приёмный вал коробки скоростей через пару конических зубчатых колёс. При наличии больших масс, связанных с валом двигателя, зубцы конических колёс, получая большие динамические нагрузки при оттяжках поезда и при неудачных включениях главной муфты трения, часто ломались. Таким образом кинематическая связь коленчатого вала двигателя с движущими осями тепловоза, устанавливаемая на каждой ступени коробки скоростей, даже при наличии в силовой цепи «рессорного креста», делала этот тепловоз ненадёжным в работе. Разработанный же Коломенским заводом проект тепловоза с четырёхступенчатой коробкой скоростей с гидравлической муфтой в качестве главной муфты не был осуществлён.

У тепловозов с газовой передачей (см. главу «Конструкции тепловозов», стр. 433) рабочей машиной является поршневая двухцилиндровая машина типа паровой машины паровоза.

Низкая производительность таких тепловозов и большие эксплуатационные расходы делают их нерентабельными.

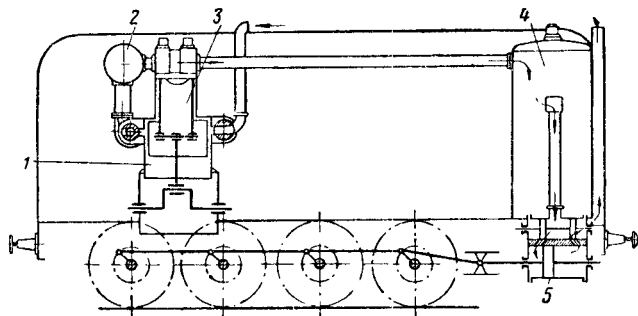


Фиг. 3. Сравнительная тяговая характеристика паровоза и тепловоза: 1—тяговая характеристика паровоза 2-3-0; 2—тяговая характеристика тепловоза 3-3-3 с двухтактным двигателем двойного действия

Разновидностью тепловоза с газовой передачей является тепловоз, предложенный проф. А. Н. Шелестом в 1914 г. Здесь также имеется дизель-компрессор, установленный на раме тепловоза, и такая же рабочая машина, связанная с движущими осями тепловоза (фиг. 4).

Однако воздух, сжимаемый в поршневом компрессоре 1, 2 до давления 4—5 атм, служит только для высокого наддува четырёхтактного двигателя 3. После частичного расширения газов для покрытия потерь в самом двигателе и потребностей компрессора они выталкиваются в газовой ресивер 4, откуда поступают в нижнюю рабочую машину 5.

Высокая температура газов, угрожающая состоянию выпускных клапанов, понижается вводом распылённой воды в цилиндры двигателя перед выпуском или в течение времени выпуска газов. В результате этого мероприятия температура рабочего тела, т. е. смеси газов сгорания и паров воды (в пропорции 46 кг газов и 4 кг воды на 1 кг топлива), снижается



Фиг. 4. Схема тепловоза сист. А. Н. Шелеста: 1—наддувочный компрессор; 2—ресивер наддувочного воздуха; 3—цилиндр сгорания двигателя; 4—ресивер рабочего тела; 5—рабочая машина

до 400° С, имея давление 8—9 *ати* в ресивере. В более позднем варианте четырёхтактный двигатель заменён газовой турбиной; в одном из последних вариантов генератором рабочего тела является двухтактный двигатель, а рабочей машиной—газовая турбина с зубчатым редуктором. Вариант с газовой турбиной в качестве рабочей машины обладает высоким к. п. д. (порядка 30% и более).

Тепловоз с гидравлической передачей в качестве рабочей машины имеет гидравлическую турбину, связанную с движущими осями тепловоза через зубчатый редуктор, тяговый вал и спарники. Рабочей жидкостью служит машинное масло, искусственный напор которого создаётся посредством центробежного насоса, вращаемого двигателем. Для увеличения крутящего момента на валу турбины, при трогании её с места, между лопатками турбины и насосом устанавливается неподвижный направляющий (лопаточный) аппарат, прикрепляемый к общему кожуху, в который заключаются насос и турбина.

Такой агрегат получил название гидравлического турботрансформатора (фиг. 5). Турботрансформатор состоит из насоса 1, турбины 2 и направляющего аппарата 3. Если у этого агрегата устранить направляющий аппарат, то получим турбомуфту, у которой крутящий момент на валу турбины практически равен моменту на валу двигателя (фиг. 6).

У турбомуфты, как и у турботрансформатора, вал турбины 2 всегда идёт с меньшим числом оборотов, чем вал насоса 1, поэтому, кроме потерь на трение в проточной части этих машин, имеют место потери вследствие скольжения. Всё это вызывает нагревание масла. Нагретое масло охлаждается в холодильнике, обдуваемом воздухом или омываемом водой.

К. п. д. турботрансформатора достигает 80%, а турбомуфты — 95—97%.

С развитием быстроходных транспортных дизелей исключительное распространение

у тепловозов получила электрическая передача вследствие присущих ей свойств, удовлетворяющих почти всем требованиям железнодорожной службы: большое начальное усилие при трогании с места и большое ускорение при разгоне, простое решение вопроса о размещении движущих осей, меньшее динамическое воздействие на путь, лёгкое управление локомотивом, эластичность тяговой характеристики и надёжность действия.

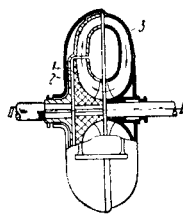
При большой мощности сравнительно быстроходного двигателя благодаря снижению веса генератора и применению быстроходных тяговых электродвигателей вес электрооборудования тепловоза мощностью 2 000 л. с. даже становится равным или несколько меньше веса комплектного двигателя.

Что касается максимального напряжения генератора, то у всех до сих пор построенных тепловозов с электрической передачей оно находится в пределах 600—1 050 в в зависимости от назначения тепловоза.

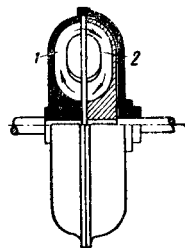
Всеобщее признание получил индивидуальный привод движущих осей с подвеской тяговых электродвигателей трамвайного типа как для маневровых, так и для курьерских тепловозов. Однако этот тип подвески обуславливает наличие сильного верхнего строения пути при больших скоростях.

Индивидуальный привод этого типа дал возможность иметь тепловоз (как и электровоз) тележечного типа, обеспечивающий, например, при двух трёхосных тележках проход кривых радиусом 70 м.

В отличие от электровозов с сочленёнными тележками тяговые усилия тележек тепловоза через пятники передаются на хребтовые



Фиг. 5. Схема гидравлического турботрансформатора: 1—насос; 2—турбина; 3—направляющий аппарат; I—вал насоса; II—вал турбины



Фиг. 6. Схема гидравлической турбомуфты: 1—насос; 2—турбина

балки главной рамы тепловоза, на которой установлено силовое и вспомогательное оборудование тепловоза, а также находятся и топливные баки.

Подобно электровозам для увеличения силы тяги, приложенной к составу поезда, тепловозы с электрической передачей могут работать по системе многих единиц.

Мот о в о з о м принято называть тепловоз с любой передачей мощностью 300 л. с. и менее.

Автомотриса представляет собой самодвижущийся вагон, снабжённый силовой установкой, которая обычно смонтирована на тележке и находится или вне кузова вагона (под особым кожухом) или же накрыта кузовом и при этом располагается позади поста управления автомотрисы. Остальная часть кузова предназначается обычно для пассажиров, а иногда и для перевозки скоропортящихся и ценных грузов, а также почты.

У автомотрис возможны один-два прицепных вагона, из которых задний оборудован постом управления.

Дизель-поездом называют соединение в один постоянный состав нескольких вагонов обтекаемой формы и облегчённого веса, силовые установки которого или сосредоточены и находятся в концевых вагонах, снабжённых постами управления (как это имеет место при механической передаче), или же сосредоточены в одном из средних вагонов (при электрической передаче). Мощность силовой установки во втором случае может достигать 2 000 л. с. Тяговые электродвигатели при этом размещают на тележках нескольких вагонов, а посты управления — по концам поезда.

Кроме механической и электрической передач, на автомотрисах применяют также и гидравлическую передачу мощностью до 500 л. с. Все эти виды передач позволяют соединять автомотрисы с различными передачами в один поезд, управляемый с поста управления передней автомотрисы, т. е. по системе многих единиц.

### ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА ТЕПЛОВЗОВ

На тепловозах вентиляторы холодильников и тяговых электродвигателей, воздушные компрессоры и пр. имеют привод от вала двигателя, поэтому располагаемая мощность двигателя, т. е. подводимая к «передаче», независимо от типа последней всегда меньше полезной мощности двигателя  $N_{ед}$ . Учитывая потери в «передаче», её к. п. д.  $\eta_{пер}$ , можно написать выражение для мощности тепловоза  $N_k$ , развиваемой на ободах колёс тепловоза:

$$N_k = (1 - \beta) N_{ед} \eta_{пер},$$

где  $\beta$  — коэффициент, учитывающий затраты мощности двигателя на обслуживание вспомогательных устройств.

Подставляя значение  $N_k = \frac{F_k v}{270}$  в предыдущую формулу, определяем силу тяги  $F_k$  «по мощности двигателя», т. е.

$$F_k = \frac{270 (1 - \beta) N_{ед} \eta_{пер}}{v} \text{ кг.}$$

Имея в виду, что

$$N_{ед} = \frac{\alpha i \frac{\pi d^2}{4} P_e 2 n_d}{60 \cdot 75 \tau},$$

где  $\alpha$  — число рабочих полостей в цилиндре двигателя;

$i$  — число цилиндров двигателя;

$d$  — диаметр цилиндра в см;

$P_e$  — среднее эффективное давление в кг/см<sup>2</sup>;

$l$  — ход поршня в м;

$n_d$  — число оборотов вала в минуту;

$\tau$  — тактность двигателя,

а

$$v = \frac{\pi D_k n_k 60}{1000} \text{ км/час,}$$

где  $D_k$  — диаметр движущих колёс по кругу катания в м;

$n_k$  — число оборотов движущих колёс в минуту,

и произведя сокращения и соответствующую перегруппировку, получим выражение для силы тяги в развёрнутом виде:

$$F_k = (1 - \beta) \alpha i \frac{d^2 l}{2 \pi D_k} P_e \frac{n_d}{n_k} \eta_{пер}.$$

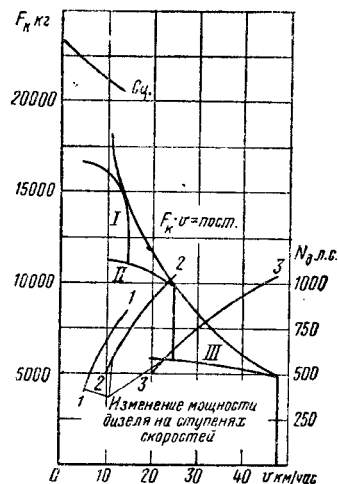
Для выбранного двигателя и тепловоза в целом  $(1 - \beta) \alpha i \frac{d^2 l}{2 \pi D_k}$  есть величина постоянная, которую обозначим через  $k_1$ .

Отношение  $\frac{n_d}{n_k} = \dot{u}$  называется передаточным числом.

На основании изложенного можно написать, что

$$F_k = k_1 P_e \dot{u} \eta_{пер}.$$

Для тепловоза с непосредственной передачей (фиг. 1, 3):  $\dot{u}$  — постоянная, т. е.  $\dot{u} = 1$  или  $\dot{u} = a$ , где  $a > 1$ , причём  $\eta_{пер} = 1$  при условии, что ведущая ось является валом двигателя; в противном случае  $\eta_{пер} = \psi$  (v км/час).



Фиг. 7. Тяговая характеристика тепловоза с коробкой скоростей

Для тепловоза с коробкой скоростей (фиг. 7): на первой ступени скорости  $\dot{u} = \dot{u}_I$  — постоянная;

$$\eta_{пер} = \eta_{I пер} = \varphi(v \text{ км/час})$$

на второй ступени скорости  $\dot{u} = \dot{u}_{II}$  — постоянная;

$$\eta_{пер} = \eta_{II пер} = \varphi'(v \text{ км/час})$$

и т. д.



# КОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛОВЗОВ

## ТЕПЛОВЗЫ С ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Электрическая передача является в настоящее время основной для всех тепловзов. В СССР эксплуатируют тепловзозы с электрической передачей серий ТЭ (ТЭ 1, ТЭ 2, ТЭ 5), а также, в значительно меньших количествах, тепловзозы серий Э-ЭМ, Да и Дб.

Тепловзозы серий ТЭ имеют одинаковое силовое механическое (двигатель, компрессор, вспомогательные насосы, вентиляторы охлаждения тяговых электродвигателей) и электрическое оборудование (главные генераторы, двухмашинные агрегаты — возбудитель и вспомогательный генератор, тяговые электродвигатели, аппаратура). Тепловзозы с разными числовыми индексами отличаются друг от друга или приспособлением тепловзоза к специальным условиям работы (например ТЭ 5 — для условий суровой зимы) или иным сочетанием указанных выше агрегатов при новой экипажной части, что создаёт новые параметры локомотива и иные его тяговые свойства (тепловзоз ТЭ 2).

**Тепловзоз ТЭ 1.** Основным серийным тепловзозом, выпускавшимся до 1951 г., является тепловзоз ТЭ 1, изображённый на фиг. 10. Осевая формула тепловзоза  $0-3_0+3_0-0$ , мощность на валу двигателя 1 000 л. с. Тягово-теплотехнические характеристики тепловзоза приведены в настоящем томе в главе «Тяговые расчёты» (стр. 892). Основные данные приведены в табл. 2.

Касательная мощность и к. п. д. тепловзоза представлены на фиг. 11 и 12.

Всё силовое оборудование тепловзоза размещено на главной раме, опирающейся на две трёхосные тележки. Рама тепловзоза состоит из двух стальных сварных хребтовых балок, связанных между собой вертикальными и горизонтальными листами и тяжкими ящиками. Последние служат для размещения автосцепок. С наружной стороны хребтовых балок размещены кронштейны и швеллеры, накрытые продольными листами. Верхние пятники соединены с рамой сварными поперечными балками. Тележки (фиг. 13) — передняя и задняя — взаимозаменяемы. Между первой и второй осями каждой тележки размещён один тяговый электродвигатель; между второй и третьей — два. Рама тележки выполнена из двух продольных листов с поперечными креплениями. Листы рамы имеют буксовые вырезы, к которым приварены наличники (параллельные между собой). Имеются также вырезы для размещения деталей рессорного подвешивания. Шкворневая балка сварена с горизонтальными листами и несёт на себе нижний пятник. Для предохранения от износа в нижний пятник устанавливаются стальное кольцо (Ст. 5) и шлифованный круглый диск, являющиеся сменными деталями. Между второй и третьей осями размещены два скользуна, представляющие собой опрокинутые стаканы с двумя пружинами, воспринимающими нагрузку до 7 т каждый. Литые стальные буксы имеют приваренные наличники, в верхней части буксы — гнезда для балансиров, а со стороны заднего торца —

полость для пылевой шайбы. Вкладыш буксы бронзовый, с заливкой баббитом марки Б-16.

Для передачи бокового усилия от оси на буксу и тележку применён биметаллический упор (сталь и бронза), имеющий фитильную смазку торцевой части. Смазка шеек осей осуществляется при помощи подбивочных шерстяных концов. Ось колёсной пары (фиг. 14) изготовлена из осевой углеродистой стали, бандаж — из бандажной стали марки IV.

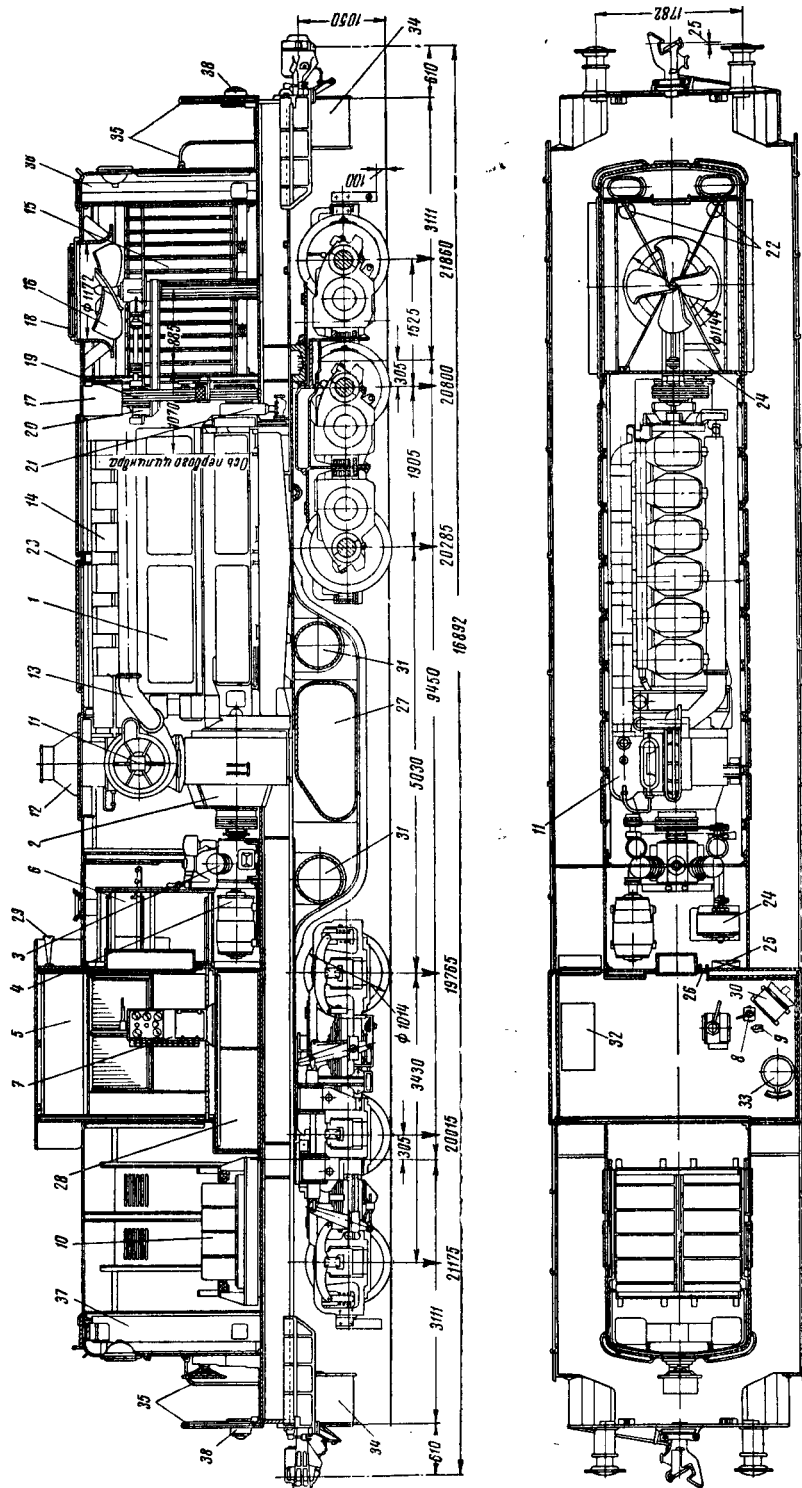
Посадка бандажей производится в горячем состоянии, крепежные кольца не ставятся. На ось шестерня насаживается или в горячем или в холодном состоянии. Шестерня прямозубая, модуль её равен 10. Передаточное число пары шестерён 75/16. Кроме обычных (наружных) шеек, несущих буксовые подшипники, на оси ещё имеются шейки для вкладышей моторно-осевых подшипников электродвигателя. Шестерня заключена в кожух, предохраняющий её от пыли и содержащий смазку. Рессорное подвешивание тележки двухточечное (одна самостоятельная группа рессор с каждой стороны тележки). Расположение рессорного подвешивания видно на фиг. 13; двойные цилиндрические пружины поддерживают концевые части рамы тележки, пружины подвешены к крайним концам балансиров.

Балансиры состоят из двух полос, размещённых одна с внутренней, другая с наружной стороны листа рамы. Средние части балансиров опираются на гнезда букс. Расположение тормозного оборудования на тележке показано на фиг. 13, а схема тормозной передачи — на фиг. 15.

На раме установлен шестичилиндровый четырёхтактный двигатель внутреннего сгорания высокого сжатия, с бескомпрессорным распыливанием топлива, простого действия, с использованием отработавших газов для привода турбовоздуходувки, нагнетающей воздух в цилиндры двигателя.

С передней стороны вал двигателя клиновыми ремнями соединён с горизонтальным валом вентилятора холодильника и вентилятором охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки тепловзоза. Связь с вертикальным валом вентилятора холодильника осуществлена через выключающуюся фрикционную муфту и пару зубчатых конических колёс. Включение и выключение муфты производятся с площадки тепловзоза. Шахта холодильника состоит из каркаса с размещёнными в нём секциями водяного и масляного охлаждения двигателя. В шахте расположены два фильтра постоянной очистки масла, а в передней двойной стенке размещены два песочных бункера. С задней стороны блок двигателя жёстко связан со статором, а коленчатый вал двигателя — с валом генератора. На свободный конец вала генератора насажен шкив клиноремённой передачи к вентилятору охлаждения тяговых электродвигателей задней тележки и к двухмашинному агрегату (возбудитель — вспомогательный генератор).

Одновременно вал генератора полужёсткой муфтой соединён с валом компрессора, снабжающего воздухом тормозную систему и систему автоматики тепловзоза. Непосредствен-



Фиг. 10. Общий вид тепловоза ТЭ 1: 1—двигатель; 2—главный генератор; 3—воздушный компрессор; 4—двухмашинный агрегат—вспомогательный генератор и возбуждатель; 5—кабина машиниста; 6—кран машиниста вспомогательного тормоза; 7—контроллер машиниста; 8—кран машиниста воздушного тормоза; 9—кран машиниста вспомогательного тормоза; 10—аккумуляторная батарея; 11—турбовоздушная; 12—выпускной коллектор; 13—впускной коллектор; 14—коробка привода клапанов и колпак над крышкой двигателя; 15—холодильник; 16—вентилятор холодильника; 17—компенсационный бак водяного охлаждения двигателя; 18—верхние жалюзи; 19—ременный привод вентилятора холодильника; 20—фрикционная муфта вентилятора; 21—редуктор масляного насоса; 22—масленные волокнистые фильтры; 23—люки в капоте над двигателем; 24—вентилятор тяговых электродвигателей; 25—вспомогательный топливный насос; 26—волоконный топливный фильтр; 27—нижний топливный бак; 28—верхний топливный бак; 29—воздушный сигнал (тифон); 30—калорифер отопления кабины машиниста; 31—главный воздушный резервуар; 32—инструментальный ящик и сиденье помощника машиниста; 33—сиденье машиниста; 34—ступени площадки тепловоза; 35—барьер площадки; 36—бункер передней песочницы; 37—бункер задней песочницы; 38—розетка межтепловозного соединения

Т а б л и ц а 2

Основные характеристики механической части тепловозов СССР

Элементы характеристики	Щэл.1	Ээл.2 после пе- ределки в 1928 г.	Ээл.5	Ээл.8	Оэл.6	Оэл.7	Э-ЭЛ серийный	Эмх-3	ТЭ 1	Дб	ТЭ 2	ВМ
Род службы . . . . .	Грузо- пассажир- ский	Грузовой	Грузовой	Маневровый	Грузовой	Грузовой	Грузовой	Грузовой	Грузо-маневровый	Грузо-пассажир- ский	Грузовой	
Тип . . . . .	1-3 <sub>а</sub> +4 <sub>а</sub> + +3 <sub>б</sub> -1	1-5 <sub>б</sub> -1	2-5 <sub>б</sub> -1	2-5 <sub>б</sub> -1	1-4-1	1-4 <sub>б</sub> -0	2-5 <sub>б</sub> -1	2-5-1	0-3 <sub>а</sub> +3 <sub>б</sub> -0	0-3 <sub>а</sub> +3 <sub>б</sub> -0	2/0-2 <sub>б</sub> + +2 <sub>б</sub> -0/	2-4 <sub>а</sub> -1+ +1-4 <sub>б</sub> -2 1934
Год постройки . . . . .	1924	1924	1931	1933	1931	1930	1932	1926	1947	1946	1948	
Конструкционная скорость, км/час . . . . .	75	50	55	65	55	53	55	55	90	96	93	72
<i>Эксплуатационная часть</i>												
Длина между буферами, мм (между осями зацепления авто- цепок) . . . . .	22 760	14 221	15 820	17 850	13 770	12 465	15 710	16 696	16 892	17 087	2×11 948	27 202
База колёсная полная, мм . . . .	19 360	10 460	11 820	13 850	9 920	7 950	11 820	11 935	11 890	14 021	19 825	23 100
База колёсная жёсткая, мм . . . .	4 500	5 720	5 720	7 000	4 220	5 100	5 720	5 720	Тележки 3 430	Тележки 3 862	Тележки 2 250	4 500
Диаметр движущих колёс, мм . . .	1 050	1 220	1 220	1 320	1 320	1 220	1 220	1 320	1 014—1 050	1 067	1 050	1 220
Диаметр поддерживающих ко- лёс, мм . . . . .	950	950	1 050	1 050	950	950	1 050	1 030 — 950	—	—	—	900
<i>Весовые данные</i>												
Вес тепловоза в рабочем состоя- нии, т (с полными запасами) . . .	182	124,8	133,7	149	100	98,6	138	131	123,9	122,6	2×86,9	2×122,79
Специальный вес тепловоза, т . . .	160	92,2	96,5	106,5	73,2	85,6	93	83	123,9	122,6	2×86,9	2×73,9
Вес двигателя, т . . . . .	33	25	25,95	2×11,5	5,2	5,2	26,9	25	16,39	14,2	16,35	2×28
Вес генератора, т . . . . .	2×8,3	14,3	14,5	2×5	7,4	7,4	14,5	13,85	4,2	5,1	4,5	—
Вес тягового электродвигателя, т .	—	3,6	3,43	—	3,2	13,7	3,59	—	2,54	2,80	2,48	3,58
<i>Запасы</i>												
Топлива, т (при уд. весе 0,83) . .	8	4	3,9	6	2,5	2,4	3,95	3,5	5,15	2,53	2×3,5	7,8
Воды, т . . . . .	2	1	1,5	2	1,2	1,2	1,12	1	0,945	1,1	2×0,950	2,65
Масла, кг . . . . .	1 600	1 000	700	500	300	300	1 000	1 000	348	400	2×350	1 630
Песка, кг . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	1 150	1 000	2×600	—

Продолжение табл. 2

Элементы характеристики	ЩЭЛ-1	ЭЭЛ-2 после пе- ределки в 1928 г.	ЭЭЛ-5	ЭЭЛ-8	ОЭЛ-6	ОЭЛ-7	ЭЭЛ серийный	ЭМХ-3	ТЭ 1	ДБ	ТЭ 2	ВМ
<i>Главный двигатель</i>												
Число цилиндров . . . . .	10	6	6	2×8	6	6	6	6	6	8	6	6
Диаметр цилиндров, мм . . . . .	368	450	450	310	280	280	450	450	318	324	318	450
Ход поршней, мм . . . . .	381	420	420	370	380	380	420	420	330	394	330	420
Рабочее и наибольшее число обо- ротов в минуту . . . . .	395/400	350/450	420/450	640/820	700/750	700/750	425/450	400/450	740	625	740	400/450
Число тактов . . . . .	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Расчётное эффективное давление, кг/см² . . . . .	5,1	6	6	5,2	5,5	5,5	5,3	6	(с надду- вом) 7,75	5,55	(с надду- вом) 7,75	5,82
Наибольшая мощность на валу, л. с. . . . .	1 000	1 000	1 100	2×825	600	600	1 050	1 050	1 000	1 000	2×1 000	1 050
Наибольшая подача водяного насоса, м³/час . . . . .	20	49	95	130	60	60	45	48	80	104	2×80	38,6
Наибольшая подача масляного насоса, м³/час . . . . .	—	5	12+30*	35	9	9	23	20	16	11,0	2×16	22
<i>Холодильник</i>												
Поверхность водяного холодиль- ника, м² . . . . .	700	672,5	320	480	405	405	410	530	429	336,8	2×409	2×450
То же масляного, м² . . . . .	32	134,5	160+400*	160	135	135	205	200	95	69,5	2×114	2×150
Наибольшее число оборотов вен- тилятора в минуту . . . . .	1 200	1 200	1 230	1 000	1 300	1 200	1 200	1 200	1 240	1 600	975	1 120
Наибольшая подача воздуха, м³/час . . . . .	160 000	138 000	144 000	162 000	126 000	115 000	150 000	110 000	125 000	113 000	2×125 000	2×126 000
Наибольший расход мощности на вентилятор, л. с. . . . .	—	70	55	75	40	45	51,3	08	42	60	2×35	45,7
<i>Воздушный компрессор</i>												
Число ступеней . . . . .	—	4	2	—	1	1	2	4	2	2	2	2
Число цилиндров . . . . .	—	4	2	—	2	2	2	4	3	3	3	2
Производительность м³/мин и число оборотов об/мин. . . . .	—	—	1,08/315 1,2/385	—	1,0/450	1,2/450	1,08/315	—	5,5/740	—	5,5/740	1,3/385
Давление воздуха . . . . .	—	65	60	—	8	8	60	—	9,8	9,8	9,8	60

\* Смазочное масло и масло охлаждения поршней.



но за компрессором расположена кабина приборов электроуправления (высоковольтная камера) и далее — кабина машиниста, а за последней — помещение аккумуляторной батареи, которая служит для освещения, питания мотора вспомогательного топливного насоса и для запуска двигателя. В этом же помещении установлены два задних песочных бункера, соединённых между собой в верхней части общей воронкой. С заднего конца тепловоза размещены также маховик ручного тормоза и розетка межтепловозного соединения, необходимая при использовании тепловозов в свдосном виде. (Такая же розетка установлена и на переднем конце тепловоза.) В кабине машиниста расположены контрол-

лер, краны прямодействующего и поездного воздушного тормозов, рукоятка тифона, рукоятка верхних жалюзи шахты холодильника, рукоятка рубильника аккумуляторной батареи, педаль управления подачей песка под колёса тепловоза (на полу), реле напряжения и калорифер отопления кабины машиниста.

На кожухе контроллера установлены: кнопки выключатели (фиг. 16), переключатель соединения электродвигателей и измерительные приборы: аэротермометр для замера температуры масла перед холодильником, амперметр аккумуляторной батареи, манометр давления воздуха в резервуаре управления; аэротермометр, измеряющий температуру масла после холодильника; манометр давления масла, манометр давления топлива, манометр давления воздуха в тормозном цилиндре, аэротермометр для измерения температуры воды, манометр давления воздуха в магистрали и в главном тормозном резервуаре; часы и сигнал боксования (зуммер). Контроллер имеет две рукоятки. Одна из них служит для изменения оборотов двигателя, а следовательно и мощности двигателя и тепловоза, а другая для перевода тепловоза на передний или задний ход. Запуск двигателя и управление тепловозом, а также обеспечение нормальной работы всего агрегата осуществляются посредством перечисленных выше приборов и устройств.

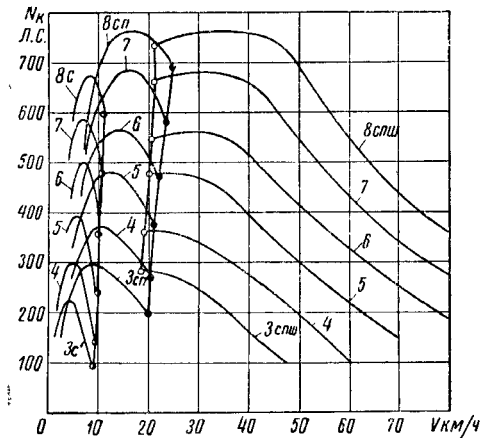
Рукоятку контроллера машинист устанавливает в одно из девяти возможных положений, из которых восемь создают последовательно увеличивающуюся нагрузку пружины регулятора оборотов двигателя. Режим работы и скорость движения тепловоза устанавливаются автоматически соответственно профилю пути. При этом благодаря автоматическому изменению напряжения генератора всё время поддерживается мощность, наибольшая для установленных оборотов (см. главу «Электрическая передача тепловозов», стр. 497).

Аккумуляторное помещение и помещение силовой установки закрыты капотом. Капот над силовым помещением имеет люки для выемки деталей двигателя. С боков капота имеются двери, позволяющие осматривать и производить ремонт силовой установки. Кроме того, к боковой стенке этого капота приварен раструб воздушного фильтра.

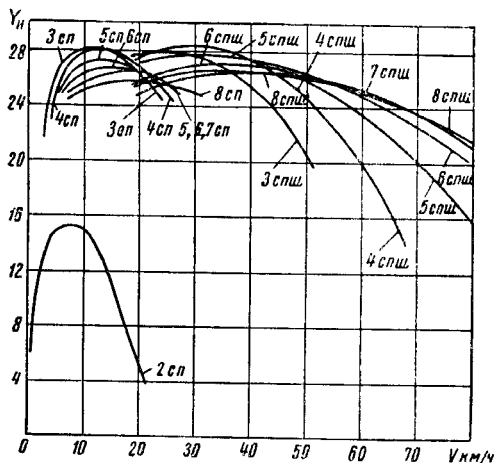
**Тепловоз ТЭ 2.** Для обслуживания тяжёлых поездов, имеющих большую скорость, служит тепловоз серии ТЭ 2 с общей мощностью двигателей 2 000 л. с. (фиг. 17).

Тепловоз ТЭ 2, выпускаемый промышленностью с 1951 г. в качестве серийного, представляет собой две одинаковые секции, соединённые в одно целое жёсткой сцепкой и снабжённые на свободных концах постами управления. Поэтому управление тепловозом производится с поста секции, являющейся для данной поездной головной. Каждая секция тепловоза имеет силовую установку (см. стр. 448), тяговые электродвигатели и вспомогательные механизмы, одинаковые с тепловозом ТЭ 1). Характеристика этого тепловоза приведена в табл. 2.

Рама тепловоза ТЭ 2 представляет собой сварную конструкцию, выполненную из листовой стали, и по весу примерно в два раза легче рамы тепловоза ТЭ 1.

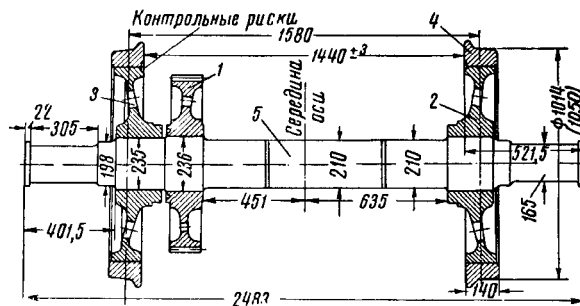


Фиг. 11. Касательная мощность в зависимости от скорости движения при различных положениях рукоятки контроллера машиниста (цифры на кривых обозначают положения рукоятки контроллера машиниста; индексы С, СП, СПШ — режимы включения тяговых электродвигателей: С — включение по серийной схеме, СП — включение по серийно-параллельной схеме, СПШ — включение по серийно-параллельной схеме с шунтировкой поля)

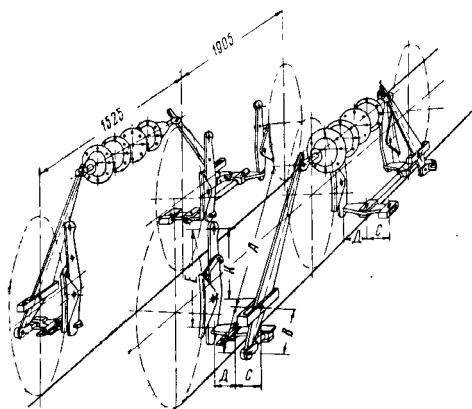


Фиг. 12. К. п. д.  $U_k$  тепловоза ТЭ 1 в зависимости от скорости движения при различных положениях рукоятки контроллера машиниста и различных схемах включения тяговых электродвигателей (с отнесением 65% работы воздушного компрессора на обслуживание тормозов поезда)





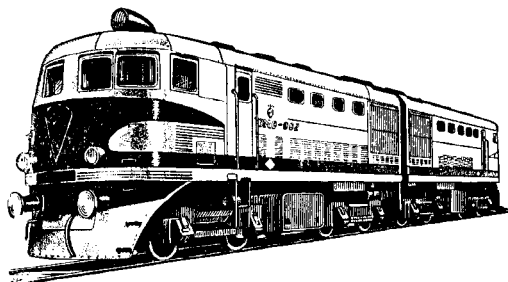
Фиг. 14. Колёсная пара тепловоза ТЭ 1: 1—шестерня; 2—ступица колёсного центра; 3—колёсный центр; 4—бандаж; 5—ось



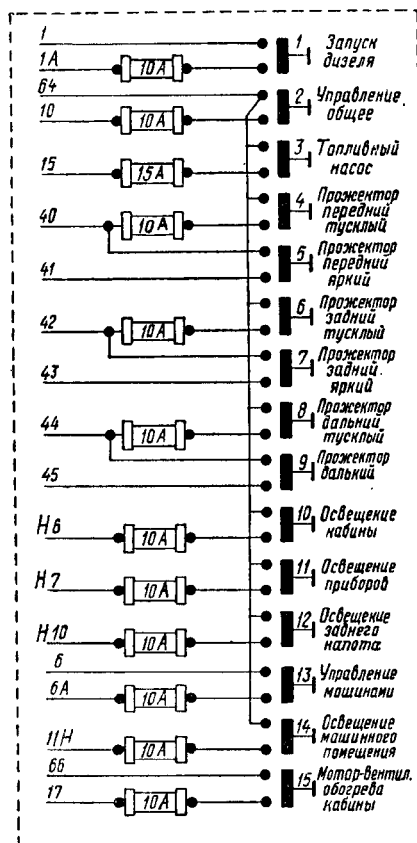
Размеры в мм

<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>K</i>
518	210	222	203	221	375

Фиг. 15. Схема тормозной передачи  
тепловоза ТЭ 1



Фиг. 17. Общий вид тепловоза ТЭ 2



Фиг. 16. Схема кнопочной панели поста управления машиниста тепловоза ТЭ 1 (цифры на проводах соответствуют схеме электрических соединений, см. фиг. 109а, 109б)



Двухосные тележки (фиг. 18) состоят из рамных листов толщиной 102 мм, соединённых балками и междурамным креплением. Балки соединены с боковыми листами болтами, междурамное крепление — сваркой. В средней части междурамного крепления отлит нижний пятник, имеющий, так же как и пятник тепловоза ТЭ 1, сменные кольцо и диск подпятника.

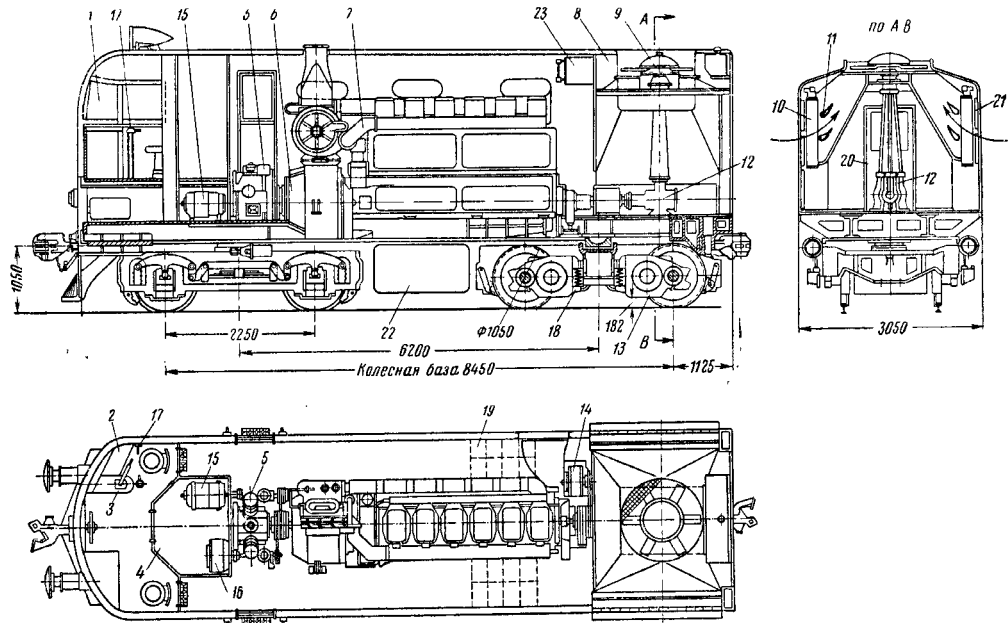
К междурамному креплению приварены кронштейны тормозной системы и подвески электродвигателей.

Расположение оборудования видно на фиг. 19. Кабина машиниста с приборами

Вентиляция машинного помещения обеспечивается наличием специальных щелей в стенках кузова и вентиляционными отверстиями в крыше тепловоза. Забор воздуха для охлаждения генератора производится через патрубок, выходящий к щелям.

Для обеспечения работы в зимних условиях на тепловозе установлен подогреватель топлива, который размещён вместе с фильтром грубой очистки топлива и топливоподкачивающей помпой с левой стороны кузова (если смотреть по ходу тепловоза).

Связь между секциями осуществляется при помощи двусторонней световой сигна-



Фиг. 19. Схематический разрез одной секции тепловоза ТЭ 2: 1 — кабина машиниста; 2 — пульт управления; 3 — контроллер машиниста; 4 — высоковольтная камера; 5 — компрессор; 6 — генератор; 7 — двигатель; 8 — шахта холодильника; 9 — вентилятор холодильника; 10 — водяные и масляные секции холодильника; 11 — направляющие щиты; 12 — редуктор; 13 — тяговые электродвигатели; 14 — вентилятор охлаждения тяговых электродвигателей задней тележки; 15 — вспомогательный генератор-возбудитель; 16 — вентилятор охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки; 17 — тормозной кран машиниста; 18 — тележка; 19 — аккумуляторная батарея; 20 — дверь межсекционного сообщения; 21 — жалюзи; 22 — топливный бак; 23 — водяной бак

управления расположена впереди тепловоза, за ней размещена высоковольтная камера. Далее следует силовая установка тепловоза, подобная установке тепловоза ТЭ 1. Шахта вентилятора выполнена в виде арки, что позволяет осуществить сообщение между секциями. Водяные и масляные секции холодильника расположены в боковых стенках кузова. Воздух через секции просасывается вентилятором улучшенной конструкции, приводимым во вращение вертикальным валом редуктора.

С валом двигателя редуктор соединён при помощи горизонтального вала и фрикционной муфты включения. Управление последней осуществляется электропневматическим приводом с поста машиниста. Смазка редуктора производится от общей смазочной системы двигателя; при этом возможна регулировка количества подводимого к редуктору масла. Также при помощи электропневматического привода производится управление жалюзи холодильника.

Управление тепловозом ТЭ 2 производится по той же системе, как и на тепловозе ТЭ 1, а именно используется автоматическое регулирование мощности двигателя. Шунтировка поля тяговых электродвигателей повышена до 50% (на первых ТЭ 2) и до 42% (на ТЭ 2—20—67 и последующих), а также добавлено реле управления.

В настоящее время разрабатывают проект нового мощного тепловоза с двигателем, развивающим 2 000 л. с. в одном агрегате, при строительном весе около 8 кг на 1 л. с. Тепловоз представляет собой шестиосный тележечный локомотив с нагрузкой на ось, не превышающей  $21 \pm 0,6$  т.

Тепловозы Э-ЭЛ и Дб. Тепловозы серий Э-ЭЛ и Дб имеются в СССР в значительно меньшем количестве, нежели тепловозы серии ТЭ. Тепловоз Дб представляет собой тележечный шестиосный локомотив с автоматической двухкаскадной электрической схемой управления, имеющей дополнительное

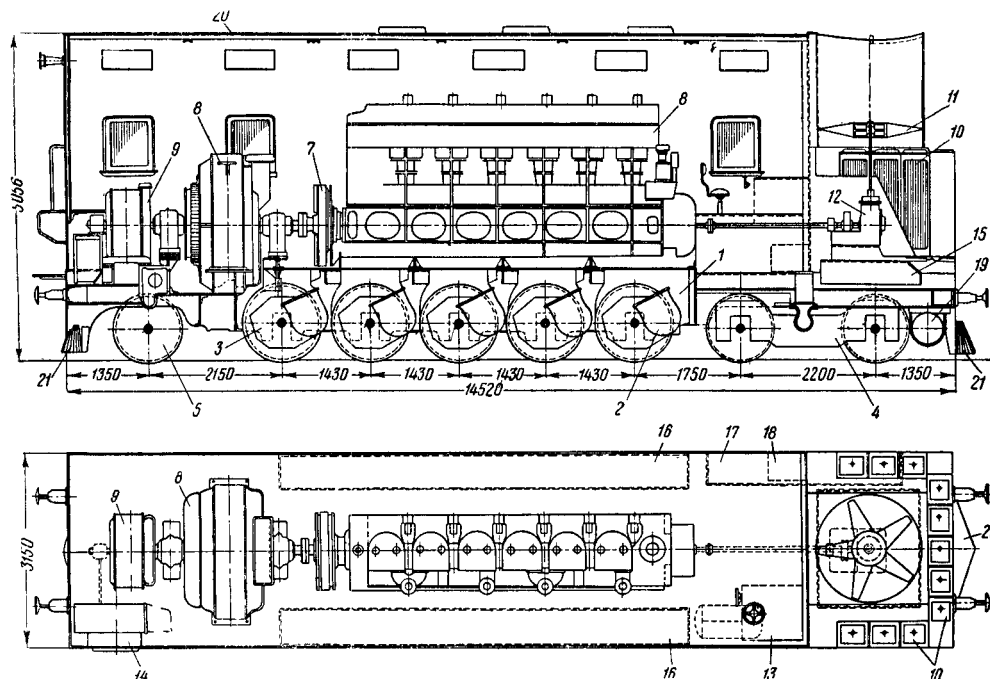
устройство в виде автоматического регулятора нагрузки, а тепловоз Э-ЭЛ — локомотив с размещением движущих осей в жёсткой раме, с колёсной формулой 2-5<sub>0</sub>-1.

Тепловоз серии Э-ЭЛ был первым серийным магистральным тепловозом, который выпускался нашей промышленностью. Располо-

жённость агрегатов и общий вид тепловоза приведены на фиг. 20 и 21.

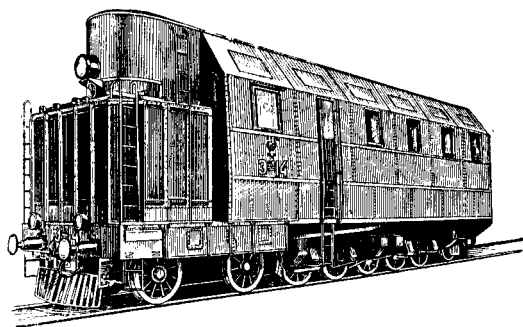
Касательная мощность и к. п. д. тепловоза серии Д<sup>6</sup> приведены на фиг. 24 и 25.

Кроме указанных выше тепловозов с электрической передачей, на железных дорогах Советского Союза работали тепловозы ЭЭЛ-2



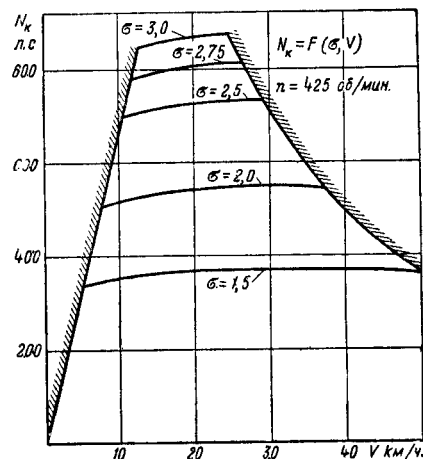
Фиг. 20. Схематический разрез и план тепловоза серии Э-ЭЛ: 1—рама тепловоза; 2—тяговые электродвигатели; 3—зубчатая передача; 4—передняя тележка; 5—задняя тележка; 6—главный двигатель; 7—полужёсткая муфта; 8—главный генератор; 9—возбудитель; 10—холодильник; 11—вентилятор; 12—редуктор вентилятора; 13—главный контроллер; 14—вентилятор охлаждения тяговых электродвигателей; 15—водяной бак; 16—топливные баки; 17, 18—масленные баки; 19—главный воздушный резервуар; 20—кузов тепловоза; 21—скотосбрасыватель

жение агрегатов и общий вид тепловоза приведены на фиг. 20 и 21, подробные сведения о силовой установке и электрической



Фиг. 21. Общий вид тепловоза Э-ЭЛ

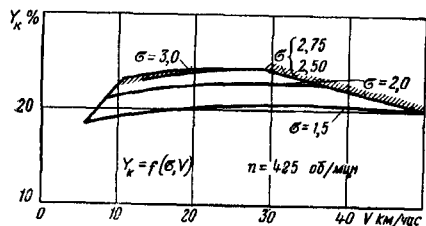
передаче см. «Двигатели внутреннего сгорания» и «Электрическая передача тепловозов». Тяговые характеристики отдельных тепловозов даны в разделе «Тяговые расчёты».



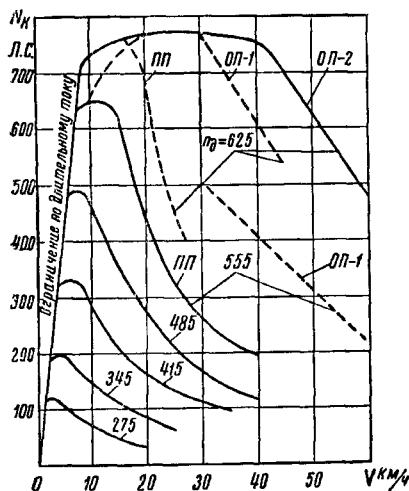
Фиг. 22. Касательная мощность тепловоза Э-ЭЛ в зависимости от скорости движения и наполнения ( $\sigma$ —количество топлива в г, подаваемое в один цилиндр двигателя за один рабочий ход поршня)

ОЭЛ-6, ОЭЛ-7, ЭЭЛ-8, ВМ-20, представлявшие собой экспериментальные локомотивы с электрической передачей. В настоящее время не-

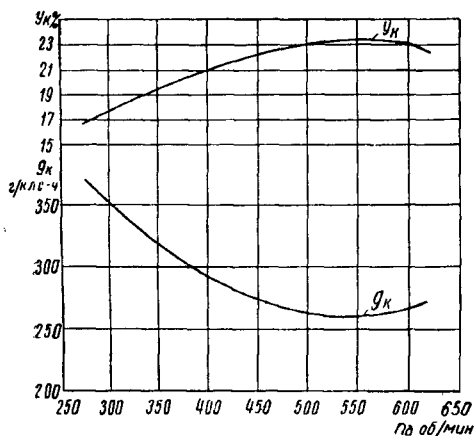
которые из них работают (ЭЭЛ-5, ВМ-20), а другие или используются в качестве электростанций или находятся в запасе (ЭЭЛ-2, ЭЭЛ-8).



Фиг. 23. К. п. д. тепловоза Э-ЭЛ в зависимости от скорости движения  $v$  и наполнения  $z$



Фиг. 24. Касательная мощность тепловоза Д<sup>б</sup> в зависимости от скорости движения и оборотов двигателя (цифры на кривых обозначают обороты двигателя, индексы ПП, ОП-1, ОП-2 — режимы включения тяговых электродвигателей; ПП — последовательно-параллельное включение тяговых электродвигателей при полном поле, ОП-1 и ОП-2 — последовательно-параллельное включение тяговых электродвигателей при первой и второй ступенях ослабления поля)



Фиг. 25. К. п. д. тепловоза Д<sup>б</sup> и удельный расход топлива при полной мощности, установленной для заданных оборотов вала двигателя

## ТЕПЛОВЗЫ С МЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Представителями этого типа тепловозов являются тепловоз Э<sup>мх</sup>-3 и тепловоз Б<sup>мх</sup>. Тепловоз Э<sup>мх</sup>-3 был первым в мире мощным магистральным тепловозом с механической передачей.

Основные данные тепловоза приведены в табл. 2; схематический разрез тепловоза дан на фиг. 26.

Рама тепловоза листовая, внутренняя, тепловоз имеет восемь осей, из них пять движущих. Осевая формула тепловоза 2-5-1. Крутящий момент двигателя через главную муфту, коробку скоростей, имеющую три ступени скорости, отбойный вал и шатунный механизм, передается движущим колёсам тепловоза. Переключение ступеней передачи производится при помощи трёх электромагнитных муфт, управляемых с поста машиниста. Изменение направления движения тепловоза производится изменением направления вращения вала двигателя.

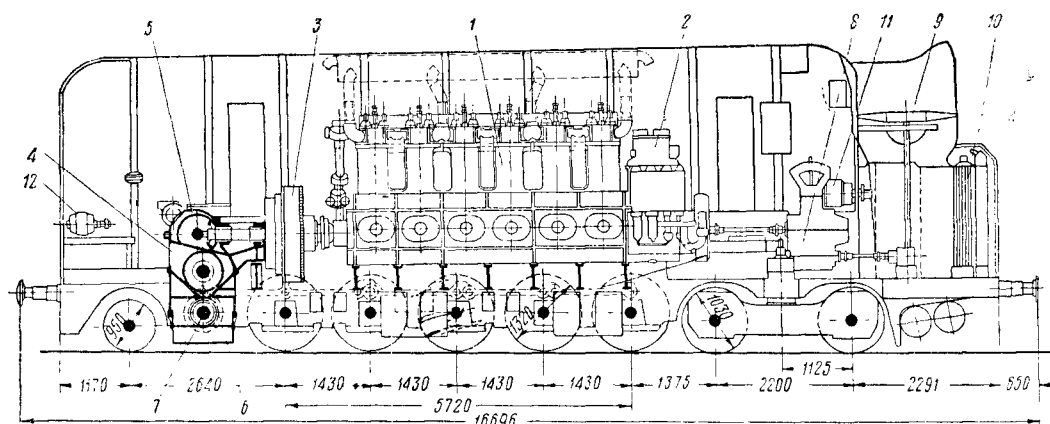
Двигатель имеет воздушное распыливание топлива. Пуск его в ход производится сжатым воздухом, который предварительно нагнетается компрессором в специальные пусковые резервуары.

Тепловоз Б<sup>мх</sup> (фиг. 27) имеет двигатель мощностью 300 л. с. и четырёхступенчатую коробку скоростей. Его осевая формула 0-2-0. Включение фрикционных муфт производится сжатым воздухом. Реверсирование тепловоза осуществляется с помощью трёх конических зубчатых колёс, находящихся в корпусе коробки. Трогание с места и переход с одной ступени на другую возможны благодаря проскальзыванию в муфтах в моменты переключения.

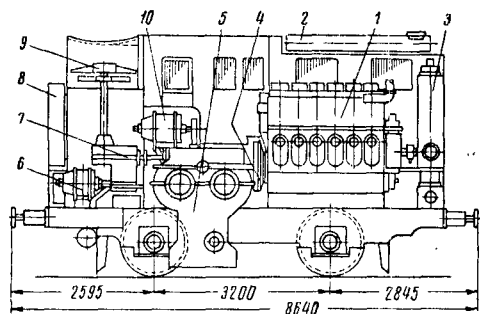
Кроме тепловозов, на сети имеются небольшие маневровые тепловозы-мотовозы М<sup>д</sup>/<sub>2</sub> постройки Калужского завода, М<sup>3</sup>/<sub>2</sub>, МК-15 и М<sup>к</sup>/<sub>2</sub>-15.

Мотовоз М<sup>д</sup>/<sub>2</sub> не получил распространения, мотовоз же М<sup>3</sup>/<sub>2</sub> достаточно широко применяется; он представляет собой двухосный локомотив, оси которого получают вращение через цепь от отбойного вала коробки реверса. Коробка реверса связана с коробкой скоростей, получающей вращение от вала двигателя.

Двигатель для мотовоза используется автомобильный (ЗИС-5). Число ступеней в коробке скоростей — четыре. Мотовозы этого типа работают на бензине, а также могут быть оборудованы газогенераторами, что даёт возможность работать на угле или древесине (чурках). Общий вид мотовоза с газогенераторной установкой ЦНИИ дан на фиг. 28. Данные мотовоза М<sup>3</sup>/<sub>2</sub>, М<sup>к</sup>/<sub>2</sub>-15 и МК-15 приведены в табл. 3

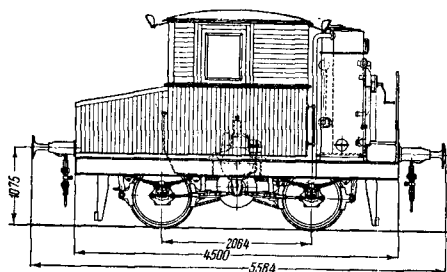


Фиг. 26. 1—двигатель; 2—компрессор; 3—главная муфта; 4—коробка скоростей; 5—верхний поперечный вал; 6—промежуточный вал; 7—отбойный вал; 8—коробка скоростей вентилятора; 9—вентилятор; 10—холодильник; 11—генератор для питания муфт и освещения тепловоза; 12—электродвигатель с масляным насосом для охлаждения поршней после остановки двигателя



Фиг. 27. Маневровый тепловоз БМХ типа 0-2-0: 1—двигатель; 2—глушитель; 3—котёл отопления; 4—рессорная муфта; 5—коробка скоростей и реверс; 6—стартер для пуска двигателя; 7—двухступенчатая коробка скоростей вентилятора; 8—холодильник; 9—колесо вентилятора; 10—генератор

Харьковским тепловозным заводом построен также мотовоз с двигателем В-2 с уменьшенной мощностью.



Фиг. 28. Мотовоз М $\frac{3}{2}$  с газогенераторной установкой

Осевая формула 0-3-0, сцепной вес 40 т, наибольшая скорость 35 км/час, сила тяги при 7 км/час 9 500 кг.

Таблица 3

Характеристика мотовозов

Элементы характеристики	Единица измерения	Мотовозы		
		М 3/2	МК-15	МК <sub>2</sub> -15
Осевая формула	—	0-2-0	0-2-0	0-2-0
Ширина колеи	мм	1 524	1 524	1 524
Рабочий вес	т	12	15	15
Диаметр колёс	мм	850	690	600
Число ступеней коробки скоростей	—	4	5	5
Наибольшая скорость	км/час	41	65	65
Тип двигателя	—	Карбюраторный Четырёхтактный ЗИС-5                      ЗИС-120		
Мощность двигателя	л. с.	73	85*	85*
Число оборотов	—	2 200	2 400	2 400
Число цилиндров	—	6	6	6
Диаметр цилиндра	мм	101,6	101,6	101,6
Ход поршня	»	114,3	114,3	114,3

\* Мощность кратковременная для ограниченного числа оборотов (2 400 об/мин.).

### ТЕПЛОВОЗЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

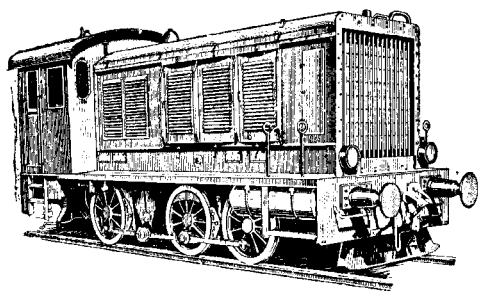
Тепловозом с гидравлической, вернее с гидромеханической, передачей является тепловоз ДГ типа 0-3-0. Внешний вид тепловоза представлен на фиг. 29. На тепловозе установлен четырёхтактный бескомпрессорный двигатель высокого сжатия, развивающий 360 л. с. при 600 об/мин. Наименьшее число оборотов 300 об/мин., диаметр цилиндров и ход поршня составляют соответственно 250 и 350 мм. Полный вес тепловоза 42 т, диаметр движущих колёс 1 100 мм.

Двигатель упругой муфтой связан через зубчатую, повышающую число оборотов передачу с гидротрансформатором и двумя гидромуфтами (см. стр. 528).



Включение одной или другой из этих муфт изменяет передаточное число от вала двигателя к движущим осям тепловоза, которые через шатунный механизм, отбойный вал, конические шестерни и две пары цилиндрических шестерён механической передачи связаны с гидромуфтами.

Механическая передача позволяет иметь два режима работы тепловоза: маневровый — с наибольшей скоростью движения до 30 км/час



Фиг. 29. Тепловоз ДГ с гидромеханической передачей

и поездной — с наибольшей скоростью движения до 60 км/час. Возможна работа тепловоза в двусосном виде. Имеются также проекты тепловозов с гидромеханической передачей для мощности 1 400 и 2 000 л. с. Тепловозы с гидростатической передачей, т. е. не турбинного типа, не нашли применения вследствие меньшего к. п. д. и вследствие недостаточной надёжности их в работе из-за высоких давлений рабочей жидкости.

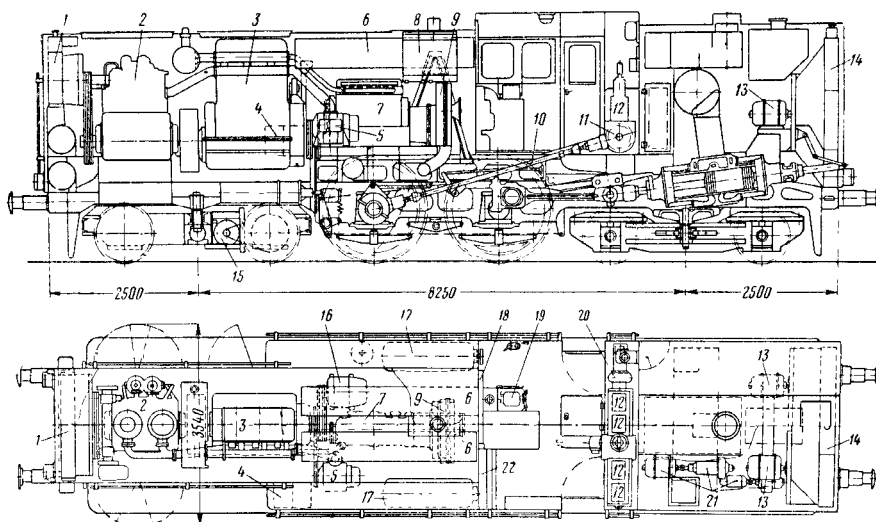
## ТЕПЛОВАЗЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

Многочисленные проекты и несколько попыток выполнения локомотива не дали удовлетворительных результатов. В качестве примера такой попытки на фиг. 30 представлена схема тепловоза непосредственного действия, который не мог быть доведён до эксплуатационной годности. Сжатый воздух для трогания с места поезда и для дополнительного наддува рабочих цилиндров тепловоза доставляется вспомогательной дизелькомпрессорной установкой, находящейся на раме тепловоза. Сгорание топлива (жидкого) происходит в рабочих цилиндрах главного двигателя. Продувка цилиндров двигателя осуществлена воздухом, подаваемым воздухоподушкой, приводимой во вращение вторым вспомогательным двигателем. Всего рабочих цилиндров три: один расположен внутри рамы локомотива и связан шатуном с первой движущей осью, два размещены с наружной стороны рамы и связаны шатунами со второй осью.

В связи с тем, что при пробной эксплуатации имела место длительная работа вспомогательной установки, был получен низкий коэффициент полезного действия тепловоза. Кроме того, работа локомотива была недостаточно надёжна. Дальнейшего развития этот тепловоз не получил.

## ТЕПЛОВАЗЫ С ГАЗОВОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

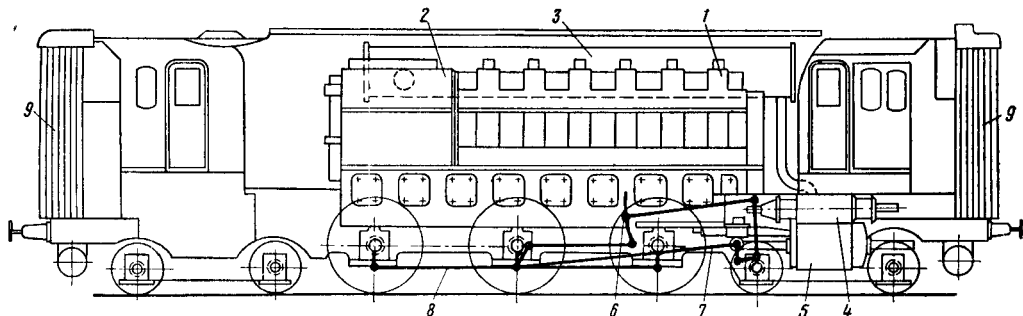
К тепловозам с газовой передачей в первую очередь должен быть отнесён тепловоз с механическим генератором газов системы Шелеста (см. стр. 429).



Фиг. 30. Тепловоз непосредственного действия: 1—холодильник компрессора; 2—компрессор; 3—двигатель компрессора; 4—батарея для пуска двигателя; 5—воздухоподушка двигателя 3 и компрессора 2; 6—топливные баки; 7—двигатель воздухоподушки тяговой машины тепловоза; 8—песочница; 9—воздухоподушка тяговой машины тепловоза; 10—шарнирный вал; 11—распределительный вал; 12—топливные насосы; 13—электродвигатель вентилятора; 14—холодильник; 15—генератор с приводом от оси; 16—генератор с приводом от двигателя 3; 17—воздушные резервуары; 18—приборный щит; 19—пульт управления тепловозом; 20—масленный регулятор воздухоподушки 5; 21—электродвигатели и насосы охлаждающей воды; 22—электроприборы

К тепловозам с газовой передачей должны быть отнесены также тепловозы с так называемой воздушной передачей. Схема такого построенного тепловоза дана на фиг. 31. Двигатель 1 приводит в действие компрессор 2, сжимающий воздух до давления 7 *атм.* Охлаждение воздуха осуществлено путём

и в районах угольных месторождений. В тепловозе могут быть использованы сжатые природные газы, транспортируемые в специальных баллонах на тендере или платформе. Может быть использован газ, полученный путём газификации твёрдого топлива в генераторе, также размещённом на тендере.



Фиг. 31. Тепловоз с воздушной передачей: 1—главный двигатель; 2—компрессор; 3—подогреватель воздуха; 4—распределительные золотники; 5—воздушные цилиндры тепловоза; 6—кулисный механизм; 7—ведущее дышло; 8—спарники; 9—холодильники

впрыскивания воды в цилиндры компрессора во время сжатия воздуха. Сжатый воздух заполняет баллоны, откуда по мере надобности подаётся в цилиндры воздушной машины паровозного типа. Перед цилиндрами воздух проходит через подогреватель 3, в котором используется для подогрева тепло отработавших газов двигателя. К. п. д. построенного тепловоза с воздушной передачей не превышал 23%, т. е. был ниже к. п. д. тепловозов с электрической и механической передачами. Вследствие сложности и недоработанности тепловоз этого типа распространения не получил.

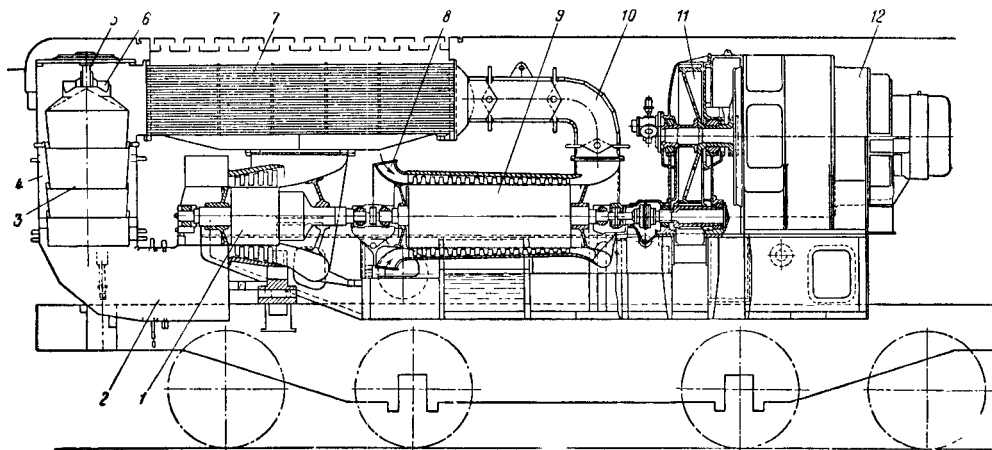
### ТЕПЛОВОЗЫ НА ГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ

Возможность использования в двигателях тепловозов газового топлива открывает перспективы для широкого распространения тепловозов не только в районах, территориально близких к нефтяным месторождениям, но

и в районах угольных месторождений. В тепловозе могут быть использованы сжатые природные газы, транспортируемые в специальных баллонах на тендере или платформе. Может быть использован газ, полученный путём газификации твёрдого топлива в генераторе, также размещённом на тендере.

### ГАЗОТУРБОВОЗЫ

Решение вопроса об использовании твёрдого топлива для тепловозов может идти также и по пути применения газовой турбины; хотя вопрос использования твёрдого топлива в газовых турбинах транспортного типа полностью не разрешён, однако сделаны значительные успехи в этой области. Использование же более тяжёлых и менее ценных сортов жидкого топлива уже имеет место. На фиг. 32



Фиг. 32. Схема силовой установки газотурбовоза

дана схема построенного газотурбовоза мощностью 2 200 л. с. Работа газотурбовоза протекает следующим образом.

По патрубку 8 воздух всасывается компрессором 9. По воздухопроводу 10 воздух подаётся через подогреватель 7 в камеру сгорания 3, куда он поступает через кольцевые каналы 6 и 4. Воздух, прошедший через каналы 4, служит для понижения температуры смеси газов сгоревшего топлива и воздуха, поступающей на лопатки турбины 1 через смесительную камеру 2. Топливо по-

даётся через форсунку 5 топливным насосом. После турбины газы проходят через подогреватель 7, отдавая часть тепла воздуху. Давление воздуха, нагнетаемого компрессором, 3—7 атм. Температура смеси воздуха и газа перед турбиной достигает 600° С.

Основная мощность турбины (75—80%) затрачивается на сжатие воздуха в компрессоре; остальная часть мощности передаётся через редуктор 11 на генератор постоянного тока 12, питающий тяговые электродвигатели газотурбовоза.

## ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ТЕПЛОВОЗОВ, МОТОВОЗОВ И АВТОМОТРИС

### КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Наряду с общими требованиями, предъявляемыми к четырёхтактным и двухтактным двигателям внутреннего сгорания (см. ТСЖ, том 2, раздел «Двигатели»), независимо от области их применения, к двигателям, используемым на тепловозах, мотовозах и автомотрисах, предъявляются дополнительные требования, вызываемые наличием габарита и весовыми ограничениями допускаемой нагрузки на ось тепловоза.

Эти требования предопределяют необходимость применения высокооборотного форсированного двигателя, используемого в качестве первичной силовой установки тепловоза.

Увеличение мощности и уменьшение удельного веса четырёхтактного двигателя обеспечивается применением газотурбинного наддува, имеющего место, в частности, на двигателях тепловозов серий ТЭ 1, ТЭ 2, ТЭ 5. Поэтому возможность применения четырёхтактных двигателей на тепловозах и более мелких подвижных единицах значительно увеличилась с применением наддува.

Возросло также применение на тепловозах и двухтактных двигателей, рабочее число оборотов которых сильно поднялось в связи с широким использованием выпуска отработавших газов через управляемые выпускные клапаны, расположенные в крышках цилиндров.

В последние годы получают распространение на тепловозах двигатели с расходящимися поршнями. Эти двигатели наряду с некоторым усложнением конструкции имеют и значительные преимущества. Они обладают компактностью, в них достигается совершенная продувка и отсутствуют цилиндры крышки. Вес, приходящийся на единицу мощности для двигателей этого типа, достигает наименьшей величины.

Расположение цилиндров двигателей тепловозов, как правило, вертикальное или V-образное. В автомотрисах, имеющих меньшую мощность, применяют иногда и горизонтальное расположение цилиндров. По устройству и размещению цилиндров двигателей тепловозов непосредственного действия пока ещё не имеется определённых данных в связи с отсутствием до настоящего времени работоспособных тепловозов этого типа. Число оборотов у тепловозных двигателей колеблется в пре-

делах 450—1 000 об/мин., у автомотрисных двигателей, имеющих меньшую мощность и размеры, оно значительно больше.

На мотовозах использовались в основном двигатели автомобилей. В частности, на мотовозе М  $\frac{3}{2}$  был установлен двигатель автомобиля ЗИС-5.

В последнее время выполнены опытные образцы мотовозов, на которых установлены двигатели высокого сжатия.

Перевод на газифицированное топливо наиболее просто решается для мотовозных двигателей, так как газогенераторная установка монтируется непосредственно на раме мотовоза. У двигателей при этом увеличивается камера сжатия и вводятся смесители на всасывающем трубопроводе.

Перевод на газифицированное топливо двигателей мощных тепловозов представляет дополнительные трудности в связи с необходимостью наличия самостоятельного тендера, на котором должна монтироваться газогенераторная установка, снабжённая системой охладителей и очистителей.

Перевод двигателя тепловоза на газифицированное топливо может производиться по двум вариантам: при первом варианте уменьшается степень сжатия и зажигание газоз-воздушной смеси осуществляется при помощи свечей; при втором варианте зажигание осуществляется при помощи запального топлива, впрыскиваемого самостоятельно действующей насосной системой. Переоборудование двигателя по первому варианту уменьшает мощность установки. Второй способ перевода позволяет сохранить полную мощность двигателя, который в случае необходимости может быть использован как чисто нефтяной.

Использование газифицированного топлива позволит расширить область применения тепловозов в районах, не только близко расположенных к нефтяным месторождениям, но и в районах добычи твёрдого топлива.

### КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

На тепловозах, работающих в настоящее время на железных дорогах Советского Союза, установлено три типа двигателей.

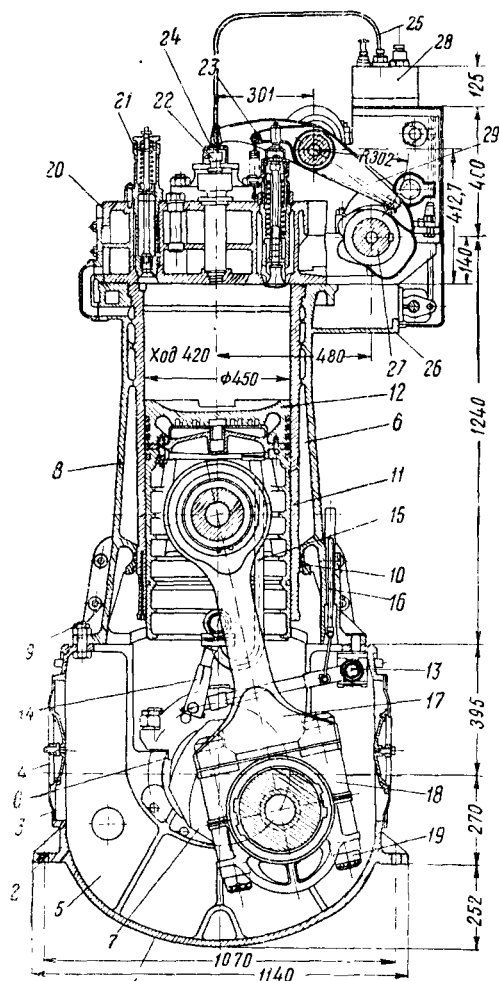
На тепловозах серии Э-ЭЛ установлен двигатель высокого сжатия с самовоспламе-

нением топлива, бескомпрессорным распыливанием и воздушным запуском. Для сжатия воздуха до 64 атм служит двухступенчатый компрессор, вал которого жёстко связан с коленчатым валом двигателя. Марка двигателя 42-БМК-6 (фиг. 33).

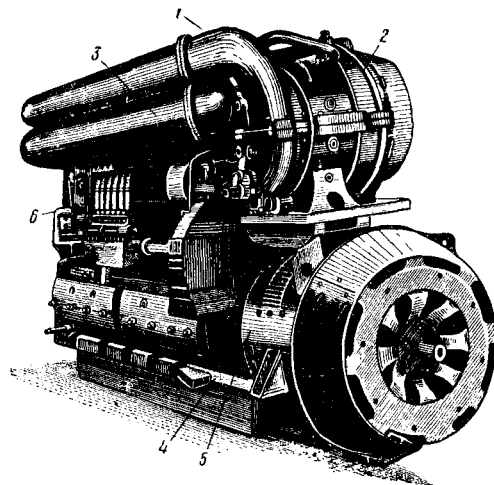
На тепловозах серий ТЭ 1, ТЭ 2, ТЭ 5 также установлен двигатель высокого сжатия марки Д-50. Двигатель этот имеет бескомпрессорное распыливание топлива. Запуск производится от аккумуляторной батареи с исполь-

зованием генератора в качестве пускового электродвигателя (фиг. 34).

Третьим типом двигателя, имеющимся в эксплуатационном парке, является восьмицилиндровый вихрекамерный бескомпрессорный двигатель высокого сжатия, установленный на тепловозах серии Д<sup>б</sup>. Запуск двигателя



Фиг. 33. Поперечный разрез двигателя 42-БМК-6: 1—картер двигателя; 2—отверстие для крепления картера к поддизельной раме; 3—большой люк; 4—малый люк; 5—картерная перемычка; 6—постель коренного подшипника; 7—коленчатый вал; 8—цилиндровый блок; 9—болт крепления цилиндрического блока с картером; 10—резиновые уплотнительные кольца; 11—цилиндрическая втулка; 12—головка поршня; 13—неподвижный шарнир маслопровода охлаждения поршней; 14—качающийся шарнирный трубки масляного охлаждения поршней; 15—труба надвода масла к головке поршня; 16—индикаторный привод; 17—шатун; 18—мотылевый подшипник; 19—мотылевый болт; 20—цилиндрическая крышка; 21—предохранительный клапан; 22—форсунка; 23—пусковой клапан; 24—выпускной клапан; 25—нагнетательная топливная трубка; 26—лоток (коробка) распределительного вала; 27—распределительный вал; 28—топливный насос; 29—рычаг пускового клапана



Фиг. 34. Двигатель Д-50: 1—газовая турбина; 2—воздуходувка; 3—выхлопные коллекторы; 4—картер; 5—генератор; 6—топливные насосы и регулятор

производится от аккумуляторной батареи (фиг. 35).

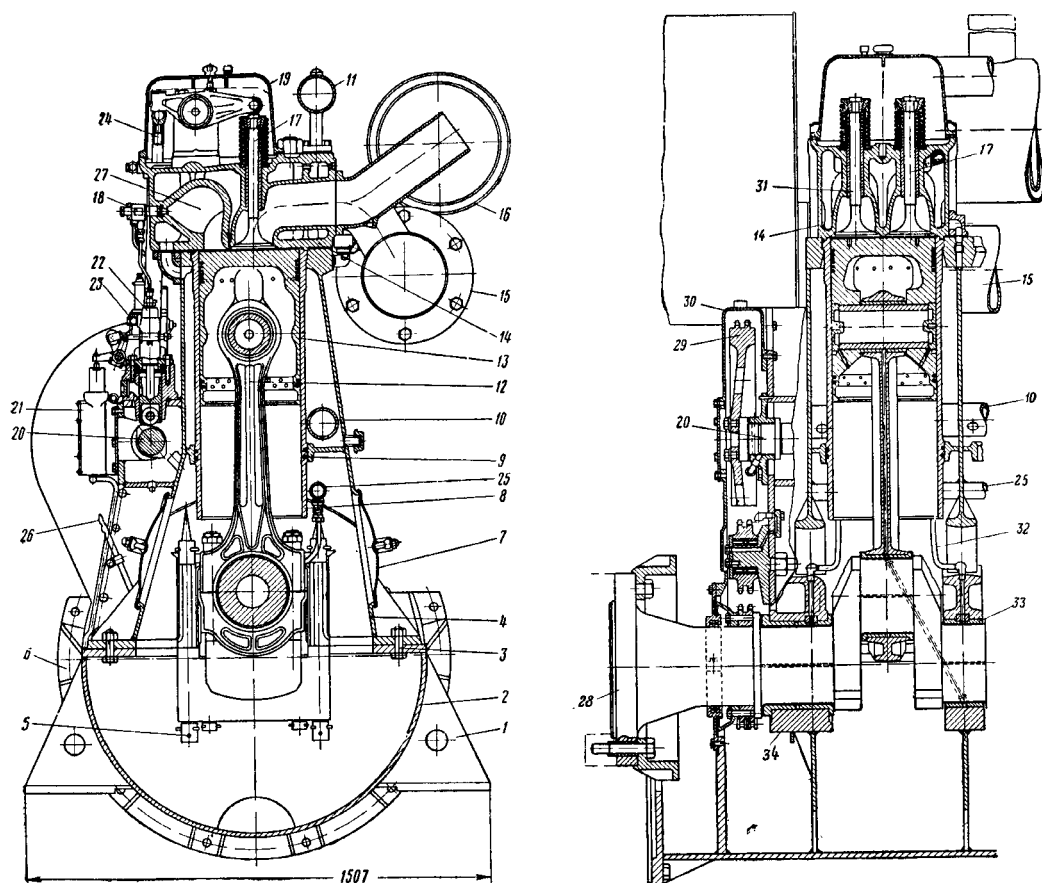
Кроме указанных выше двигателей, имеются восьмицилиндровые четырёхтактные предкамерные двигатели высокого сжатия мощностью по 825 л. с. при 640 об/мин., установленные на тепловозе ЭЭЛ-8, и бескомпрессорные двигатели высокого сжатия со струйной подачей топлива, установленные на тепловозах серии СЭЛ, в настоящее время не работающих.

Основные параметры тепловозных двигателей приведены в табл. 4.

Ниже, на фиг. 36—46, приведены диаграммы, характеризующие основные тепловые и механические параметры двигателей Д-50, 42-БМК-6 и двигателя тепловоза Д<sup>б</sup>.

### 3. КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ

**3.1. Картер и цилиндрический блок.** Шесть цилиндров двигателя Д-50 отлиты в один блок, соединяемый с картером силовыми анкерными и шпильными шпильками (фиг. 47). Нижняя часть картера представляет собой маслосборник, куда сливается масло со всех трущихся и смазываемых деталей двигателя. Поперечные рёбра с уширенными приливами образуют постели для вкладышей коренных подшипников коленчатого вала. Крепление картера к раме тепловоза осуществляется посредством болтов, пропускаемых через отлитые заодно с картером полки. Передний конец картера имеет уширенный круговой фланец, к которому болтами жёстко крепится корпус главного генератора.



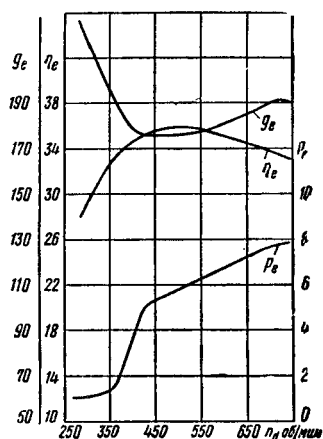
Фиг. 35. Поперечный и продольный разрезы двигателя тепловоза Д<sup>б</sup>: 1 — опорная лапа; 2 — картер; 3 — болт крепления картера с блоком; 4 — блок цилиндров; 5 — шпильки крепления картера с блоком; 6 — фланец для крепления статора генератора; 7 — крышка люка; 8 — цилиндрическая втулка; 9 — уплотнительные резиновые кольца; 10 — труба подвода охлаждающей воды; 11 — труба отвода горячей воды; 12 — шатун; 13 — поршень; 14 — цилиндрическая крышка; 15 — впускной (всасывающий) коллектор; 16 — выпускной (выхлопной) коллектор; 17 — выпускной клапан; 18 — форсунка; 19 — колпак; 20 — распределительный вал; 21 — регулятор максимального числа оборотов; 22 — топливный насос; 23 — регулятор оборотов; 24 — штанга толкателя клапана; 25 — труба подвода смазочного масла; 26 — рычаг ручной прокачки топлива; 27 — вихревая камера цилиндрической крышки; 28 — фланец коленчатого вала; 29 — зубчатое колесо цепного привода распределительного вала; 30 — кожух цепного привода; 31 — выпускной клапан; 32 — трубка подвода масла к коренному подшипнику; 33 — опорный коренной подшипник; 34 — упорный коренной подшипник

Т а б л и ц а 4

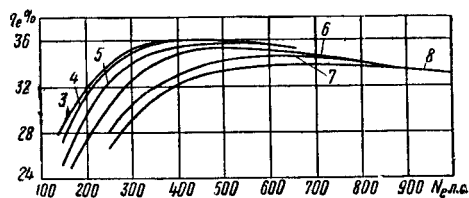
Параметры тепловозных двигателей

Марка двигателя	Тактность	Число цилиндров	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Наибольшее число оборотов в мин.	Эффективная мощность, л. с.	Расчётное эффективное давление, кг/см <sup>2</sup>	Средняя скорость поршня, м/сек
42-БМК-6 . . . . .	4	6	450	420	450/425*	1 200	5,3	5,95
Д-50 . . . . .	4	6	318	330	740	1 050	7,75	8,1
Тепловоз Д <sup>б</sup> . . . . .	4	8	324	394	625	1 000	5,55	8,2
» Ээл-8 . . . . .	4	8	310	370	820/640	860/825	5,2	7,9
» Оэл . . . . .	4	6	280	380	750/700	650/600	5,5	8,9

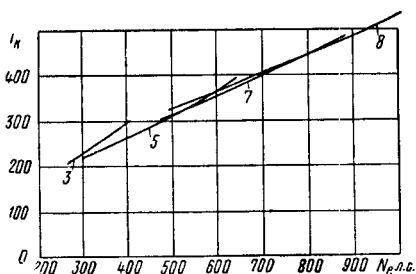
\* Числитель — максимально возможное число оборотов двигателя; знаменатель — предельные обороты двигателя, установленного на тепловозе.



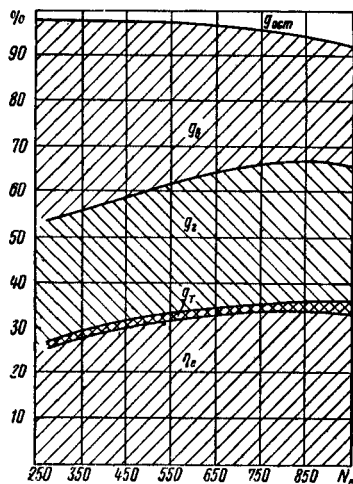
Фиг. 36. Зависимость к. п. д.  $\eta_e$  двигателя Д-50, расхода топлива на эффективную силу/час  $g_e$  и среднего эффективного давления  $p_e$  от оборотов вала двигателя  $n_d$



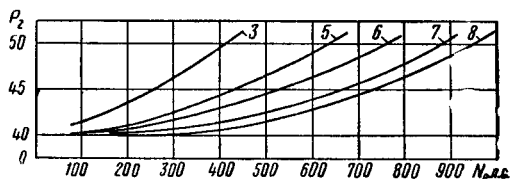
Фиг. 38. Зависимость эффективного к. п. д.  $\eta_e$  двигателя Д-50 от мощности  $N_e$ , реализуемой на валу, для разных положений рукоятки контроллера машиниста  $n_k$ . Цифры на кривых обозначают положения контроллера машиниста



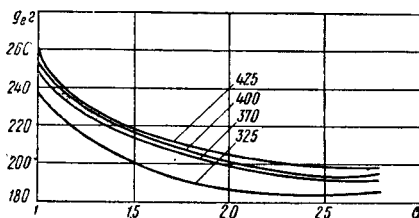
Фиг. 40. Зависимость средней температуры  $t_k$  газов в выпускных коллекторах двигателя Д-50 перед турбиной турбовоздуходувки от мощности на валу двигателя  $N_e$  при различных положениях рукоятки контроллера машиниста  $n_k$ . Цифры на кривых обозначают положения рукоятки контроллера машиниста



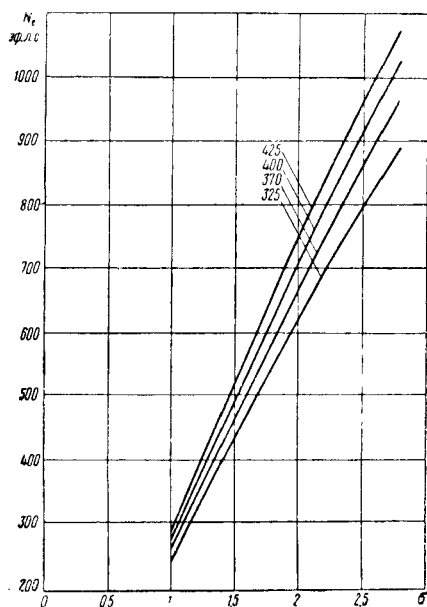
Фиг. 37. Тепловой баланс двигателя Д-50 по нагрузочной характеристике при  $n_d = 740$  об/мин. (по данным испытаний двигателя на тепловозном заводе):  $\eta_e$  — эффективный к. п. д. двигателя;  $g_т$  — потери тепла в турбине;  $g_з$  — потери тепла с выпускными газами;  $g_г$  — потери тепла с охлаждающей водой;  $g_{ост}$  — остаток теплового баланса;  $N_e$  — эффективная мощность двигателя в л. с.



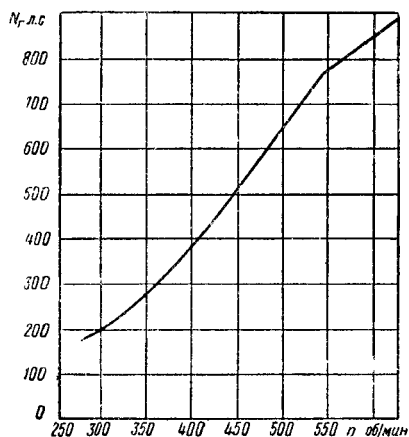
Фиг. 39. Зависимость давления сгорания  $p_z$  от мощности на валу  $N_e$  двигателя Д-50 при различных положениях рукоятки контроллера машиниста. Цифры на кривых обозначают положения рукоятки контроллера машиниста



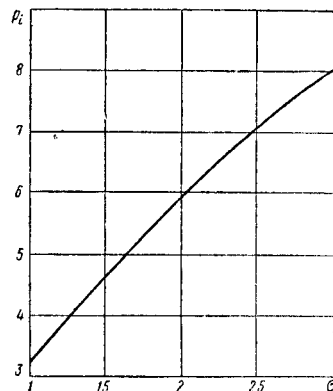
Фиг. 41. Зависимость расхода топлива на эффективную силу/час  $g_e$  от подачи топлива  $\sigma$  двигателя 42-БМК-6. Цифры на кривых обозначают обороты вала двигателя;  $\sigma$  — подача топлива в г на рабочий ход поршня



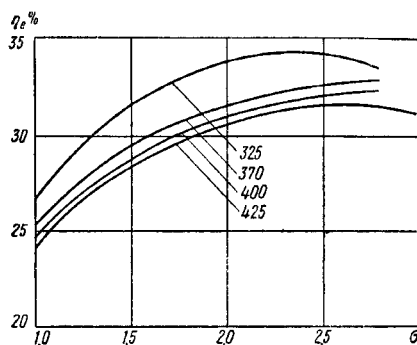
Фиг. 42. Зависимость эффективной мощности  $N_e$  на валу двигателя 42-БМК-6 от подачи топлива  $z$  и оборотов вала двигателя  $n$  ( $z$  — подача топлива в г на рабочий ход поршня)



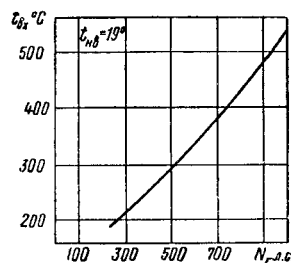
Фиг. 45. Зависимость мощности на клеммах генератора  $N_g$  при полной нагрузке двигателя тепловоза серии Д от числа оборотов вала двигателя  $n$



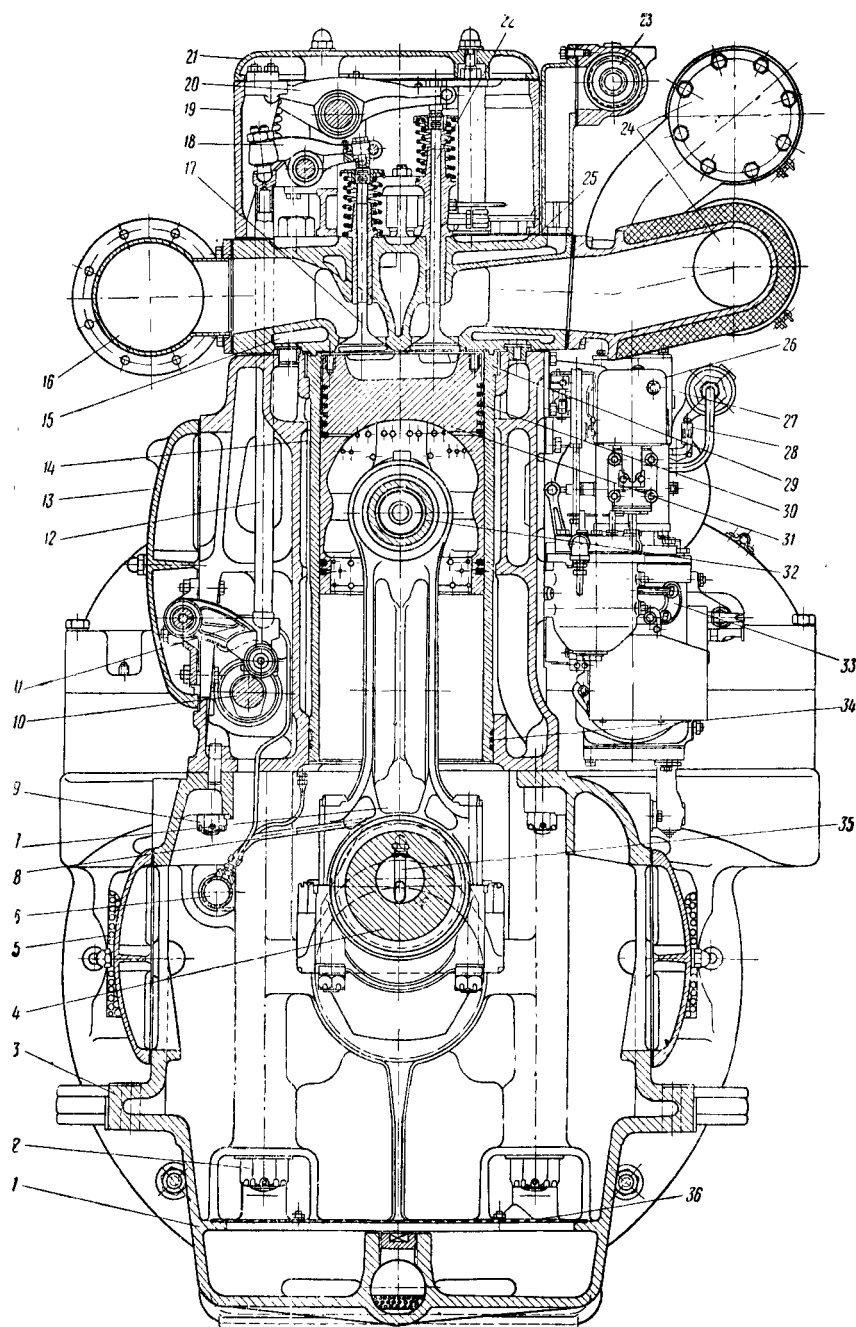
Фиг. 43. Зависимость среднего индикаторного давления  $p_i$  двигателя 42-БМК-6 от подачи топлива  $\sigma$  ( $\sigma$  — подача топлива в г на рабочий ход поршня)



Фиг. 44. Зависимость эффективного к. п. д.  $\eta_e$  двигателя 42-БМК-6 от подачи топлива  $z$  ( $z$  — подача топлива в г на рабочий ход поршня). Цифры на кривых обозначают обороты вала двигателя



Фиг. 46. Зависимость температуры выпускных газов  $t_{ex}$  от мощности на клеммах генератора  $N_g$  тепловоза серии ДБ при температуре наружного воздуха  $t_{нв}$ , равной  $19^\circ\text{C}$



Фиг. 47. Поперечный разрез двигателя Д-50: 1—картер; 2—анкерная шпилька; 3—полка крепления картера с рамой тепловоза; 4—коленчатый вал; 5—крышка люка; 6—масленная труба; 7—шатун; 8—смазочные трубки коленчатого вала, распределительного вала и качающихся рычагов привода клапанов; 9—сшивная шпилька; 10—распределительный вал; 11—качающийся рычаг; 12—штанга толкателя; 13—крышка люка; 14—полость охлаждения цилиндровой втулки; 15—водяные каналы крышки; 16—впускной канал крышки и коллектор; 17—впускной клапан; 18—рычаг впускного клапана; 19—коробка привода клапанов; 20—рычаг выпускных клапанов; 21—крышка коробки привода; 22—выпускные клапаны; 23—сборная труба горячей воды; 24—выпускные коллекторы; 25—цилиндровая крышка; 26—электромагнит выключения двигателя; 27—регулятор оборотов; 28—указатель уровня масла в регуляторе; 29—цилиндровая втулка; 30—уплотнительные (компрессионные) кольца; 31—поршень; 32—поршневой палец; 33—рычажный механизм управления регулятором; 34—резиновые уплотнительные кольца; 35—трубка в коленчатом валу для перехода масла от коренной к мотылевой шейке; 36—сетка



Блок цилиндров разделён на две продольные части: в большей размещены цилиндровые втулки, образующие вместе со стенками блока полости, в которых циркулирует охлаждающая эти втулки вода; в меньшей части в подшипниках лежит распределительный вал и размещаются направляющие рычаги и толкатели привода клапанов.

Охлаждающая вода, поступающая из холодильника, подводится к водяному центробежному насосу. После насоса вода под давлением проходит во внутреннюю полость двигателя, где разделяется на параллельные потоки, которые охлаждают цилиндровые втулки и далее проходят в цилиндровые крышки через отверстия, имеющиеся в блоке цилиндров.

Внутренняя полость втулки шлифуется и хонингуется, чем достигается высокая степень чистоты обработок поверхностей. Верхняя часть цилиндровой втулки утолщена и имеет фланец, который входит в соответствующую выточку в верхней части блока. Притирка фланца к блоку в выточке предотвращает проникновение воды наружу из охлаждающего пространства. От проникновения же воды в картер предохраняют резиновые кольца, поставленные в канавки, проточенные в нижней части втулки, и прижатые после постановки втулки в блок к кольцевой поверхности последнего.

Картер двигателя 42-БМК-6 (см. фиг. 33) собирается из четырёх литых стальных секций, соединяемых между собой призонными болтами, после чего стыки обвариваются. Три секции образуют картер двигателя, четвёртая — картер компрессора. В поперечных рёбрах фасонного сечения размещаются постели для коренных подшипников. Нижняя часть картера служит ванной для смазочного масла. Картер установлен на специальной фундаментной раме, вместе с которой он крепится к раме тепловоза. Блок цилиндров составлен из шести стальных отливок, сболченных между собой. В последнее время места соединения также обваривают. Цилиндровые втулки чугунные.

Уплотнение водяного пространства достигается постановкой кольца из красной меди под верхний бурт втулки и двух резиновых колец в нижней цилиндрической части втулки.

Картер и блок восьмицилиндрового двигателя тепловоза Дб (см. фиг. 35) свариваются из стальных плит: при этом картер имеет фланец, к которому призонными болтами присоединяется станина генератора.

В сваренных в картер фасонных поперечных рёбрах образованы постели для вкладышей коренных подшипников.

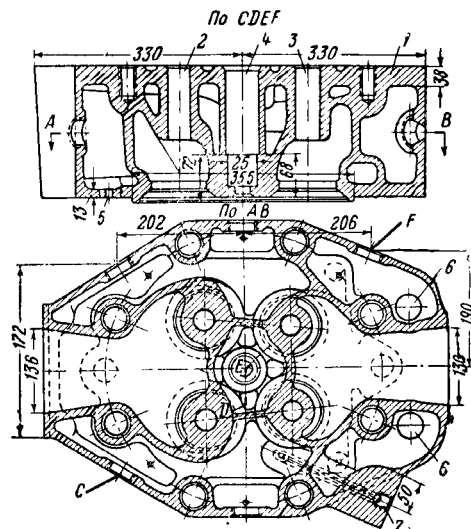
К картеру снизу приварен сборник для масла, забираемого масляным насосом двигателя. Картер крепится к раме тепловоза шестью опорными лапами.

Подвод охлаждающей воды к цилиндрическим втулкам производится через установленную внутри блока трубу, имеющую в каждом отсеке блока несколько выходных отверстий. Втулки чугунные, покрытые внутри слоем хрома; уплотнение вверху из медных прокладок, а внизу из резиновых колец. Распределительный вал размещён в коробке, приваренной

к наружной стенке блока с левой стороны (по ходу тепловоза) двигателя.

**Цилиндровые крышки.** Цилиндровая крышка двигателя Д-50 (фиг. 48) представляет собой полую коробку, в которой размещены каналы для прохода охлаждающей воды, каналы для всасываемого в цилиндр воздуха и отработавших газов, а также втулки для постановки форсунок и направляющих шпинделей выпускных и впускных клапанов.

Крепится крышка к цилиндровому блоку восемью шпильками. На крышках устанавливаются коробки, несущие опоры для рычагов впускных и выпускных клапанов. Впускные и выпускные клапаны отличаются только длиной стержней. На каждом



Фиг. 48. Крышка цилиндра двигателя Д-50: 1—тело крышки; 2—место для втулки шпинделя впускного клапана; 3—место для втулки шпинделя выпускного клапана; 4—гнездо для заправочной гильзы форсунки; 5—отверстие для перехода воды из блока; 6—отверстия для прохода штанг толкателей клапанов; 7—канал индикаторного крана

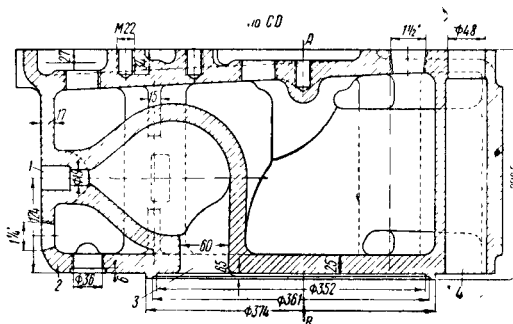
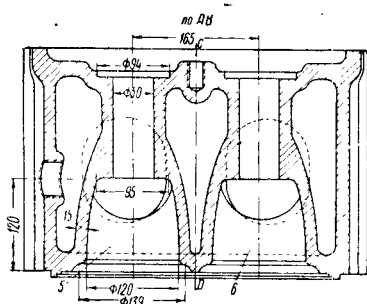
клапане имеется по две пружины. Для впускных клапанов имеется ещё по дополнительной пружине. Притирка тарелок клапанов производится непосредственно к гнездам, проточенным в днище крышки. Нагретая вода из крышек отводится через патрубки в общую трубу, проходящую вдоль всех крышек. Рычажные коробки крепятся на цилиндрических крышках четырьмя шпильками и накрываются крышками.

Крышка цилиндра двигателя тепловоза Дб (фиг. 49), так же как и крышка двигателя Д-50, отлита из чугуна. В крышке имеется по одному впускному и одному выпускному клапану, которые притираются к гнездам, проточенным в теле крышки. Оси клапанных рычагов закреплены на кронштейнах, установленных на верхней плоскости крышки. Для предупреждения попадания на боковые поверхности двигателя масла, смазывающего рычаги, крышки покрыты колпаками. Отличительной особенностью крышки этого двигателя является вихревая камера, образованная в крышке при её отливке. Переход воды из

блока в крышку производится через переходные патрубки, а отвод — через патрубки в общую трубу, подводящую нагретую воду к холодильнику.

Крышка цилиндра двигателя 42-БМК-6 (фиг. 50) отличается значительно большими размерами, а также тем, что на ней установлены, кроме форсунки и выпускного и впускного

**Коленчатый вал.** Коленчатый вал двигателя Д-50 представляет собой поковку из стали с повышенными механическими показателями. Колена каждой половины вала расположены под углом  $120^\circ$  и представляют собой зеркальное изображение друг друга. При этом шатунные шейки каждой пары цилиндров, а именно: первого и шестого, второго

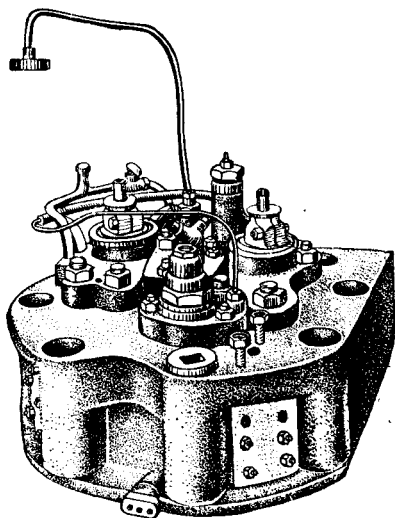


Фиг. 49. Цилиндровая крышка двигателя тепловоза Д5: 1—гнездо для установки форсунки; 2—тело крышки; 3—горловина вихревой камеры; 4—отверстие для шпильки крепления крышки; 5, 6—гнезда впускного и выпускного клапанов

клапанов, также клапан воздушного пуска двигателя и предохранительный клапан. Это делает крышку значительно сложнее в отливке. Конструкция выпускного и впускного клапанов отличается от описанных выше тем, что они снабжаются корпусами. Корпус

и пятого, третьего и четвертого, располагаются в одной плоскости и имеют одинаковое направление. Коренные шейки вала несверленные, а шатунные — сверленные. Масло от коренных шеек к шатунным подводится по вальцованым в сверления вала стальным трубкам. Диаметр коренных шеек 240 мм; диаметр шатунных — 210 мм. За седьмой коренной шейкой на валу посажено разъемное зубчатое колесо, которое через паразитное колесо передает вращение зубчатым колесам обоих распределительных валов двигателя. Половины разъемного колеса укрепляются на шейке вала шпонками и двумя разъемными хомутами, стягиваемыми болтами. После переднего коренного подшипника вал переходит во фланец. Конец вала на стороне разъемного зубчатого колеса также имеет фланец, который с помощью болтов скрепляется с валом якоря генератора. Вал лежит на семи коренных подшипниках; четвертый и седьмой подшипники более длинные и имеют по четыре шпильки для крепления крышек подшипников. Вкладыши подшипников представляют собой тонкостенные бронзовые полуцилиндры с заливкой антифрикционным сплавом. Так как подшипники взаимозаменяемы, то должны быть выдержаны все размеры вкладыша. Вкладыши коренных и шатунных подшипников изображены на фиг. 51 и 52 (размеры даны для нового вала).

Вкладыши двигателя тепловоза Д5 отличаются от описанных размерами (диаметр коренной шейки равен 222,4 мм, диаметр шатунной шейки — 213,84 мм) и материалом тела (вкладыши стальные). Кроме того, между вкладышами коренных подшипников установлены регулирующие прокладки, которых нет на двигателе Д-50. Вал двигателя тепловоза Д5 имеет восемь колен, расположенных парно под углом  $90^\circ$ . Четвертое и пятое, третье и шестое, второе и седьмое и первое и восьмое колена лежат в одной плоскости и одинаково направлены (зеркальное изобра-



Фиг. 50. Цилиндровая крышка двигателя 2-БМК-6 в сборе

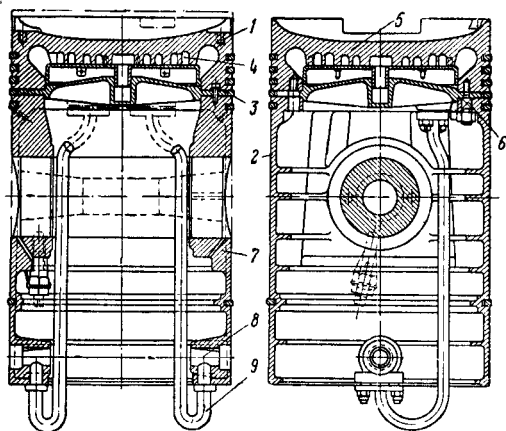
клапана при постановке в крышку прижимается к сменному кольцу, притертому к гнезду, образованному в теле цилиндрической крышки. Седлом клапана является само прокладное кольцо и поэтому для притирки клапана необязательно снимать тяжелую цилиндрическую крышку, достаточно снять корпус клапана. Корпус выпускного клапана охлаждается водой.



шая тепло, которое передаётся поршню газами при сгорании топлива. Поршень изготовлен из алюминиевого сплава. Процентное содержание составляющих сплава: алюминий — 83,3, кремний — 11,35, никель — 2,69, медь — 0,92, марганец — 0,5, магний — 0,82, железо — 0,42. Верхняя часть поршня имеет чашеобразную впадину и вырезы, позволяющие осуществлять открытие клапанов в верхнем положении поршня. Уплотнительных колец на поршне 5, маслосрезающих — 3. Замок уплотнительных колец имеет косой срез, маслосрезающих — прямой. Палец плавающего типа, т. е. свободно перемещается в гнездах поршня. От упора в стенку втулки палец предохраняется алюминиевыми заглушками.

Поршень двигателя тепловоза Дб также изготовлен из алюминиевого сплава и конструктивно близок к поршню двигателя Д-50, differing от последнего размерами (см. табл. 4 и фиг. 35).

Поршень двигателя 42-БМК-6 (фиг. 55) составной. Головка поршня стальная, кова-

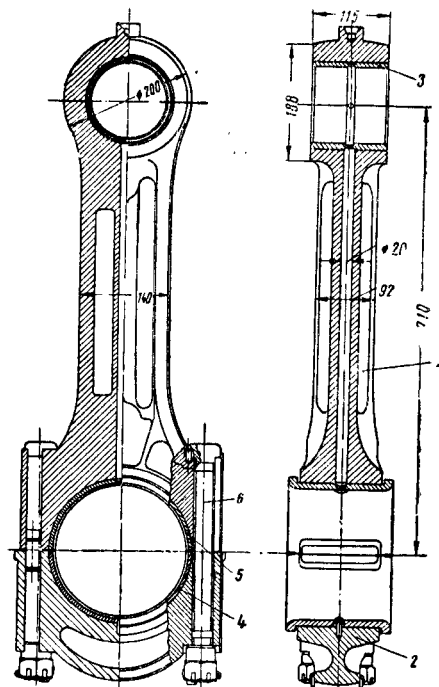


Фиг. 55. Поршень двигателя 42-БМК-6: 1—головка; 2—направляющая часть поршня; 3—проставка; 4—кольцевые канавки для прохода охлаждающего масла; 5—днище; 6—шпилька; 7—бобышка; 8, 9—канал и трубка подвода охлаждающего масла от шарнирной трубки к головке поршня

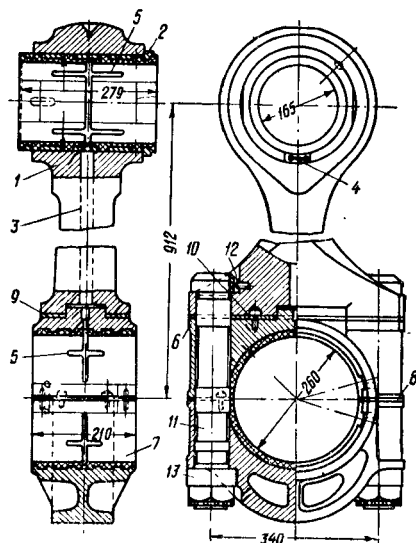
ная, охлаждаемая маслом, подводимым по системе шарнирных труб из общей смазочной системы. Цилиндрическая направляющая часть поршня отлита из чугуна и соединяется с верхней частью шпильками. Палец запрессовывается в гнезда поршня, при этом по диаметру палец имеет три ступени. От проворачивания и смещения палец предохраняется стопорным болтом и шпонкой.

**Шатун.** Шатун двигателя Д-50 (фиг. 56) термически обработан. Нижняя головка шатуна разъемная, а крышка головки соединяется со стержнем шатуна посредством четырех болтов, сжимая тонкостенные бронзовые вкладыши с баббитовой заливкой. В верхнюю закрытую головку запрессовывается бронзовая втулка, обхватывающая поршневой палец. Палец смазывается маслом, поступающим по внутреннему сверлению в теле шатуна из шатунного подшипника. В шатунных болтах, изготовленных

из стали 18ХНВА, не должно быть трещин. Веса шатунов одного комплекта не должны отличаться более чем на 200 г.



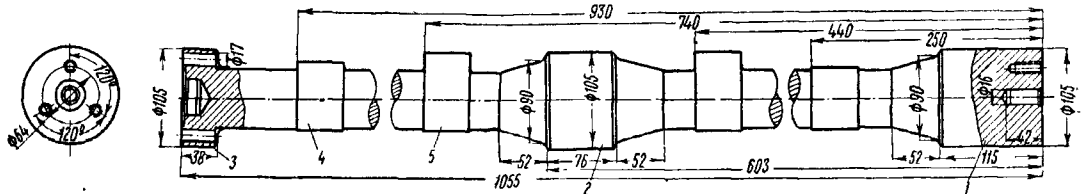
Фиг. 56. Шатун двигателя Д-50: 1—стержень шатуна; 2—крышка шатунного подшипника; 3—втулка верхней головки шатуна; 4—нижний вкладыш; 5—верхний вкладыш; 6—шатунные болты



Фиг. 57. Шатун двигателя 42-БМК-6: 1—стержень шатуна; 2—втулка поршневого пальца; 3—сверление в стержне; 4—замочная планка; 5—канавки подшипника; 6—верхняя половина шатунного подшипника; 7—нижняя половина шатунного подшипника; 8—прокладки вкладышей; 9—прокладки шатуна; 10—шуроп; 11—шатунный болт; 12—стопор; 13—гайка шатунного болта

Шатун двигателя тепловоза Дб конструктивно похож на шатун двигателя Д-50. Вкладыши стальные с тонким слоем антифрикционного сплава, регулировочных прокладок нет. Шатун двигателя 42-БМК-6 (фиг. 57) имеет нижнюю головку, полностью отъемную

нем шатуна ставят прокладочную пластину, привёрнутую шурупами к верхней половине головки и служащую для регулировки необходимой величины камеры сжатия. Верхняя головка цельная с запрессованной в неё стальной втулкой, залитой баббитом. Для предот-



Фиг. 58. Распределительный вал клапанов двигателя Д-50: 1, 2, 3—опорные шейки вала; 4—кулачок выпускного клапана; 5—кулачок впускного клапана

от стержня. Верхняя и нижняя половины этой головки служат для заливки в них баббита, слой которого достигает толщины 5 мм. В головке, между её половинами, предусмотрены прокладки для регулировки зазора на смазку. Между верхней половиной и стерж-

вращения проворачивания втулка поставлена на шпонке; от сдвига втулка предохранена буртом и замочной планкой.

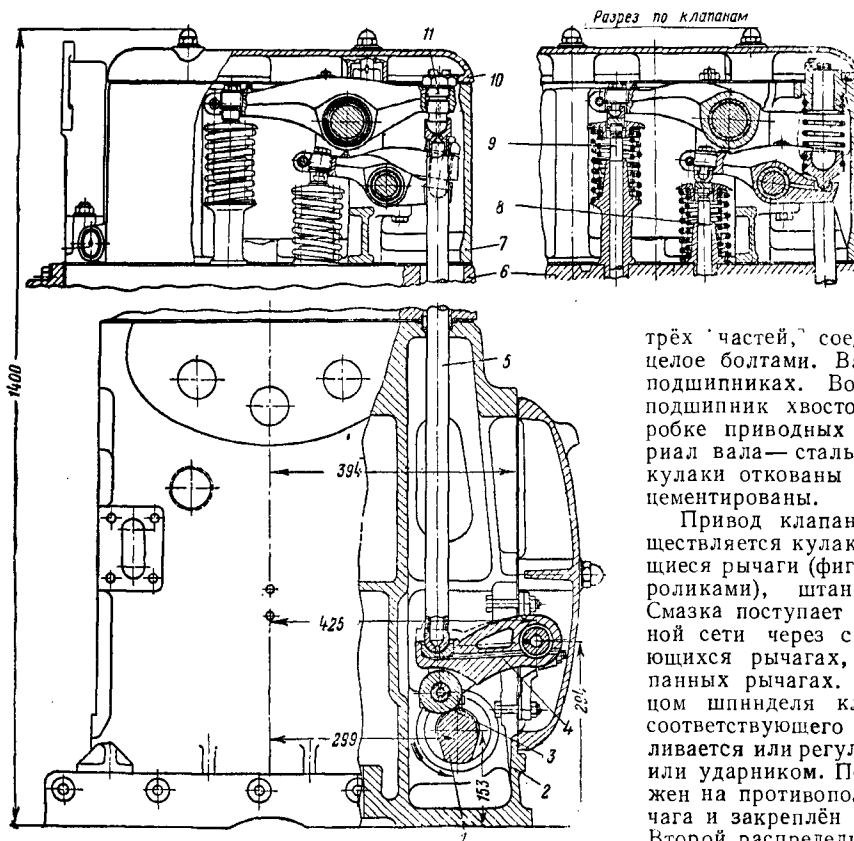
**Распределительный механизм и привод клапанных рычагов.** Распределительный механизм двигателя Д-50 состоит из двух валов

и посаженных на этих валах зубчатых колёс. Последние через паразитное зубчатое колесо соединены с ведущим зубчатым колесом, закреплённым на коленчатом валу.

Распределительный вал клапанов (фиг. 58) состоит из

трёх частей, соединённых в одно целое болтами. Вал лежит в семи подшипниках. Восьмым является подшипник хвостовика вала в коробке приводных шестерён. Материал вала—сталь марки 12ХНЗА; кулаки откованы заодно с валом и цементированы.

Привод клапанных рычагов осуществляется кулаками через качающиеся рычаги (фиг. 59) (снабжённые роликами), штанги и толкатели. Смазка поступает из общей смазочной сети через сверления в качающихся рычагах, штангах и клапанных рычагах. Зазор между торцом шпинделя клапана и бойком соответствующего рычага устанавливается или регулировочной гайкой или ударником. Последний расположен на противоположном конце рычага и закреплён тяжёлым болтом. Второй распределительный вал служит для привода кулачкового вала топливного насоса и связанного с последним привода регулятора числа оборотов и регулятора максимальных оборотов двигателя. Зацепление зубчатых колёс распреде-



Фиг. 59. Привод клапанных рычагов двигателя Д-50: 1—распределительный вал; 2—цилиндровый блок; 3—ролик; 4—качающийся рычаг; 5—штанга; 6—цилиндрическая крышка; 7—коробка привода клапанов; 8—впускной клапан; 9—выпускной клапан; 10—крышка коробки; 11—регулирующая гайка для установления зазора между клапаном и рычагом

лительных валов, а также и кулачкового вала топливного насоса должно соответствовать фазам распределения двигателя, приведенным ниже.

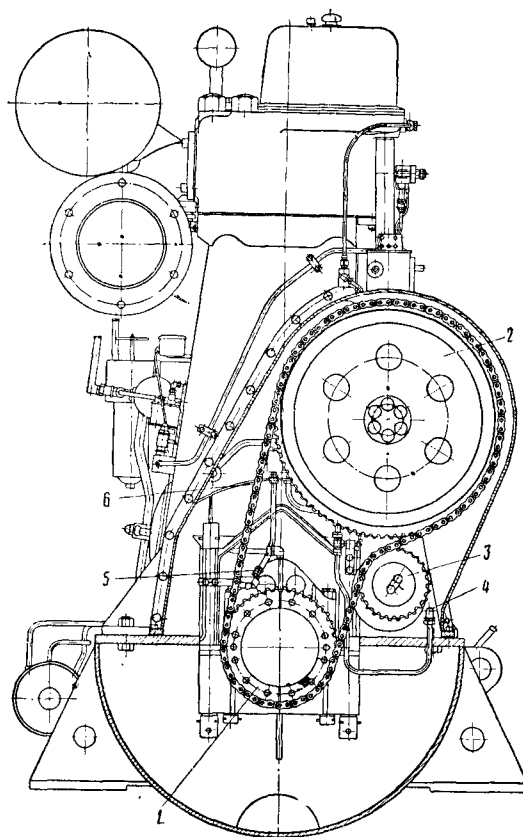
Привод распределительного вала двигателя тепловоза Дб представлен на фиг. 60. Вал, так же как и вал двигателя Д-50, составной, но кроме кулаков впускных и выпускных клапанов имеет кулаки привода топливных насосов для каждого из восьми цилиндров двигателя. С этим же валом посредством конических зубчатых колёс связаны регулятор числа оборотов вала и регулятор максимальных оборотов двигателя.

Отличие привода распределительного вала двигателя 42-БМК-6 заключается в верхнем расположении распределительного вала (на уровне цилиндрических крышек) и в наличии четырёх кулаков для каждого цилиндра (кулаки впуска, выпуска, топливный и пусковой). Рабочая часть топливного кулака выполнена отъемной, благодаря чему её можно смещать, не изменяя положения остальных кулаков распределительного вала. Фазы распределения двигателей приведены в табл. 5.

Указанные значения начала открытия и конца закрытия клапанов соответствуют величинам температурных зазоров, установленных согласно инструкциям.

**Топливные насосы и их привод.** Блок топливных насосов установлен с левой стороны двигателя Д-50 (по ходу тепловоза) (фиг. 61). Блок состоит из корпуса, кулачкового вала, толкателей плунжера, снабжённых регулируемыми болтами и роликами, приспособлений для выключения подачи топлива во все цилиндры одновременно и в отдельные цилиндры, рычажных механизмов управления подачей топлива и отдельных секций топливного насоса (по одной секции на каждый цилиндр). Корпус блока в задней половине имеет три подшипника, в которых лежит кулачковый вал; диаметр подшипников обеспечивает свободное прохождение кулаков вала. В вертикальных колодцах этой половины, расположенных против кулаков, размещены толкатели. В передней половине корпуса размещены регулятор максимального

числа оборотов и механизм экстренного выключения двигателя, а также привод регулятора оборотов двигателя. Смазка шеек вала толкателей и зубчатых колёс привода

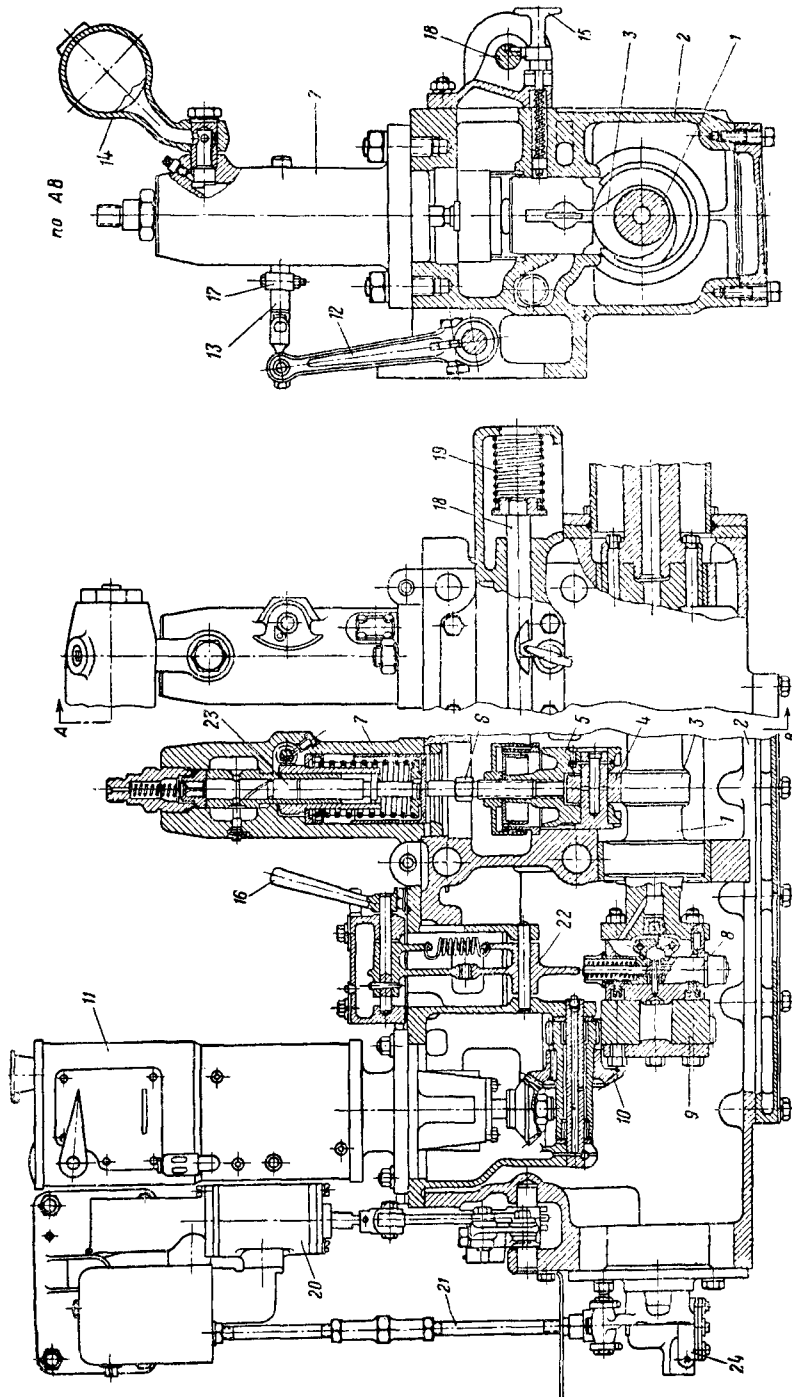


Фиг. 60. Привод распределительного вала двигателя тепловоза Дб: 1—зубчатое колесо коленчатого вала; 2—зубчатое колесо распределительного вала; 3—натяжное зубчатое колесо; 4, 5—сопла для подачи масла на цепь привода; 6—приводная цепь

Таблица 5

Фазы распределения двигателей

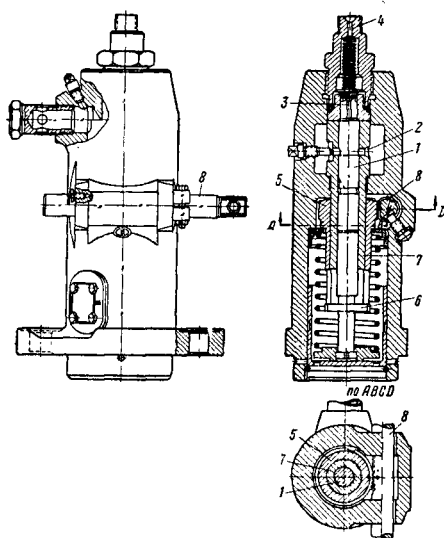
Фаза распределения	Д в и г а т е л ь					
	Д-50		42-БМК-6		тепловоза Д <sup>б</sup>	
	Углы поворота кривошипа в градусах					
	начало открытия	конец закрытия	начало открытия	конец закрытия	начало открытия	конец закрытия
Впуск	80 до в. м. т.	35 после н. м. т.	20°50' до в. м. т.	29 после н. м. т.	30 до в. м. т.	—
Выпуск	50 до н. м. т.	54 после в. м. т.	41°30' до н. м. т.	20°50' после в. м. т.	50 до н. м. т.	—
Подача топлива	28—31 до в. м. т.	—	25°10' до в. м. т.	—	17 до в. м. т.	—
Пуск	—	—	3°20' до в. м. т.	31°16' до н. м. т.	—	—



Фиг. 61. Привод и управление топливных насосов и регулятора двигателя Д-50: 1—кулачковый вал топливного насоса; 2—картер; 3—кулак; 4—ролик; 5—толкатель; 6—регулировочный болт; 7—корпус секции топливного насоса; 8—регулятор максимального числа оборотов; 9—толкатель; 10—коническая шестерня привода регулятора; 11—ручной выключатель секции; 16—рукоятка экстренного выключения двигателя; 17—ограничитель выхода рейки; 18—тяга группового выключения насосов; 19—пружина; 20—сервомотор; 21—тяга механизма затяжки всережимной пружиной регулятора; 22—четырёхплечий рычаг для экстренного выключения двигателя регулятором максимального числа оборотов; 23—плунжер; 24—электропневматические клапаны управления регулятором

регулятора производится маслом, подаваемым под давлением от общей смазочной системы двигателя по сверлениям в промежуточном кулачковом валу, а затем в корпусе блока топливных насосов.

Секция топливного насоса (фиг. 62) имеет неподвижно закреплённую в корпусе секции гильзу, в которой перемещается точно пришлифованный к ней плунжер. Перемещение плунжера вверх осуществляется кулаком вала насоса и толкателем, имеющим регулировочный болт, перемещение вниз — пружиной. Поворот плунжера относительно его



Фиг. 62. Секция топливного насоса двигателя Д-50: 1—плунжер; 2—отверстие в гильзе; 3—нагнетательный клапан; 4—штуцер нагнетательной трубы к форсунке; 5—поворотная гильза; 6—направляющие выступы плунжера; 7—гильза; 8—зубчатая рейка, поворачивающая гильзу 5 и плунжер 1 и соединённая с регулятором оборотов двигателя

геометрической оси на необходимый угол производится поворотной гильзой, в вырезы которой входят соответствующие выступы плунжера. Поворот этой гильзы, снабжённой в верхней части зубцами, в свою очередь, производится зубчатой рейкой, связанной рычагами с валом наполнения и с регулятором оборотов двигателя.

Ход плунжера постоянен по величине, однако благодаря наличию на верхней части плунжера винтового выреза при повороте на некоторый угол изменяется величина рабочего хода плунжера, т. е. того хода, в течение которого рабочая полость насоса разобщена от отверстий в гильзе, по которым подводится или отводится топливо. Поэтому поднимающийся плунжер, после того как отверстия будут закрыты, нагнетает топливо к форсунке и через распылитель последней впрыскивает его в цилиндр.

Отдельные секции топливного насоса могут быть выключены остановкой толкателя в верхнем положении при помощи ручного выключателя. При этом конусный конец вы-

ключателя входит в отверстие стакана толкателя.

Рукояткой экстренной остановки двигателя можно выключить одновременно все секции насоса. Это же действие производит регулятор максимального числа оборотов при превышении двигателем наибольшего рабочего числа оборотов на 15%.

Топливные насосы двигателя тепловоза Дб размещены на коробке распределительного вала. Против каждого цилиндра установлена одна секция топливного насоса. Плунжер секции приводится в движение толкателем, который перемещается кулаком распределительного вала.

Конструктивно секция подобна секции двигателя Д-50, однако плунжер и корпус её меньших размеров. Толкатель не имеет регулировочного болта для установки момента опережения подачи топлива. Изменение опережения осуществляется изменением толщины прокладки между фланцем корпуса секции и коробки вала. Связь с регулятором оборотов осуществлена валом наполнения и пружинными проставками между рычажками вала и рейками секции.

Регулятор максимального числа оборотов воздействует на вал наполнения, устанавливая его в положение выключения при превышении оборотов на 15% выше максимально допустимых.

Топливные насосы двигателя 42-БМК-6 (фиг. 63) установлены непосредственно над распределительным валом. Они резко отличны от описанных выше насосов золотникового типа. Момент начала подачи топлива к форсунке определяется в насосе двигателя 42-БМК-6 посадкой всасывающего клапана на седло, момент окончания подачи, т. е. отмеривание количества топлива, подаваемого в цилиндр, определяется открытием перепускного клапана. Опережение подачи устанавливается постоянным, как и на двигателе Д-50.

Изменение количества подаваемого в цилиндр топлива выполняется валом наполнения, связанным с регулятором оборотов. При этом поворачивается эксцентриковый вал, проходящий через рычаги перепускных (отсечных) клапанов. Тем самым изменяется момент открытия этих клапанов, т. е. конец подачи.

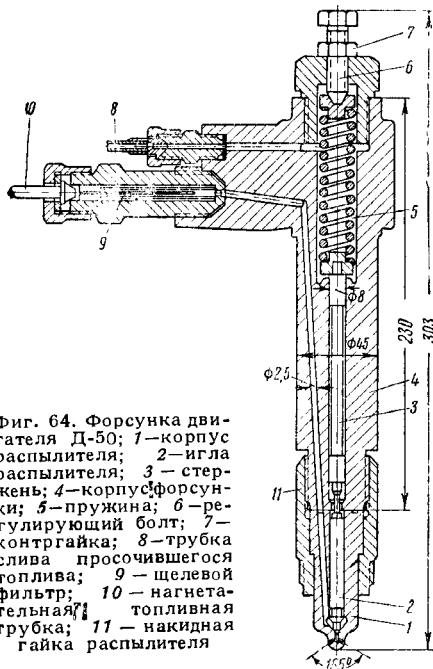
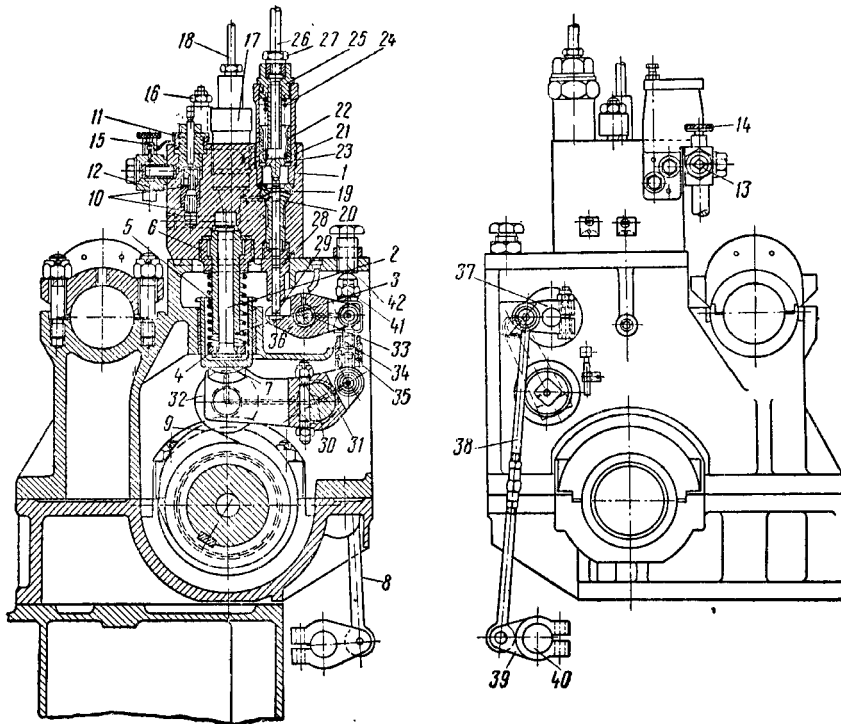
**Форсунки.** Форсунка двигателя Д-50 закрытого типа с гидравлическим управлением (фиг. 64). Основная часть — распылитель, состоящий из корпуса и точно пришлифованной к нему дифференциальной иглы. Распылитель притёртой торцевой поверхностью прижат накладной гайкой к корпусу форсунки. Игла прижата к своему седлу в корпусе распылителя пружиной через промежуточный стержень. К нижней части иглы подводится топливо от топливного насоса. Когда давление топлива достигает 275 *атм*, усилие, действующее на дифференциальную площадку иглы, преодолевает усилие пружины и игла поднимается, пропуская топливо через сопловые отверстия (9 отверстий диаметром 0,35 *мм*) в камеру сгорания цилиндра. При изготовлении детали подвергаются термической обработке.

Подъём иглы точно установлен (0,45—0,5 *мм*). Состояние распылителя имеет суше-



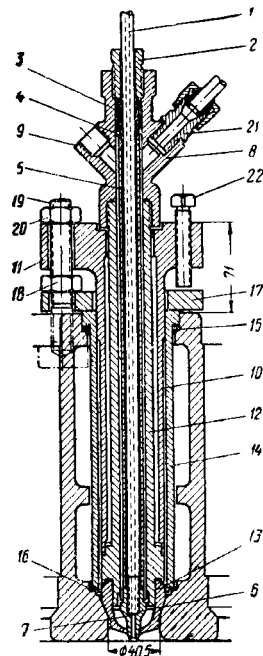
Фиг. 63 Топливный насос двигателя 42-БМК-6:

1—корпус насоса; 2—плунжер; 3—гильза плунжера; 4—шайба пружины плунжера; 5—пружина; 6—гайка крепления гильзы плунжера; 7—стакан; 8—тяга к перепускным (отсечным) клапанам; 9—топливная шайба; 10—всасывающий клапан; 11—нажимная гайка корпуса всасывающего клапана; 12—коробка подвода топлива; 13—запорный вентиль; 14—вентиль для удаления воздуха из топливного насоса; 15—толкатель всасывающих клапанов; 16—гайка выключения всасывающих клапанов; 17—нагнетательный клапан; 18—топливная нагнетательная трубка; 19—штулка перепускного клапана; 20—перепускной клапан; 21—нажимная втулка; 22—стакан; 23—отверстия в дне стакана; 24—пружина перепускного клапана; 25—нажимная гайка; 26—трубка отлива топлива; 27—гайка трубки 26; 28—направляющая втулка толкателя перепускного клапана; 29—толкатель; 30—ось рычага 31; 31—рычаг топливного ролика; 32—ролик топливного насоса; 33—рычаг перепускного клапана; 34—тяга; 35—регулирующая муфта перепускного клапана; 36—ось рычага перепускного клапана; 37—одноплечий рычаг оси рычага отсечного клапана; 38—тяга; 39—одноплечий рычаг на валу наполнения; 40—вал наполнения; 41—глухая гайка; 42—упорный регулировочный болт



Фиг. 64. Форсунка двигателя Д-50: 1—корпус распылителя; 2—игла распылителя; 3—стержень; 4—корпус форсунки; 5—пружина; 6—регулирующий болт; 7—контргайка; 8—трубка слива просочившегося топлива; 9—щелевой фильтр; 10—нагнетательный болт; 11—накидная гайка распылителя

Фиг. 65. Форсунка двигателя 42-БМК-6: 1—нагнетательная топливная трубка; 2—сальниковая гайка; 3—кольца сальника; 4—втулка сальника; 5—гильза; 6—сопловая гайка (распылитель); 7—прокладка; 8—головка форсунки; 9—отверстие для штуцера подвода охлаждающей воды; 10—наружная нажимная гильза форсунки; 11—фланец гильзы; 12—корпус; 13—колпачковая гайка; 14—стакан форсунки; 15—резиновая прокладка; 16—прокладка из красной меди; 17—нажимной фланец; 18—гайка; 19—шпилька; 20—гайка; 21—штуцер отвода охлаждающей воды; 22—болт для выемки форсунки



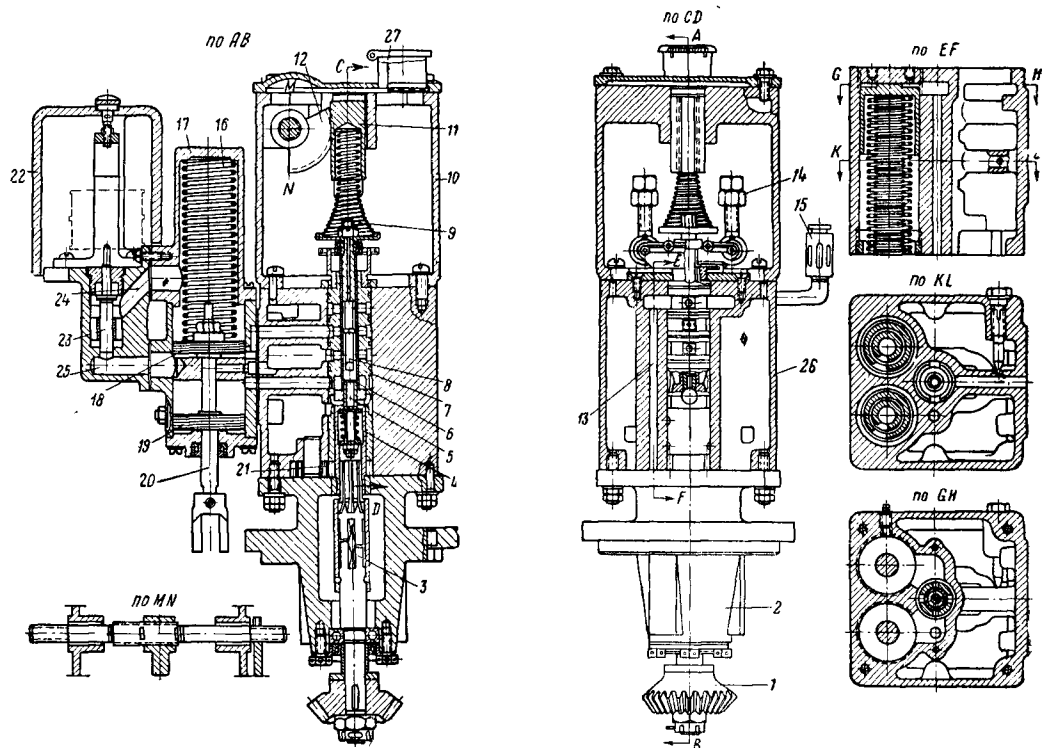
ственное значение для правильной и экономичной работы двигателя.

Форсунка двигателя тепловоза Д6 принципиально одинакова с форсункой двигателя Д-50, но значительно меньших размеров и не имеет щелевого фильтра. Количество сопловых отверстий — 7. Давление топлива, при котором происходит открытие иглы, 275 *ати*.

Резко отлична по своей конструкции от предыдущих форсунок двигателя 42-БМК-6 (фиг. 65). Она не имеет иглы и по сути представляет собой продолжение нагнетательной трубки с наконечником-распылителем на конце последней. Эта трубка и наконечник заключены в корпус, охлаждаемый водой.

того чтобы поддерживать постоянными обороты двигателя в условиях переменной нагрузки, на двигателе установлен регулятор оборотов. Регулятор оборотов двигателя Д-50 (фиг. 66) гидромеханического типа, причём в нём воз действие на рычажную систему, изменяющую наполнение топливных насосов, происходит через силовой гидравлический механизм так, что величина усилия, необходимого для перестановки регулирующего устройства, не отражается на работе регулятора.

Регулятор укреплен на корпусе блока топливных насосов при помощи шпилек с гайками. Регулятор изодромный, т. е. вне зависимости от нагрузки, при установившейся



Фиг. 66. Регулятор оборотов двигателя Д-50: 1—коническая шестерня привода; 2—нижняя часть корпуса; 3—рессорный пакет соединения вала конической шестерни и шлицевого валика; 4—втулка компенсирующего элемента; 5—хвостовик золотника; 6—золотниковая втулка; 7—букса золотника; 8—плунжер; 9—всережимная пружина регулятора; 10—головка управления регулятором; 11—зубчатый валик; 12—зубчатый сектор управления регулятором; 13—нагнетательный канал масляного насоса; 14—грузы регулятора; 15—масломерное стекло; 16—пружина сервомотора; 17—колпак пружины сервомотора; 18—силовой поршень; 19—компенсирующий поршень; 20—шток сервомотора; 21—шестерни масляного насоса; 22—кожух электромагнита выключения двигателя; 23—золотник автоматического выключения; 24, 25—масленные каналы автоматического выключения двигателя; 26—средний корпус регулятора; 27—горловина для заливки масла

Цель охлаждения — предохранить от загорания распылитель и просверленные в нём 10 отверстий. Диаметр отверстий равен 0,4 мм. Вода по двум наружным каналам гильзы 5 проходит к распылителю и затем по двум другим каналам этой же гильзы поднимается и сливается в контрольную воронку. Для хорошей работы форсунки необходима резкая отсечка и отличное состояние перепускного клапана топливного насоса.

**Регулятор двигателя.** Двигатель тепловоза работает на оборотах, устанавливаемых для данного режима движения локомотива. Для

работе двигателя, обороты регулятора остаются постоянными, а муфта регулятора занимает среднее положение.

Регулятор состоит из трёх частей: регулятора оборотов, сервомотора и выключающего устройства с электромагнитом. Регулятор оборотов имеет нижний и средний корпуса и головку управления регулятором. Вертикальный вал конической шестерни регулятора, входящий в нижнюю часть корпуса, гибкими пластинками и муфтой соединён с шлицевым валом, входящим в шлицевую втулку ведущей шестерни масляного насоса

регулятора. Эта шестерня в свою очередь скреплена с вращающейся буксой (втулкой), несущей на своём верхнем конце опору для рычагов грузов регулятора.

Золотниковая часть состоит из вращающейся в корпусе регулятора буксы, золотниковой втулки (золотника), проворачивающейся под влиянием возникающих сил трения, и плунжера, связанного с тарелкой пружины и муфтой регулятора. Благодаря опорным шариковым подшипникам плунжер не вращается, а только перемещается в золотниковой втулке в вертикальном направлении.

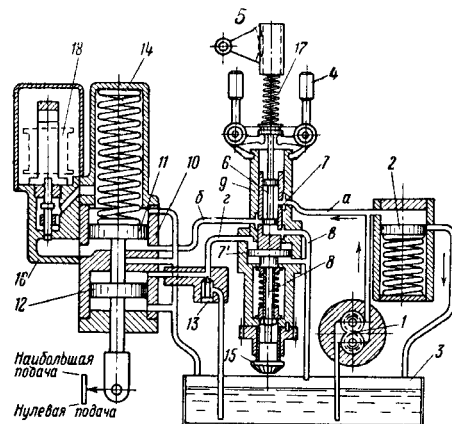
Каналами и сверлениями золотниковая часть регулятора связана с масляным насосом регулятора, подающим масло к золотниковой части, и с полостями между поршнями и корпусом сервомотора. Вся внутренняя полость среднего корпуса служит масляной ванной регулятора. В верхней части вращающаяся букса несёт на себе траверсу, на которой закреплены опоры угловых рычагов грузов. На внутренние концы рычагов опирается тарелка всережимной пружины регулятора. Пружина сектором и зубчатой гайкой затягивается до определённой степени. Положений затяжки пружины восемь, они соответствуют положениям ручки контроллера машиниста на посту управления и положениям пневматических цилиндров механизма управления регулятором, о котором будет сказано ниже. Поршни сервомотора насажены на общий шток, нижний конец которого связан рычагами и тягами с вальом наполнения топливных насосов. На верхний поршень опирается пружина, стремящаяся осадить поршни и шток вниз.

Схема регулятора дана на фиг. 67. Работа регулятора в процессе регулирования имеет несколько периодов, которые без затухающих колебаний оборотов могут быть упрощённо описаны следующим образом. По каналам в корпусе регулятора масло под давлением, создаваемым насосом регулятора, проходит к золотниковой части. Постоянство давления поддерживается поршнями и пружинами аккумулятора масла; избыточное масло сливается в масляную ванну. Усилие, создаваемое вращением грузов регулятора, уравновешивается усилием от затянутой пружины и весом частей рычагов, тарелки и плунжера. Шток сервомотора уравновешен в определённом положении вследствие того, что маслу, находящемуся под верхним поршнем, нет выхода через золотниковую часть регулятора. Обороты двигателя установившиеся, подача топлива в цилиндры постоянная.

Пространство над нижним поршнем сервомотора и над поршеньком золотниковой втулки заполнено маслом и через узкое кольцевое пространство регулировочной иглы сообщено с масляной ванной регулятора. Избытка давления или разрежения в этом пространстве нет.

При уменьшении нагрузки на двигатель (при неизменном положении рукоятки машиниста) обороты двигателя возрастут, так как подача топлива топливными насосами в этот момент не уменьшилась. Грузы вследствие увеличения оборотов разойдутся и угловыми рычагами поднимут муфту, а с ней и плунжер

золотниковой части. Рабочий диск плунжера (по схеме нижний) поднимется и сообщит пространство под силовым поршнем с масляной ванной через сверления и каналы золотниковой части. Поршень под воздействием пружины опускается, уменьшая тем самым подачу топлива в цилиндры и обороты двигателя. Нижний поршень (компенсационный) сервомотора, опускаясь одновременно с силовым поршнем, создаёт в пространстве над собой разрежение (так как проход через компенсационную иглу очень невелик), поэтому масло,



Фиг. 67. Принципиальная схема регулятора оборотов двигателя Д-50: 1—масляный насос; 2—поршень аккумулятора масла; 3—масляная ванна регулятора; 4—грузы; 5—зубчатый сектор затяжки пружин регулятора; 6—плунжер; 7—золотниковая втулка; 7'—компенсационный поршень золотника; 8—компенсационная пружина; 9—букса; 10—корпус сервомотора; 11—силовой поршень сервомотора; 12—компенсационный поршень сервомотора; 13—регулирующая игла; 14—пружина сервомотора; 15—коническая шестерня привода регулятора, связанная с буксой гибким соединением; 16—корпус автоматического выключения двигателя; 17—всережимная пружина регулятора; 18—электромагнит автоматического выключения двигателя; а, б, в, г—каналы

находящееся над поршеньком золотниковой втулки, будет засасываться в это пространство, заставляя подниматься поршень и золотниковую втулку.

Опускание поршней сервомотора и поднятие золотниковой втулки прекратятся в тот момент, когда диск плунжера перекроет окна золотниковой втулки. Возвращение грузов, плунжера и золотниковой втулки в исходное положение будет происходить одновременно вследствие уменьшения числа оборотов двигателя, а также вследствие того, что через кольцевой проход регулировочной иглы будет подсасываться масло из масляной ванны регулятора и поршень золотника будет опускаться под воздействием компенсационной пружины. Изменяя регулировочной иглой величину прохода, можно регулировать работу регулятора, т. е. сделать плавным возврат его при изменении нагрузки к устойчивому положению. Система, включающая в себя силовой и компенсационный поршни сервомотора, золотник, компенсационную пружину и регулировочную иглу, называется изодромной.

Выключающее устройство представляет собой заключенный в приставной корпус цилиндрический золотник, который в нормальном рабочем положении закрывает выход маслу из пространства под силовым поршнем в масляную ванну. В закрытом положении золотник удерживается электромагнитом, когда через последний проходит ток. При обесточивании катушки электромагнита масло поднимает золотник, позволяя пружине сервомотора посадить силовой поршень и шток его в нижнее положение, т. е. прекратить подачу топлива в цилиндры двигателя, в результате чего двигатель останавливается.

Регулятор двигателя тепловоза Дб также гидромеханический, но в отличие от регулятора двигателя Д-50 всережимный, что зависит не от конструкции регулятора двигателя Д-50, а от системы привода для затяжки всережимной пружины регулятора. На схеме фиг. 68 изображено равновесное положение при установившихся оборотах двигателя. Увеличение нагрузки вызывает понижение числа оборотов и уменьшит центробежную силу грузов. Вследствие этого всережимная пружина заставит сместиться вниз шток и шарнирно связанный с ним золотник, который откроет окно канала 10. Масло под давлением начнет поступать под нижнюю часть дифференциального силового поршня 11, имеющую большую рабочую площадь по сравнению с верхней, и заставит его подняться вверх. Это перемещение сообщится рычагу и через него валу наполнения топливных насосов, который увеличит подачу топлива в цилиндры двигателя до величины, необходимой для поддержания установленных оборотов. Компенсирующая часть изодромной системы состоит из рабочего поршня 18, связанного шарнирно с силовым поршнем 11 рычагом 16, поворачивающимся вокруг точки 19. Поэтому поршень 18 точно следует за всеми перемещениями поршня 11. Камеры под поршнями 18 и 21 соединены между собой каналом. Работа протекает следующим образом: в рассмотренном выше случае, когда золотник 7 опускается вниз, а силовой поршень 11 поднимается, рабочий поршень 18 опускается, заставляя подняться приёмный поршень 21. Перемещение поршня 21 вверх возвращает золотник 7 в среднее положение, прекращая дальнейшее перемещение силового поршня 11 и фиксируя его в новом положении. Для удержания золотника в среднем положении до тех пор, пока обороты двигателя достигнут установленной величины и грузы примут нормальное вертикальное положение, предусмотрена, так же как и в регуляторе двигателя Д-50, регулировочная игла 20.

Регулятор двигателя 42-БМК-6 представляет собой регулятор с жёсткой обратной связью и гидравлическим сервомотором. Разрез регулятора дан на фиг. 69, а схема регулятора и механизма регулирования — на фиг. 70.

Регулятор установлен с левой стороны (по ходу тепловоза), рядом с постом управления двигателя, и приводится во вращение от приставного вала двигателя. При изменении числа оборотов двигателя, например в случае изменения нагрузки, регулятор поднимает или опускает среднюю точку двуплечего рычага 4.

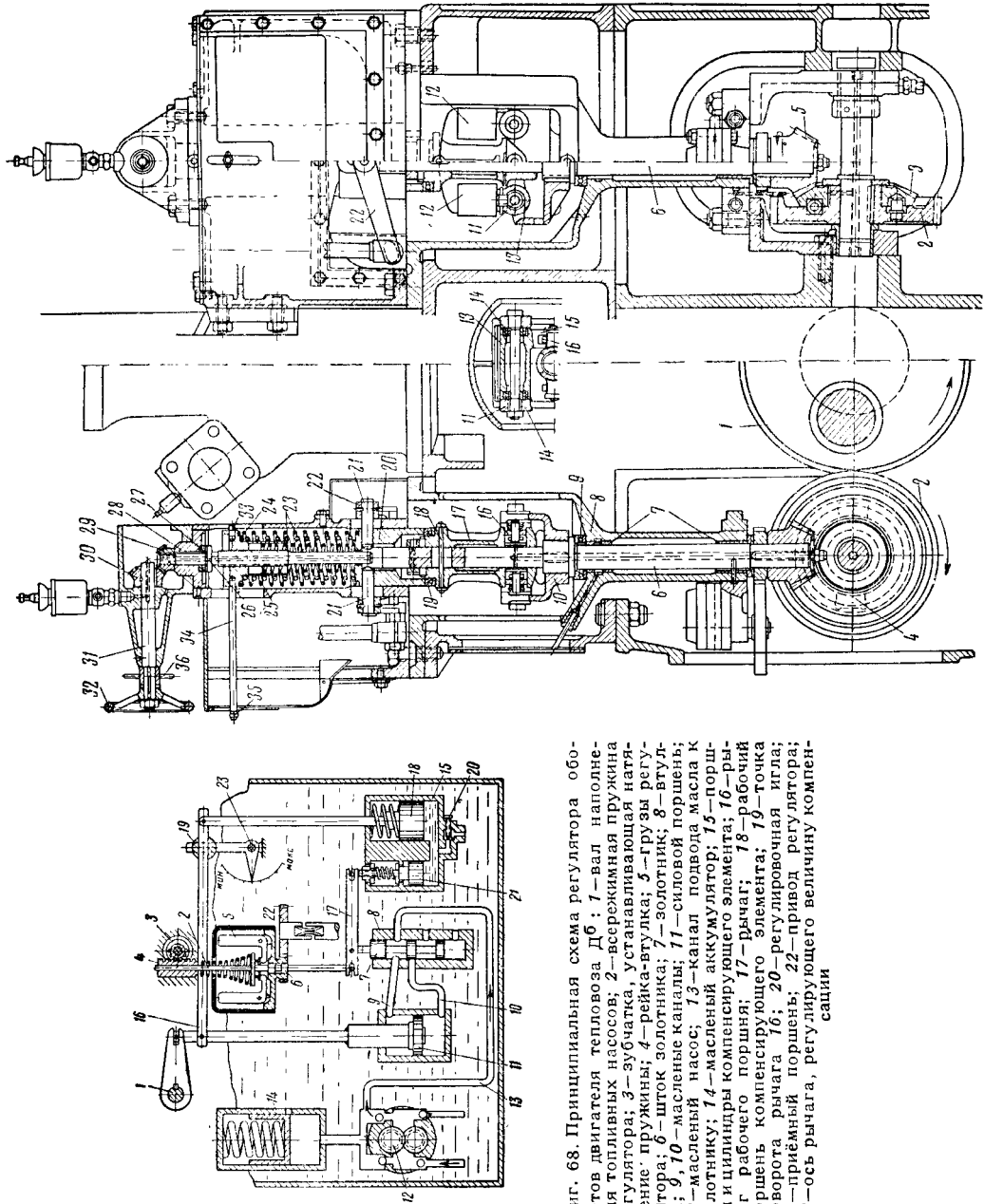
Конечный рычаг, шарнирно связанный со штоком поршня 9 сервомотора, в первый момент неподвижен, так как масло, заключенное в полости над и под поршнем сервомотора, не может выйти из этих полостей. Поэтому перемещается конец рычага, связанный с золотником 5. При этом золотник сообщает питательную трубку с какой-либо полостью цилиндра сервомотора 8. Одновременно другая полость цилиндра сообщается со сливной трубкой. Под давлением масла поршень сервомотора перемещается вверх или вниз, изменяя подачу топлива в цилиндры двигателя, поворачивая при этом рычаг 4 и вновь устанавливая золотник в положение перекрыши, при котором поршень сервомотора не сможет перемещаться. Первоначально установленные обороты восстановятся, однако ясно, что при этом положение муфты регулятора несколько изменится по высоте и, следовательно, обороты, хотя и очень незначительно, но изменятся.

**Управление двигателем.** Управление двигателем 42-БМК-6 сосредоточено на посту машиниста тепловоза. Установка необходимых оборотов двигателя, т. е. степень затяжки пружины регулятора, осуществляется при помощи штурвала, находящегося на передней вертикальной стенке поста управления (фиг. 70) (обороты двигателя могут также устанавливаться маховичком, находящимся непосредственно на двигателе).

Наполнение, т. е. величина подачи топлива насосами, осуществляется валом наполнения, поворачивающим эксцентриковый вал топливных насосов. Установка вала наполнения производится сервомотором в зависимости от нагрузки на двигатель. При этом маховичок ручной установки наполнения устанавливается на максимальную подачу. При отказе сервомотора или при необходимости уменьшения подачи топлива можно вручную установить маховичком необходимую величину отсечки. При запуске двигателя маховичок ручной отсечки топлива устанавливается на наибольшее наполнение и после первой вспышки переводится на наполнение холостого хода.

Управление двигателем Д-50 (фиг. 71) выполняется электропневматическим механизмом, расположенным рядом с регулятором оборотов. Механизм этот представляет комбинацию трёх пар электромагнитных вентилей и пневматических цилиндров, которые, срабатывая в определённой последовательности, поднимают конец рычага, связанного с зубчатым сектором регулятора, на определённую высоту. При этом устанавливается одно из восьми положений затяжки пружины регулятора. Управление электромагнитными вентилями производится с поста машиниста установкой ручки контроллера в одно из соответствующих положений. Обороты, соответствующие положениям ручки контроллера машиниста, приведены в табл. 6.

Управление двигателем тепловоза Дб осуществляется воздушным приводом (фиг. 72). Поршень цилиндра управления регулятором в зависимости от давления воздуха, подвального по трубопроводу, сжимает больше или меньше пружину цилиндрика и шток его выходит на большую или меньшую величину. При этом зубчатый сектор регулятора, сжи-



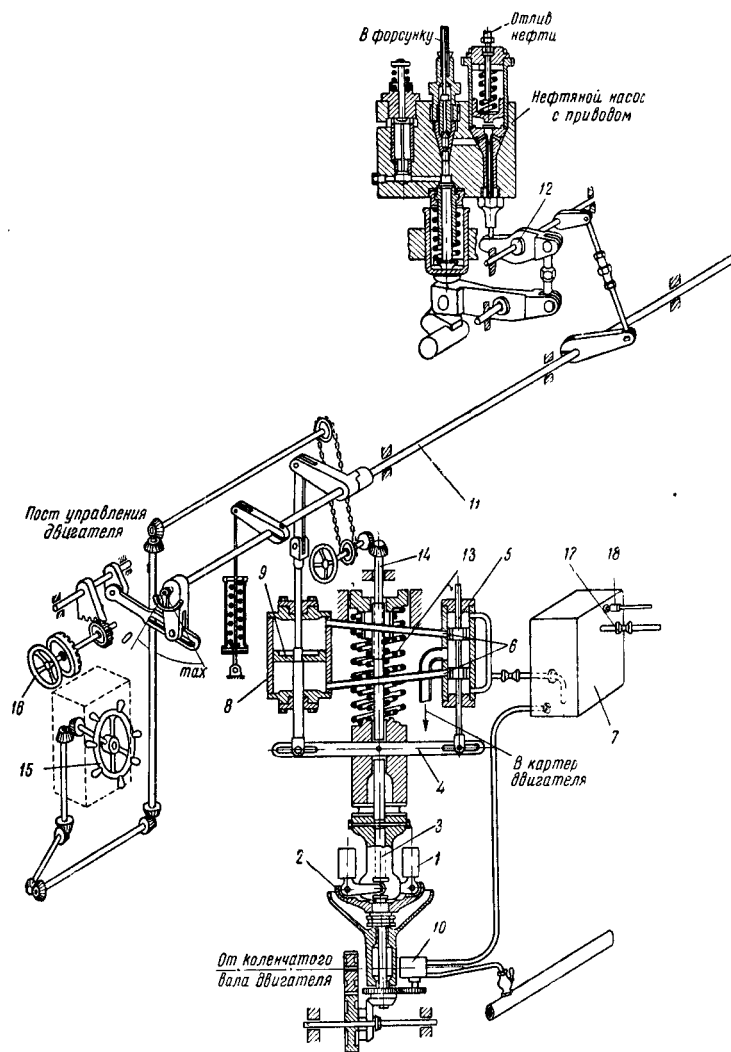
Фиг. 69. Регулятор двигателя 42-БМК-6: 1, 2, 3, 4, 5—передаточный вал к оси рычага от регулятора с упругим элементом между цилиндрической и конической шестернями; 6—ось регулятора; 7—подшипник; 8—корпус регулятора; 9—упорный шарикоподшипник; 10, 11, 13, 14—детали соединения груза с осью регулятора; 12—грузы; 15—рычаг грузов; 16—ролик; 17—муфта регулятора; 18—чек; 19—упорный шарикоподшипник; 20—втулка пружины; 21—ось рычага сервомотора; 22—рычаг сервомотора; 23—пружина регулятора; 24—шайба пружины; 25—32—детали механизма затяжки пружин регулятора; 28—крышка; 33, 34, 35—указатель числа оборотов двигателя; 36—звездочка цепной передачи с поста машины

Фиг. 68. Принципиальная схема регулятора оборотов двигателя тепловоза Дб: 1—вал наполнения топливных насосов; 2—всережимная пружина регулятора; 3—зубчатка, устанавливающая натяжение пружины; 4—рейка-втулка; 5—грузы регулятора; 6—шток золотника; 7—золотник; 8—втулка; 9, 10—масленные каналы; 11—силовой поршень; 12—масленный насос; 13—канал подвода масла к золотнику; 14—масленный аккумулятор; 15—поршни и цилиндры компенсирующего элемента; 16—рычаг рабочего поршня; 17—рычаг; 18—рабочий поршень компенсирующего элемента; 19—точка поворота рычага 16; 20—регулирующая игла; 21—приёмный поршень; 22—привод регулятора; 23—ось рычага, регулирующего величину компенсации

Таблица 6

Обороты двигателя Д-50 в зависимости от положения рукоятки контроллера машиниста

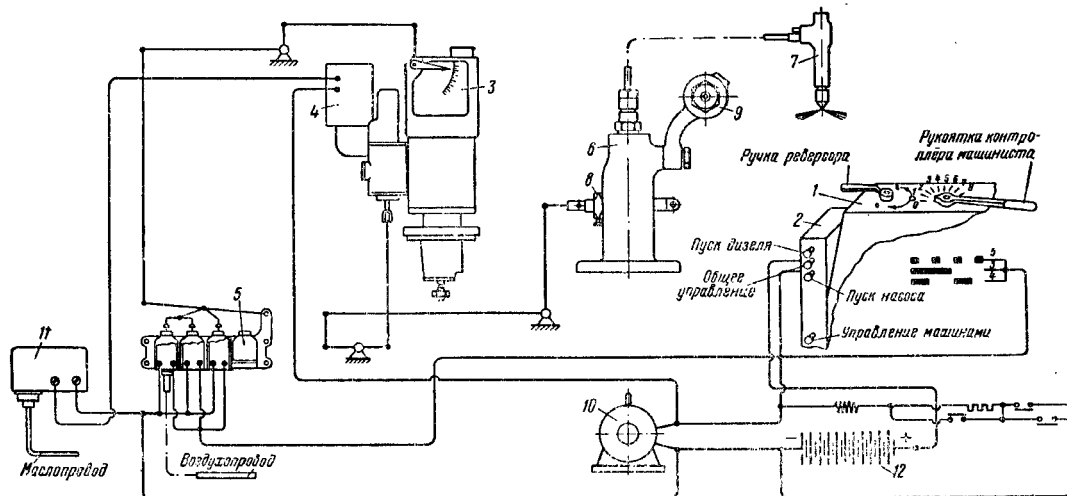
Положение рукоятки контроллера . . . . .	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Обороты двигателя . .	270±15	355±10	430±10	495±10	555±10	615±10	675±8	740±5



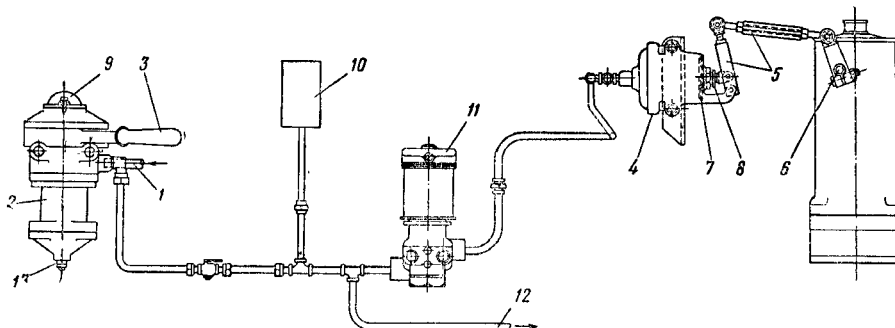
Фиг. 70. Принципиальная схема регулирования двигателя 42-БМК-6: 1—грузы регулятора; 2—оси грузов; 3—ось регулятора; 4—рычаг сервомотора; 5—золотник сервомотора; 6—масленные каналы; 7—масленный приёмник с воздушным колпаком сервомотора; 8—цилиндр сервомотора; 9—поршень сервомотора; 10—масленный насос регулятора (на большинстве машин в маслоприёмник масло подаётся непосредственно из масляной системы двигателя); 11—вал наполнения; 12—эксцентриковый вал; 13—пружины регулятора; 14—стержень изменения затяжки пружины; 15—штурвал машиниста; 16—маховичок ручного изменения подачи топлива; 17—трубка и краник воздухопровода; 18—предохранительный клапан

мающий всережимную пружину последнего, поворачивается на больший или меньший угол, устанавливая необходимые обороты двигателя. Изменение давления воздуха в трубопроводе управления осуществляется краном, изменяющим давление от 0 в нулевом положении руко-

связан с регулятором оборотов и гидравлически воздействует на угольный реостат, последовательно включённый в цепь возбуждения возбудителя. При этом сопротивление реостата увеличивается при перегрузке и уменьшается до нормальной величины, рав-



Фиг. 71. Принципиальная схема управления двигателя Д-50: 1—контроллер машиниста; 2—кнопочные выключатели; 3—регулятор оборотов двигателя; 4—электромагнит автоматического выключения двигателя; 5—механизм электропневматического управления регулятором; 6—топливный насос; 7—форсунка; 8—ограничитель хода рейки; 9—топливный коллектор; 10—вспомогательный топливный насос; 11—реле давления масла; 12—аккумуляторная батарея



Фиг. 72. Принципиальная схема управления двигателя тепловоза Д6: 1—трубка воздухопровода; 2—ездовой пневматический регулятор машиниста; 3—рукоятка ездового регулятора; 4—цилиндр управления регулятором; 5—рычажная передача; 6—вал регулятора оборотов; 7—регулирующие прокладки; 8—регулирующая гайка; 9—регулирующий винт для установки давления в воздухопроводе; 10—пневматический выключатель цепи тока управления; 11—клапан боксования; 12—трубка управления вторым тепловозом; 13—гайка для установки давления холостого хода

ятки до 3,5 *атм* при рукоятке, установленной на полное число оборотов. Указанный на схеме пневматический выключатель цепи тока управления замыкает цепь при 0,5—0,6 *атм* и размыкает её при 0,3 *атм* давления воздуха в трубопроводе управления. Назначение клапана боксования заключается в том, что во время пробоксовывания какой-либо оси тепловоза он понижает давление в трубопроводе, выпуская воздух в атмосферу под воздействием реле боксования.

Необходимо сказать о наличии в системе управления регулирования тепловоза Д6 автоматического регулятора мощности, который

ной 2 *ом*, при возвращении нагрузки к нормальной.

Воздушные фильтры, турбовоздуходувка. Для очистки воздуха перед всасывающим трубопроводом или коллектором устанавливаются воздушные фильтры, улавливающие частицы пыли, находящейся в воздухе. На двигателе Д-50 таким фильтром служит набор сеток, поставленных на трубе перед всасывающим патрубком турбовоздуходувки. Сетки эти покрываются маслом и на них оседают твёрдые частицы. Необходимо периодически снимать, промывать и вновь покрывать слоем масла сетки фильтра. На двигателе тепलो-

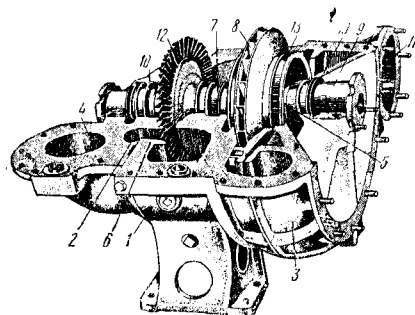
за Дб перед всасывающим коллектором установлен фильтр, забирающий воздух через отверстие в боковой стенке кузова тепловоза. Фильтрующими элементами в нём являются два сетчатых цилиндра, которые наполнены металлическими стружками. Так же как в двигателе Д-50, эти элементы необходимо промывать и покрывать слоем масла. На двигателе 42-БМК-6 забор воздуха производится внутри кузова тепловоза. В конце всасывающего коллектора был установлен фильтр, в настоящее время у каждого цилиндра имеется отдельный всасывающий патрубок, на котором поставлена сетка.

В двигателе Д-50 воздух в цилиндры поступает под избыточным давлением до 285 мм рт. ст. Это давление создаётся наддувочным агрегатом (турбовоздуходувкой), приводимым во вращение отработавшими газами двигателя. Для возможности продувки цилиндров наддувочным воздухом указанного давления выпуск газов происходит в два выпускных коллектора, раздельно подводящих газы к приёмной камере газовой части турбовоздуходувки.

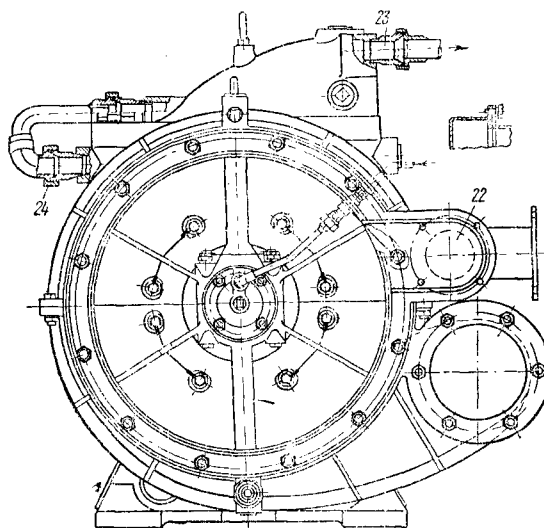
Турбовоздуходувка установлена на площадке непосредственно на генераторе. Она состоит из корпуса и ротора с расположенными на нём газовым и воздушным колёсами. Корпус, в свою очередь, собран из шести отдельных отливок, образующих корпус турбины, средний корпус и корпус воздуходувки. Все шесть частей соединены шпильками и болтами (фиг. 73). В практике ремонта не требуется разъединения всех частей, — достаточно снять верхнюю половину для возможности полного осмотра и ремонта турбовоздуходувки (фиг. 74).

В газовой и воздушной частях уложены два бронзовых подшипника, один из которых (со стороны турбины) упорный. Подшипники смазываются принудительно от общей смазочной системы; конец вала со стороны турбины, кроме того, охлаждается маслом, подводимым по сверлению внутрь концевой части вала.

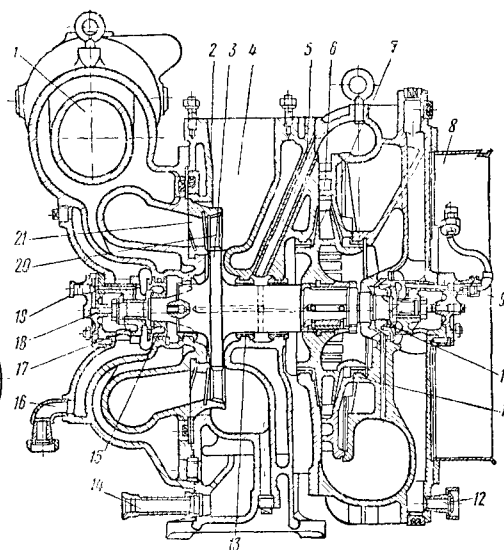
Кроме подшипников, в корпус турбовоздуходувки поставлено пять бронзовых лабиринтовых уплотнений, представляющих собой разрезанные пополам втулки с кольцевыми



Фиг. 74. Общий вид ротора и нижней части турбовоздуходувки двигателя Д-50: 1 — нижняя часть турбовоздуходувки; 2 — кольцевой канал направляющего соплового аппарата; 3 — нижняя часть корпуса воздуходувки; 4 — газовый канал приёмной части корпуса турбины; 5 — лабиринтовое уплотнение; 6 — направляющий аппарат; 7 — лабиринтовое уплотнение; 8 — колесо воздуходувки; 9 — опорный подшипник вала; 10 — лабиринтовое уплотнение; 11 — патрубок сжатого воздуха; 12 — лопатки колеса газовой турбины; 13 — лабиринтовое уплотнение колеса воздуходувки



Фиг. 73. Турбовоздуходувка двигателя Д-50: 1 — газовый канал приёмной части корпуса турбины; 2 — корпус турбовоздуходувки; 3 — диск колеса турбины и вал; 4 — выпускной газовый канал; 5 — канал для подвода воздуха к лабиринтовому уплотнению; 6 — диффузор воздуходувки; 7 — колесо воздуходувки; 8 — рукав воздушного фильтра; 9 — подвод масла на смазку подшипника воздуходувки; 10 — лабиринтовое уплотнение вала; 11 — лабиринтовое уплотнение колеса воздуходувки; 12 — штуцер отвода масла; 13 — лабиринтовое уплотнение; 14 — штуцер для подвода охлаждающей воды; 15 — лабиринтовое уплотнение; 16 — штуцер отвода масла; 17 — опорно-упорный подшипник вала; 18 — трубка, подводящая масло для охлаждения конца вала турбины; 19 — подвод масла для смазки и охлаждения вала со стороны турбины; 20 — лопатки колеса турбины; 21 — направляющий сопловой аппарат; 22 — коробка отсоса воздуха из картера двигателя; 23 — штуцер отвода охлаждающей воды; 24 — перепускная труба охлаждающей воды

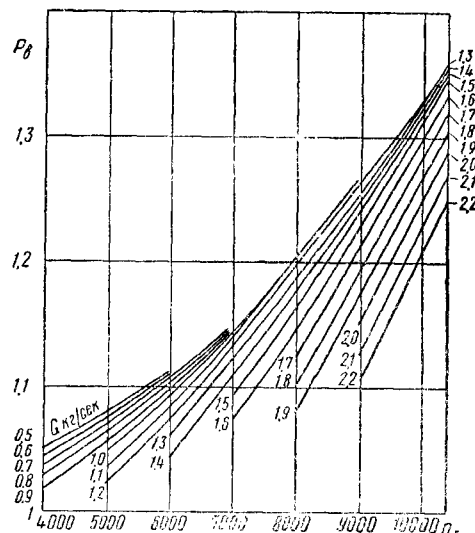




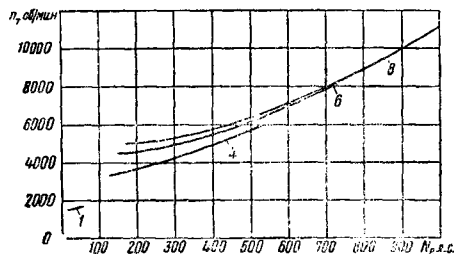
проточками. Между парами лабиринтовых уплотнений газовой и средней частей подведён воздух из нагнетательного канала воздухоудвки с тем, чтобы предупредить попадание газов к подшипнику и отделить газовую полость от воздушной. Подведён воздух также и к лабиринту со стороны воздухоудвки, чтобы предупредить попадание масла в воздушную полость.

Газовая часть и средний корпус охлаждаются водой, поступающей от водяного насоса двигателя. Ротор турбовоздуходвки представляет собой цельнокованный вал, имеющий на одном конце фланец, в который впрессовываются лопатки, образуя рабочее колесо газовой турбины. На другом конце на вал насажено алюминиевое колесо центробежного воздушного нагнетателя, закреплённое на шпонке и зажатое гайкой. Материал как вала ротора, так и лопаток — Ст. ЭЯ-1Т. Отработавшие газы двигателя проходят через приёмную часть турбины и направляющий аппарат на лопатки турбины и, совершив работу, уносятся через выпускную трубу в атмосферу. Воздух, прошедший фильтр, засасывается колесом воздухоудвки через окна в центральной части передней стенки корпуса и лопатками колеса подаётся через диффузор в улиткообразный канал корпуса и далее во впускной коллектор двигателя. Давление отработавших газов перед турбиной достигает 180 мм рт. ст., обороты — до 11 000 об/мин. и выше в зависимости от нагрузки двигателя и его оборотов. При правильно собранной турбовоздуходвке вращение ротора после

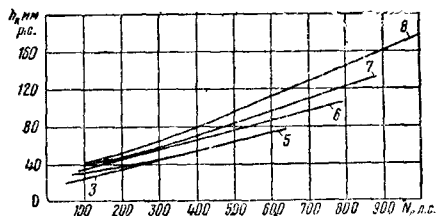
остановки двигателя, работавшего на холостом ходу, должно продолжаться в течение примерно 2,5—3 мин. На фиг. 75—77 приведены данные, характеризующие работу турбовоздуходвки.



Фиг. 77. Характеристика воздушной части турбовоздуходвки двигателя Д-50 (по данным теплового завода). Цифры на кривых обозначают количество воздуха, нагнетаемого воздухоудвкой в 1 сек.;  $p_g$  — давление воздуха в  $\text{атм}$ ;  $n_T$  — обороты вала турбовоздуходвки в минуту.



Фиг. 75. Зависимость числа оборотов вала турбовоздуходвки  $n_T$  от мощности  $N_e$  на валу двигателя Д-50 при различных положениях рукоятки контроллера машиниста  $n_k$ . Цифры на кривых обозначают положения рукоятки контроллера машиниста



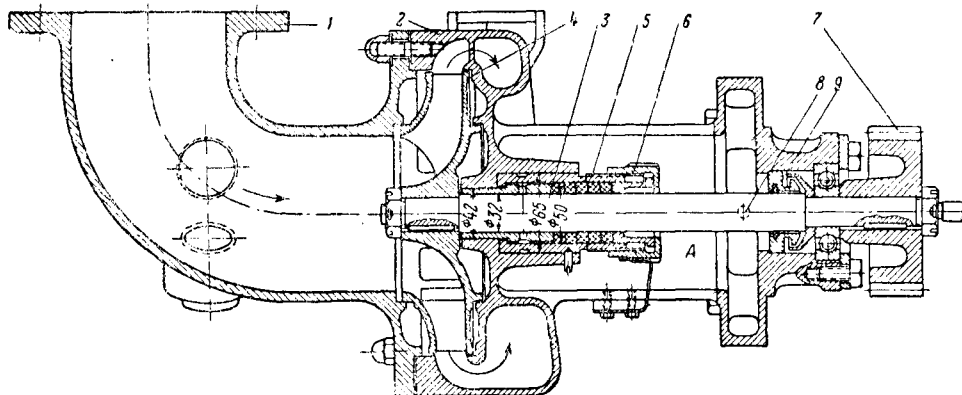
Фиг. 76. Зависимость среднего давления выпускных газов перед турбиной  $p_k$  в нижнем коллекторе двигателя Д-50 от мощности на валу двигателя  $N_e$  при различных положениях рукоятки контроллера машиниста. Цифры на кривых обозначают положения рукоятки контроллера машиниста

## ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

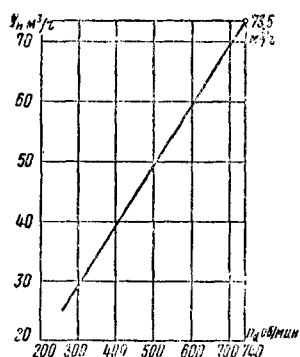
**Водяной насос.** Водяной насос (фиг. 78) двигателя Д-50, центробежного типа установлен на левой боковой стенке двигателя; приводится во вращение шестернёй, входящей в зацепление с шестернёй распределительного вала топливного насоса. Всасывающий патрубок присоединён к внутреннему каналу цилиндрического блока двигателя, нагнетательный патрубок подаёт воду в охлаждаемое пространство блока. Шестерня бронзовая, материал вала сталь марки Ст.18Х14А. Для предупреждения проникновения масла из коробки распределительного вала наружу на валу установлено отражательное кольцо, а в корпус — сальниковое уплотнение. Уплотнение со стороны водяного колеса осуществлено набивочными кольцами и нажимной бронзовой грундбуксой и гайкой. Сальниковая набивка должна быть зажата так, чтобы через неё просачивалось до 10—15 капель воды в минуту. Это необходимо потому, что сальник смазки не имеет.

Водяной насос двигателя тепловоза ДБ, так же как и насос двигателя Д-50, центробежный. Привод насоса осуществлён цепью от звёздочки, установленной на коленчатом валу с задней стороны двигателя. Вода из холодильника подаётся к трубе, проходящей вдоль блока двигателя.

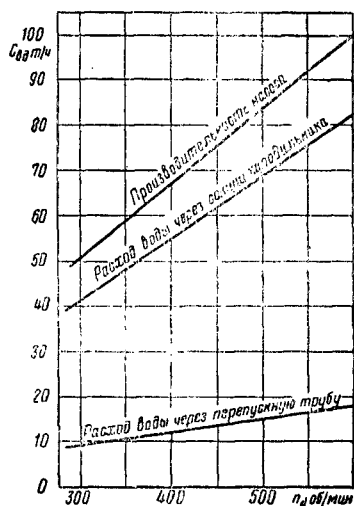
Водяной насос двигателя 42-БМК-6 плунжерный, приводится в движение от приставного вала двигателя со стороны компрессора.



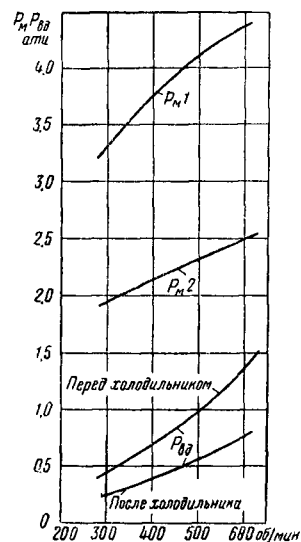
Фиг. 78. Водяной насос двигателя Д-50 (разрез по горизонтальной плоскости): 1—всасывающий патрубок насоса; 2—корпус насоса; 3—вал; 4—колесо насоса; 5—штулка сальникового уплотнения; 6—накидная гайка грундбоксы сальника; 7—шестерня (находится в зацеплении с шестерней распределительного вала); 8—сливное отверстие в корпусе насоса; 9—уплотнительные кольца



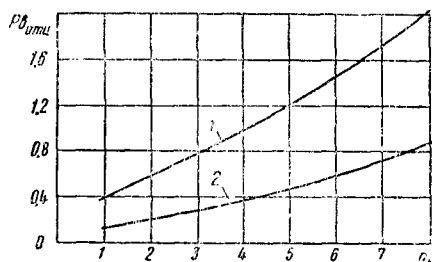
Фиг. 79. Зависимость производительности водяного циркуляционного насоса  $Q_n$  от оборотов двигателя Д-50  $n_d$  (отношение числа оборотов вала насоса к числу оборотов вала двигателя 2,4/1)



Фиг. 80. Зависимость производительности водяного циркуляционного насоса  $Q_{wd}$  и расхода воды через секции холодильника от числа оборотов вала  $n_d$  двигателя тепловоза Д<sup>б</sup>.



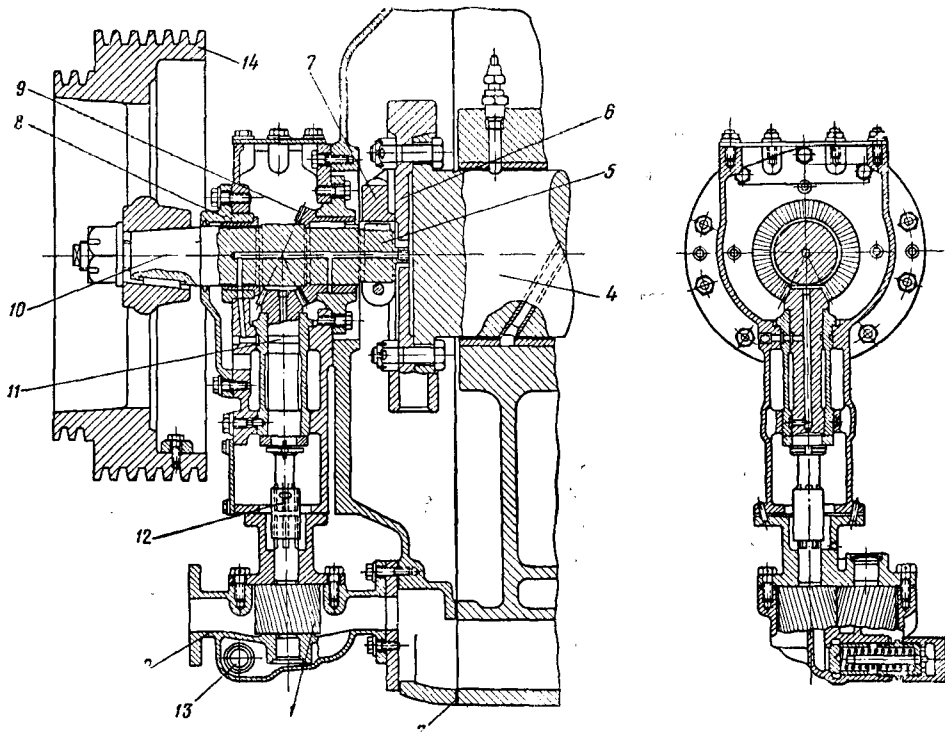
Фиг. 81. Зависимость давлений воды  $P_{wd}$  и масла  $P_m$  от числа оборотов  $n_d$  двигателя тепловоза Д<sup>б</sup> (для  $t_{m2} = 51^\circ\text{C}$ ):  $P_{m1}$ —давление масла перед холодильником;  $P_{m2}$ —давление масла перед дизелем



Фиг. 82. Зависимость давления в водяной системе перед блоком двигателя Д-50  $P_w$  от положения рукоятки контроллера машиниста  $n_k$ . Цифры на кривых обозначают: 1—давление за насосом перед блоком двигателя; 2—давление перед холодильником

Для этого на приставном валу насажена винтовая шестерня. Вторая шестерня вдвое большего диаметра насажена на поперечном валу насоса, имеющего два колена, расположенных под углом  $180^\circ$ . Плунжеры, соединённые с валом шатунами, уплотняются сальниковой набивкой и смазываются через маслёрки. Клапаны, всасывающие и нагнетательные, — пластинчатые. Для предупреждения гидравлических ударов и толчков воды во время работы предусмотрены воздушные колпаки. Производительность водяных насосов и давления в водяной системе тепловозов ТЭ 1 и Дб приведены на фиг. 79—82.

быть в пределах  $0,095—0,175$  мм; радиальный (при раздвинутых шестернях) между корпусом и вершиной зуба  $0,0875—0,05$  мм. Привод масляного насоса состоит из редуктора, горизонтальный вал которого поводом и кулачками соединён с торцом коленчатого вала двигателя. Горизонтальный вал лежит в двух бронзовых подшипниках корпуса конической передачи и несёт на себе коническую шестерню, входящую в зацепление с шестерней вертикального валика. Вертикальный валик соединён шлицевой муфтой с осью ведущей шестерни масляного насоса. Регулировка взаимного расположения шестерён осуществлена



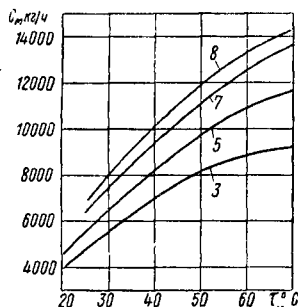
Фиг. 83. Масляный насос двигателя Д-50 и его привод: 1—шестерни масляного насоса; 2—корпус масляного насоса и нагнетательный канал; 3—картер двигателя; 4—коленчатый вал двигателя; 5—горизонтальный вал привода масляного насоса; 6—поворотный диск коленчатого вала; 7—головка повода; 8—корпус привода; 9—коническая шестерня горизонтального вала; 10—конус и шпонка для крепления шкива привода вентилятора холодильника; 11—вертикальный вал с малой конической шестерней; 12—шлицевая муфта; 13—разгрузочный клапан; 14—шкив привода вентилятора холодильника и вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки тепловоза

**Масляный насос.** Масляные насосы всех рассматриваемых типов двигателей шестерёнчатые, отличаются в основном конструктивным выполнением. Насос двигателя Д-50 (фиг. 83) расположен в нижней части передней торцевой стенки двигателя и всасывающим патрубком соединён с каналом, сообщающимся с масляной ванной картера. Нагнетательный патрубок соединён с трубой, идущей к холодильнику тепловоза. На корпусе насоса установлен разгрузочный клапан, снижающий давление до установленного перепуском масла из нагнетательного во всасывающий патрубок. Корпус и крышки насоса выполнены из бронзы, шестерни стальные марки Ст. 12ХН2А с косыми зубьями. Особенно важное значение имеют зазоры; так, торцевой зазор должен

прокладками. Смазка трущихся поверхностей и шестерён производится от общей смазочной системы двигателя по соответствующим сверлениям и каналам в корпусе и в валу. На концевой конусной части горизонтального вала посажен на шпонке шкив привода вентилятора холодильника и вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки тепловоза. Производительность насоса и давление в масляной системе тепловоза ТЭ 1 даны на фиг. 84 и 85.

Масляный насос двигателя тепловоза Дб установлен внизу задней торцевой стенки двигателя и так же, как и водяной насос, соединён с коленчатым валом цепной передачей. Масло из картера, перед тем как попасть в насос, проходит через сетчатый

фильтр, заполненный хлопчатобумажными или шерстяными концами, и затем поступает в холодильник. Зависимость от оборотов двигателя давления в масляной системе тепловоза Дб см. на фиг. 82.

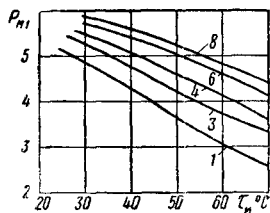


Фиг. 84. Зависимость производительности масляного насоса двигателя Д-50  $G_M$  от температуры масла  $t_M$  при различных положениях рукоятки контроллера машиниста  $n_K$ . Цифры на кривых обозначают положения рукоятки контроллера машиниста

Масленный насос двигателя 42-БМК-6 приводится в движение шестерней, насаженной на приставной вал коленчатого вала рядом с шестерней водяного насоса. В связи с тем, что масло на двигателе 42-БМК-6 используется не только для смазки, но и для охлаждения поршней, производительность и размеры насоса значительно больше (22 м³/час при 400 об/мин.). Необходимо отметить наличие вспомогательных масляных насосов на тепловозах, Э-ЭЛ и Дб.

**Вспомогательный топливный насос.** Для подачи топлива к основным топливным на-

Фиг. 85. Зависимость давления масла перед холодильником  $P_{H1}$  от температуры  $t_M$  и положения рукоятки контроллера машиниста  $n_K$  двигателя Д-50. Цифры на кривых обозначают положения рукоятки контроллера машиниста



сосам двигателя под некоторым давлением служат вспомогательные топливные насосы обычно шестерёчатого типа. Вспомогательный топливный насос двигателя Д-50 установлен под высоковольтной камерой и приводится в действие от электродвигателя. Насос интересен тем, что в нём осуществлено внутреннее запеленение шестерён, подающих топливо. Перед насосом поставлен двойной сетчатый фильтр с набивкой из хлопчатобумажных концев.

Вспомогательный топливный насос двигателя тепловоза Дб установлен с правой стороны двигателя, внизу, имеет обычные шестерни и соединён муфтой с электродвигателем. Съёмного фильтра перед насосом нет. На тепловозе Э-ЭЛ имеются два топливных насоса: один является запасным и служит для заполнения топливных баков при наборе топлива, а также в случае неисправности основного вспомогательного насоса; этот насос приводится от того же электродвигателя, что и вспомогательный масляный насос. Второй насос является основным вспомогательным и приводится в действие от коленчатого вала

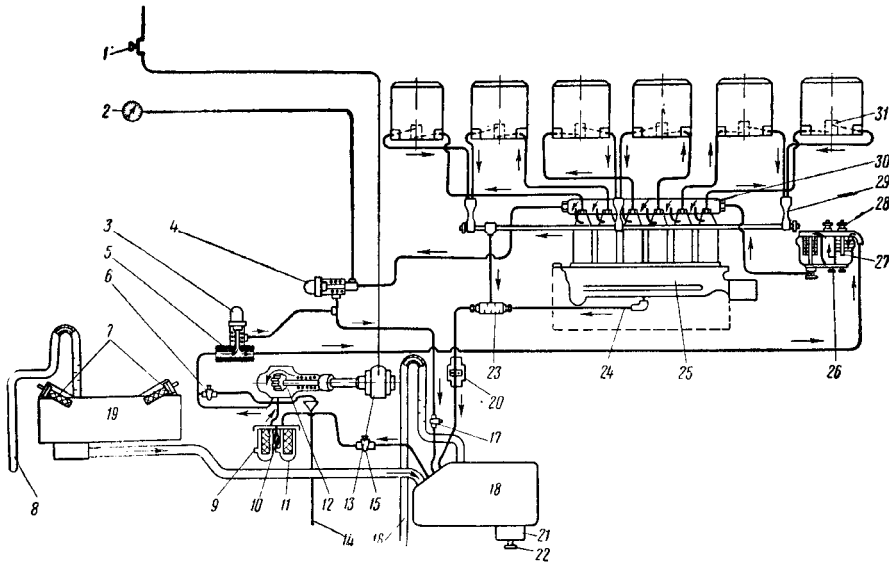
цепью; через двойной сетчатоматерчатый фильтр он подаёт топливо к топливным насосам двигателя.

### Топливные трубопроводы

Схема топливного трубопровода двигателя Д-50. Набор топлива в бак производится через наборные горловины (фиг. 86). Давление топлива до фильтра поддерживается не больше 5,3 *ати* при помощи разгрузочного клапана; давление в магистрали за фильтром устанавливается равным 2,5 *ати* регулировочным клапаном. К топливным насосам топливо подводится по патрубкам коллектора и затем от насосов по нагнетательным трубкам подаётся к форсункам. Топливо, просачивающееся через неплотности игл, стекает по сливным трубкам в воронки и далее возвращается в топливный бак, так же как и топливо, просочившееся через неплотности плунжеров топливных насосов. Схема топливного трубопровода двигателя тепловоза ТЭ 2 отличается от описанной только наличием одного топливного бака, несколько иным расположением трубопроводов и установкой топливоподогревателя. Тепловоз Дб также имеет оборудование для подогрева топлива (фиг. 87). Это оборудование состоит из автоматически работающего водяного котелка с автоматически устанавливающими температуру подогреваемого топлива термостатами. Кроме того, давление топлива используется ещё для выключения топливных насосов при падении давления в масляной магистрали до величины, когда работа двигателя становится опасной. При этом топливо через клапаны выключающего устройства проходит к поршню выключающего цилиндра и, преодолевая сопротивление пружины, перемещает поршень и шток его так, что вал наполнения устанавливается в положение выключения топливных насосов (фиг. 88). Устройство реле масляного давления понятно из схемы фиг. 89, на которой изображено реле двигателя Д-50. По трубке 5 в масляную камеру 3 подводится масло, которое, воздействуя на поршень, защищённый гофрированной трубкой 2, поднимает стержень 1 вверх и тем самым держит замкнутой цепь питания катушки электромагнита выключения подачи топлива на регуляторе в двигателе Д-50 и на выключающем устройстве (фиг. 88) двигателя тепловоза Дб. При падении давления масла в масляном трубопроводе пружина 6 заставляет шток 1 опуститься и подвижный контакт 15 разорвёт цепь, прекращая работу электромагнита. Для регулировки давления, при котором происходят включение и выключение, служат винты 9 и 19.

Схема топливного трубопровода двигателя 42-БМК-6 изображена на фиг. 90.

**Фильтры.** На двигателях тепловозов серии ТЭ всех индексов, а также на двигателях тепловозов Э-ЭЛ и Дб имеются сетчатые, сетчато-набивные и шелковые фильтры. Сетчатые фильтры представляют собой натянутые на металлический каркас сетки с большей или меньшей величиной ячеек, сетчато-набивные фильтры представляют собой также цилиндры, образованные сеткой, натянутой на каркас, в которые равномерно набиваются хлопчатобумажные концы, улавливающие твёрдые частицы и смолу, попавшие в масло или топливо.

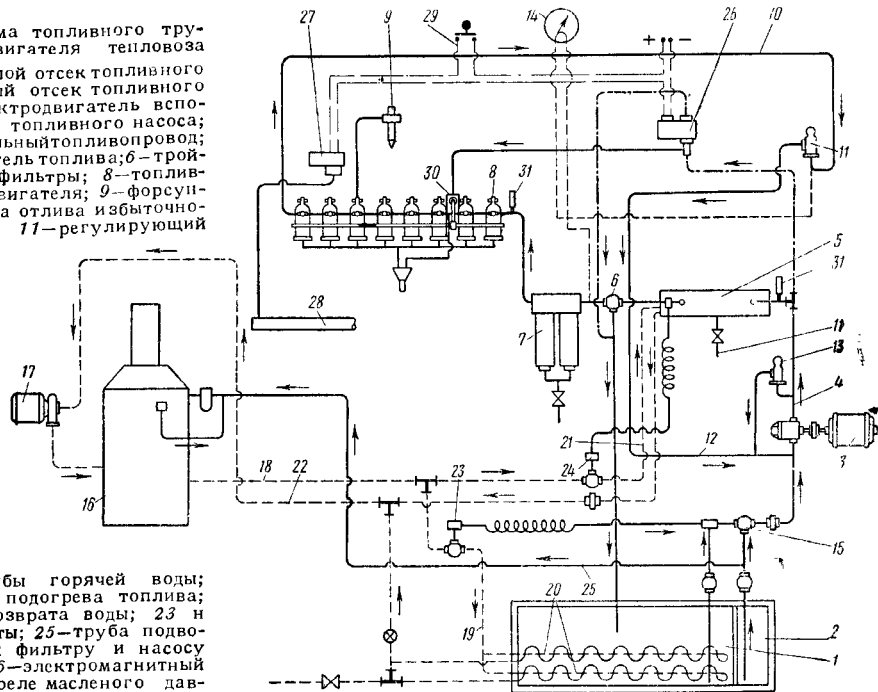


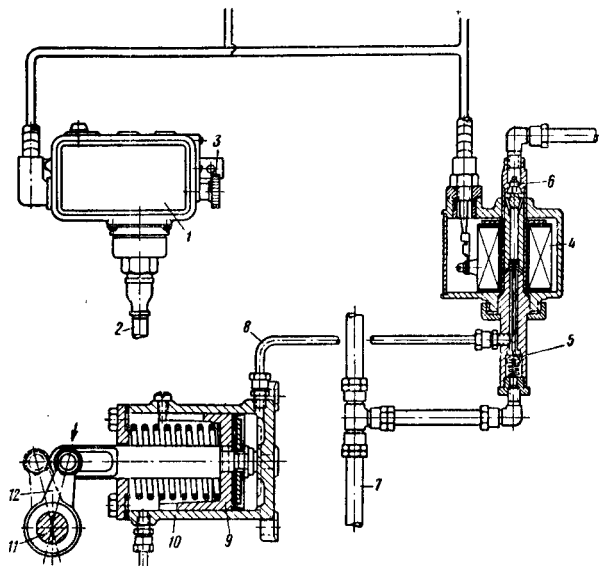
Фиг. 86. Схема топливного трубопровода двигателя Д-50: 1—кнопка включения электродвигателя вспомогательного шестерённого топливного насоса; 2—манометр; 3—разгрузочный клапан на 5,3 ати; 4—регулирующий клапан на 2,5 ати; 5—распределительная коробка; 6—спускной кран топлива и эмульсии; 7—горловины для наполнения топливом баков; 8—вентиляционная труба; 9—сливная пробка фильтра; 10—рукоятка выключения одного кувшина фильтра; 11—двойной сетчато-набивной фильтр грубой очистки; 12—насос; 13—электродвигатель вспомогательного насоса; 14—сливная трубка; 15—всасывающая труба с отключающим краном; 16—вентиляционная труба; 17—кран; 18—нижний топливный бак; 19—верхний топливный бак; 20—обратный клапан; 21—отстойник; 22—вентиль слива топлива и воды из отстойника; 23—сливная коробочка; 24—трубка слива топлива, просочившегося через насосы; 25—картер топливного насоса; 26—сливные пробки фильтра; 27—щелевые и войлочные фильтры; 28—рукоятки щелевых фильтров; 29—сливные трубки топлива, просочившегося через иглы форсунок; 30—топливный коллектор; 31—форсунка

Фиг. 87. Схема топливного трубопровода двигателя тепловоза Д6: 1—большой отсек топливного бака; 2—малый отсек топливного бака; 3—электродвигатель вспомогательного топливного насоса; 4—нагнетательный топливопровод; 5—подогреватель топлива; 6—тройной кран; 7—фильтры; 8—топливные насосы двигателя; 9—форсунка; 10—труба отлива избыточного топлива; 11—регулирующий клапан;

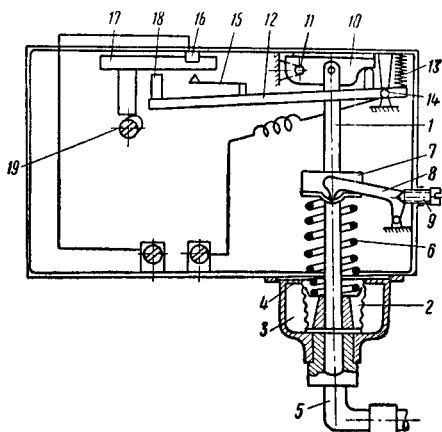
12—отливная труба; 13—разгрузочный клапан; 14—манометр; 15—трёхходовой кран; 16—котелок; 17—водяной насос с электродвигателем; 18,

19, 21—трубы горячей воды; 20—змеевики подогрева топлива; 22—труба возврата воды; 23 и 24—термостаты; 25—труба подвода топлива к фильтру и насосу котелка; 26—электромагнитный клапан; 27—реле масляного давления; 28—труба смазочной системы двигателя; 29—кнопка экстренной остановки двигателя; 30—цилиндр группового выключения топливных насосов; 31—термометры

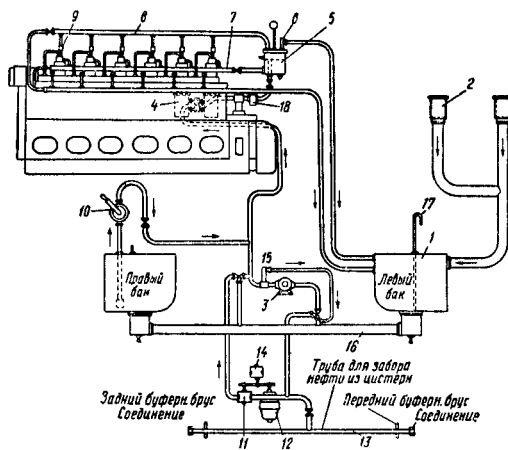




Фиг. 88. Механизм, выключающий двигатель тепловоза Д6 при понижении давления масла: 1—реле масляного давления; 2—масляный трубопровод; 3—регулирующий винт реле; 4—катушка электромагнитного клапана; 5, 6—клапаны; 7, 8—топливный трубопровод; 9—поршень; 10—цилиндр выключения топлива; 11—вал наполнения топливных насосов; 2—рычаг (в положении выключения подачи топлива)



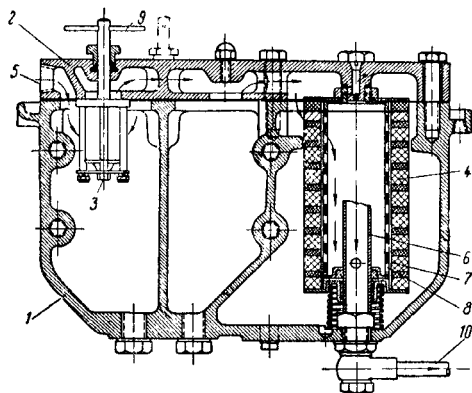
Фиг. 89. Реле масляного давления двигателя Д-50: 1—стержень; 2—гофрированная трубка; 3—масляная камера; 4—место припайки гофрированной трубки; 5—масляная трубка; 6—пружина; 7—фасонная шайба; 8—угловой рычаг-вилка; 9—регулирующий винт; 10—сухарь; 11—ось сухаря и стержня; 12—рычаг; 13—пружина (сжатая); 14—ось поворота рычага; 15—подвижный контакт; 16—неподвижный контакт; 17—постоянный магнит; 18—ограничительный упор рычага; 19—регулирующий винт с эксцентриковой осью



Фиг. 90. Схема топливного трубопровода двигателя 42-БМК-6: 1—топливные баки; 2—воронки для набора топлива; 3—основной топливоподкачивающий насос; 4—двойной сетчатоматерчатый фильтр; 5—вспомогательный топливный бачок; 6—регулирующий клапан; 7—трубка, подводящая топливо к насосам двигателя; 8—перепускная магистраль; 9—обратные клапаны; 10—ручной подкачивающий насос; 11—вспомогательный шестерёнчатый топливный насос; 12—электродвигатель вспомогательных топливного и масляного насосов; 13—труба для набора топлива из цистерны; 14—масляный вспомогательный шестерёнчатый насос; 15—разгрузочный клапан; 16—соединительная труба; 17—вентиляционная труба; 18—щелевой фильтр

По мере загрязнения концы должны меняться, что обеспечивает более длительную работу масла без его смены и меньший износ трущихся частей двигателя. Таковы топливные фильтры и масляные фильтры двигателя Д-50, служащие для очистки масла, находящегося в картере. Щелевые фильтры служат для более тонкой очистки масла и топлива и поставлены непосредственно перед местами смазки или точно изготовленными деталями двигателя, т. е. перед топливными насосами и форсунками.

Щелевой фильтр состоит из набора тонких пластинчатых дисков. Между дисками поставлены меньшего диаметра проставки, толщина которых составляет 0,1—0,15 мм. Пластины и диски набираются попеременно на пустотелый стержень, имеющий продольные прорезы. Масло или топливо проходит между дисками в центральный канал стержня. Так как щели между дисками малы, то посторонние частицы остаются на гранях дисков. Эти частицы во время работы могут быть удалены при помощи гребёнок, составленных из пластин ещё меньшей толщины, входящих в щели фильтра. Для этого поворачивают стержень фильтра ручкой, выходящей на наружную поверхность корпуса фильтра. На фиг. 91 представлен комбинированный фильтр двига-



Фиг. 91. Топливный войлочно-щелевой фильтр двигателя Д-50: 1—корпус фильтра; 2—крышка фильтра; 3—щелевые фильтры (два фильтра); 4—пластины войлочного фильтра; 5—подвод топлива; 6—трубка выхода топлива из войлочного фильтра; 7—стакан из металлической сетки; 8—шёлковый мешок; 9—ручка для поворота (очистки) щелевого фильтра; 10—трубка отвода очищенного топлива

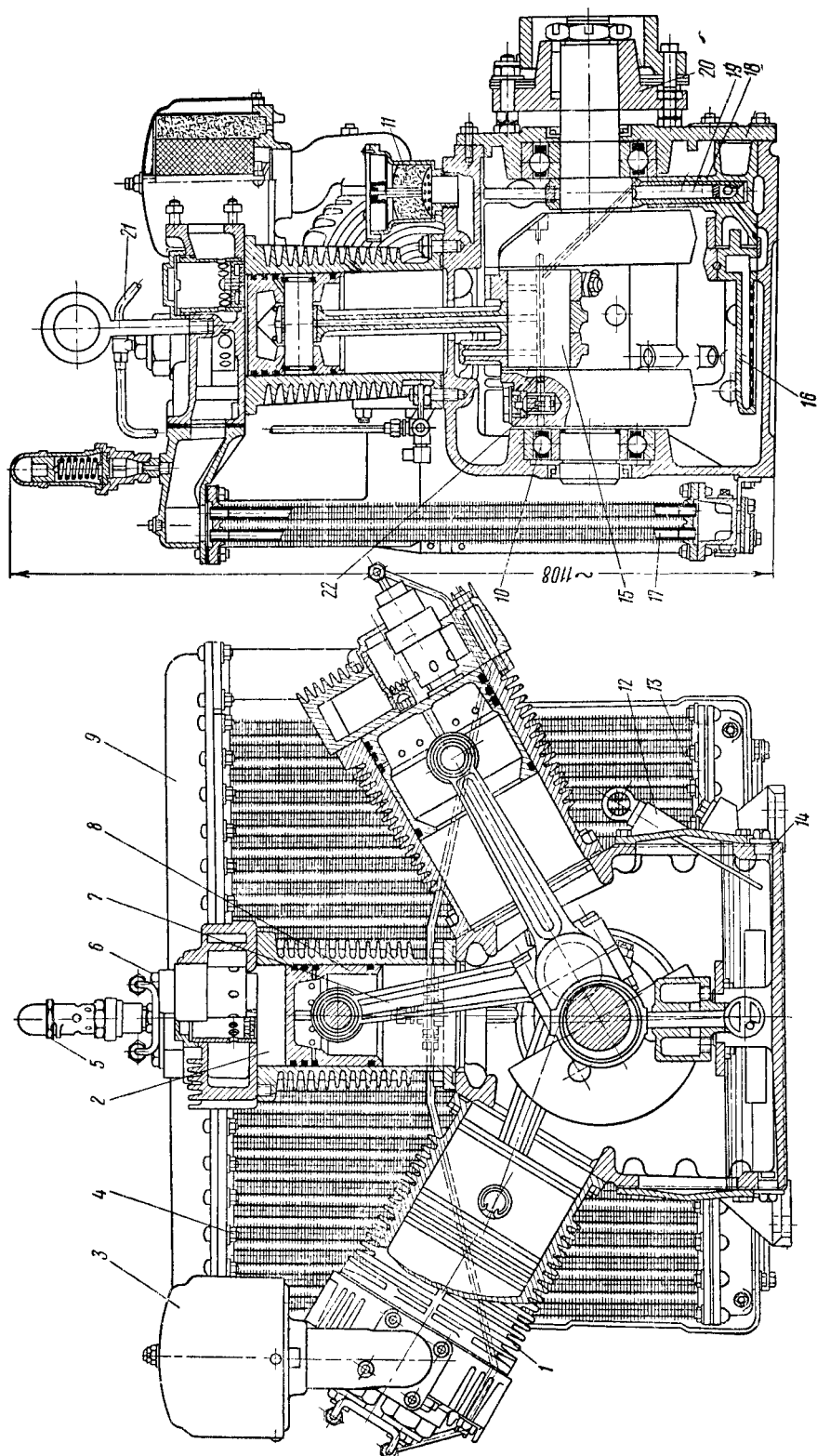
теля Д-50, имеющий два щелевых и один войлочный фильтр; последний составлен из пластин войлока или фетра, надетых на металлический каркас-сетку. Предварительно на каркас натягивается шёлковый чехол. Топливный и масляный фильтры тонкой очистки двигателя тепловоза Д<sup>б</sup> представляют собой надетые на жёсткие каркасы сетки с малыми отверстиями.

**Компрессор.** Для снабжения воздухом системы автоматики тепловоза, для целей торможения локомотива и поезда, а в тепловозе серии Э-ЭЛ также для запуска двигателя на тепловозе установлен компрессор. На всех рассматриваемых типах тепловозов компрессор

приводится в действие от коленчатого вала двигателя. На тепловозах ТЭ и Д<sup>б</sup> вал компрессора соединяется с коленчатым валом двигателя через вал якоря генератора; на тепловозе серии Э-ЭЛ вал компрессора представляет собой приставной вал к валу двигателя; фундаментная рама компрессора крепится к фундаментной раме двигателя. Различие между компрессорами двигателя Д-50 и 42-БМК-6 заключается также в том, что первый даёт воздух, давление которого не должно превышать 10 *ати*, в то время как компрессор двигателя 42-БМК-6 должен давать воздух (сжатый до давления около 64 *ати*), необходимый для пуска двигателя. Это обстоятельство вызывает необходимость наличия пусковых баллонов высокого давления и соответствующей пусковой аппаратуры на тепловозе Э-ЭЛ.

Компрессор двигателя Д-50 (фиг. 92) трёхцилиндровый, двухступенчатый. Два цилиндра первой ступени лежат под углом 55° к вертикальной оси. Цилиндр второй ступени расположен вертикально. Все три цилиндра на шпильках крепятся к картеру, представляя собой самостоятельные узлы. Вал компрессора лежит на двух шарикоподшипниках, один из которых запрессован в корпус, а другой — в боковую отъёмную крышку. Вал имеет одно колено, на котором размещены три мотылёвых головки шатунов всех трёх цилиндров. Для этого оси цилиндров должны быть несколько смещены вдоль оси вала. Щёки кривошипа имеют приваренные и закреплённые шпонками противовесы. Охлаждение цилиндров и цилиндрических крышек воздушное, чему способствует ребрение их наружной поверхности. В каждой крышке установлены два всасывающих и один нагнетательный клапаны. Воздух из двух цилиндров первой ступени проходит в холодильник, после чего поступает к всасывающим клапанам в крышке цилиндра второй ступени. На переходном патрубке от холодильника к цилиндру второй ступени установлен предохранительный, отрегулированный на 4,2 *ати* клапан. Холодильник имеет один верхний коллектор, к которому крепится решётка с вальцованными ребристыми трубками, и два нижних коллектора. Для спуска конденсата на нижних коллекторах предусмотрены краники. Воздух в цилиндры первой ступени поступает через фильтры. Фильтрующим материалом служит конский волос или тонкая латунная проволока, заполняющая пространство между металлическим цилиндром, имеющим большое количество сверлений, и проволоочной сеткой, покрытой матерчатым чехлом или войлочным копаком. Воздух входит в фильтр между кожухом и упомянутым цилиндром. Для вентиляции картера на последнем установлен «сапун», представляющий собой корпус, в котором между двумя решётками набит конский волос. Назначение волоса задерживать масло. В верхней части «сапуна» поставлен лёгкий обратный клапан, который при повышении давления в картере приподнимается, но в картер воздух извне не пропускает.

Поршни, как первой, так и второй ступени (фиг. 93), имеют по два уплотнительных и два маслосрезающих кольца и отливаются из чугуна. Поршни соединяются с шатунами паль-



Фиг. 92. Компрессор двигателя Д-50: 1—цилиндр первой ступени; 2—цилиндр второй ступени; 3—воздушный фильтр; 4—холодильник между первой и второй ступенями; 5—предохранительный клапан; 6—всасывающий клапан; 7—шатун цилиндра второго ступени; 8—поршень цилиндра второй ступени; 9—верхний коллектор холодильника; 10—шарикоподшипник коленчатого вала; 11—сапун; 12—масломерный шуп; 13—отверстие для заливки масла; 14—пробка для слива масла; 15—коленчатый вал; 16—масляный фильтр; 17—ребристые трубки холодильника; 18—корпус масляного насоса; 19—бутель и плунжер масляного насоса; 20—полуэжестная муфта соединения вала компрессора и вала генератора; 21—воздухопровод автоматического включения и выключения компрессора; 22—регулирующий клапан масляного давления





располагаться снизу. В цилиндрическую крышку седло ставится на прокладке из красной меди и закрепляется стаканом и крышкой, имеющими резьбу. На всасывающих клапанах, кроме того, имеется приспособление для выключения клапанов и компрессора под воздействием регулятора давления. Приспособление состоит из корпуса, в который запрессованы две бронзовые втулочки для клапана и плунжерка. Плунжерок имеет четыре пальца, нормально несколько не достающие до пластин. Когда давление в резервуаре достигнет установленной величины, регулятор давления, срабатывая, направляет воздух в корпус выключающего приспособления. Разгрузочный клапан отжимает плунжерок вниз и пальцы последнего отжимают вниз пластины всасывающего клапана компрессора. Вследствие этого воздух, засасываемый в компрессор по-прежнему, будет не сжиматься, а выталкиваться обратно в атмосферу. После того как проход воздуха к разгрузочному клапану прекратится, последний вместе с плунжерком будет поднят в верхнее положение пружиной возврата клапана.

Включение и выключение компрессора (вернее, подачи воздуха в воздушный резервуар) осуществляются регулятором давления, установленным на нагнетательном трубопроводе сброску высоковольтной камеры. Регулятор имеет два основных и один вспомогательный клапан, нагруженные пружинами. Назначение их заключается в том, чтобы при повышении давления в резервуаре выше 8 *ати* направлять воздух к выключающим приспособлениям всасывающих клапанов компрессора, а при падении давления в резервуарах ниже 6,5—7 *ати* сообщать эти приспособления с атмосферой, вновь заставляя компрессор накачивать воздух в резервуары и магистраль.

Конструкция компрессора и регулятора давления тепловоза Дб близка к описанной выше. Некоторое различие имеется в конструкции масляного насоса, а именно: плунжер соединён с хомутом шарнирно и потому корпус насоса закреплён неподвижно, а не на цапфах.

Компрессор двигателя 42-БМК-6 представлен на фиг. 95. Вследствие высокого сжатия цилиндры компрессора, а также холодильники между первой и второй ступенями и после второй ступени омываются охлаждающей водой. Воздух после холодильника второй ступени проходит через сепаратор, отделяющий масло, захваченное воздухом в цилиндрах компрессора. Цилиндры компрессора представляют собой цельную отливку. Клапаны первой и второй ступеней компрессора пластинчатые. Для прекращения подачи воздуха во вторую ступень, т. е. для прекращения работы компрессора, на всасывающем клапане первой ступени установлено приспособление для отжатия пластины клапана (подобно описанному выше в компрессоре двигателя Д-50).

Поршень первой и второй ступеней также представляет собой цельную отливку. В связи с малым диаметром поршня второй ступени кольца его работают в ручьях, образованных фигурными шайбами. Шайбы и кольца надеты попеременно на верхнюю часть поршня и стянуты стержнем и гайкой изнутри его.

Воздушные трубопроводы. На фиг. 96 приведена схема трубопроводов и воздушного

оборудования тепловоза ТЭ1. Давление в главных резервуарах поддерживается регулятором давления на уровне 6,5—8 *ати*, а в резервуаре для системы автоматики — редукционным клапаном на уровне 6 *ати*.

## МАТЕРИАЛЫ И СМАЗКА

Материалы и вес основных деталей двигателя Д-50 приведены в табл. 7.

Смазки, применяемые на тепловозах, периодичность добавления и полной смены смазок, временные нормы расхода смазок на 1 000 км пробега тепловоза приведены в табл. 8.

## КОНСТРУКЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДОВ

Двигатели трёхвагонных и шестивагонных дизель-поездов — четырёхтактные, простого действия, предкамерного способа смешения топлива с воздухом.

Двигатель трёхвагонного дизель-поезда — вертикальный, восьмицилиндровый, однорядный. Наибольшее число оборотов коленчатого вала 1 250 в минуту. Мощность 310 л. с. Все узлы двигателя крепятся к верхней части картера, который состоит из верхней и нижней половин. Конструкция поршней, шатунных и коренных подшипников, привода клапанов и топливных насосов близка к конструкции этих же деталей двигателя шестивагонного дизель-поезда. Последний — двухрядный, шестнадцатигиляндриков с V-образным расположением цилиндров, размещённых в два ряда под углом 40° симметрично вертикальной продольной плоскости (фиг. 97).

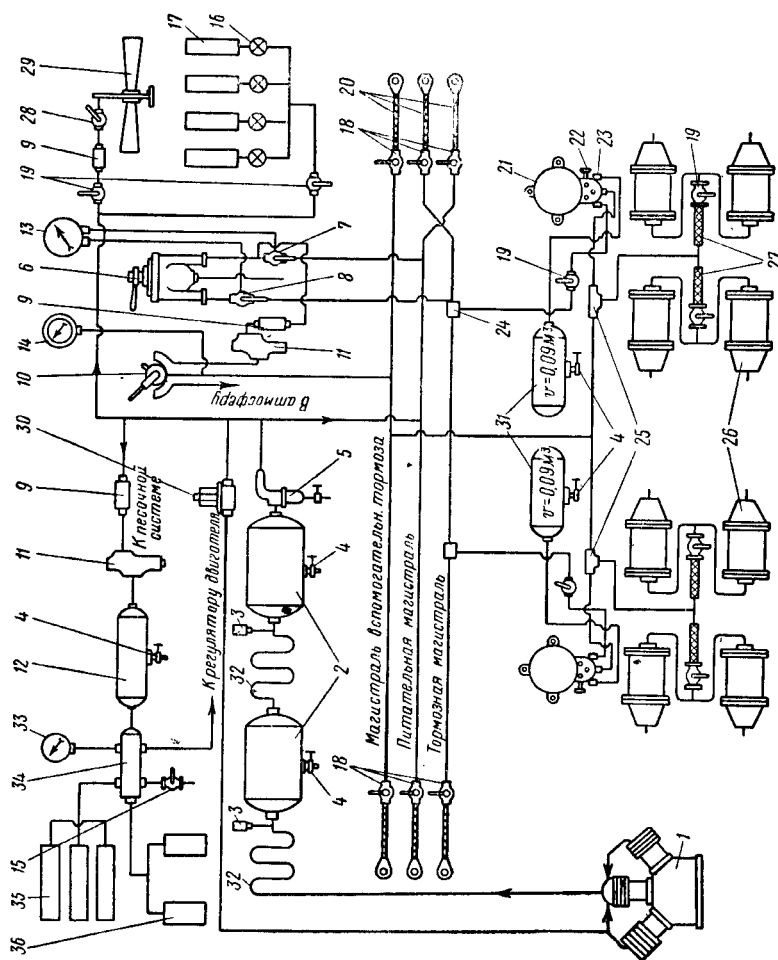
Диаметр цилиндра двигателя 170 мм; ход поршня 240 мм. Наибольшее число оборотов коленчатого вала двигателя 1 150 в минуту. Мощность 600 л. с.

Картер двигателя состоит из двух частей. Верхняя часть картера служит основным опорным узлом, к которому крепятся цилиндры двигателя с цилиндрическими крышками, коренные подшипники и вспомогательные механизмы. Нижняя часть представляет собой съёмное масляное корыто.

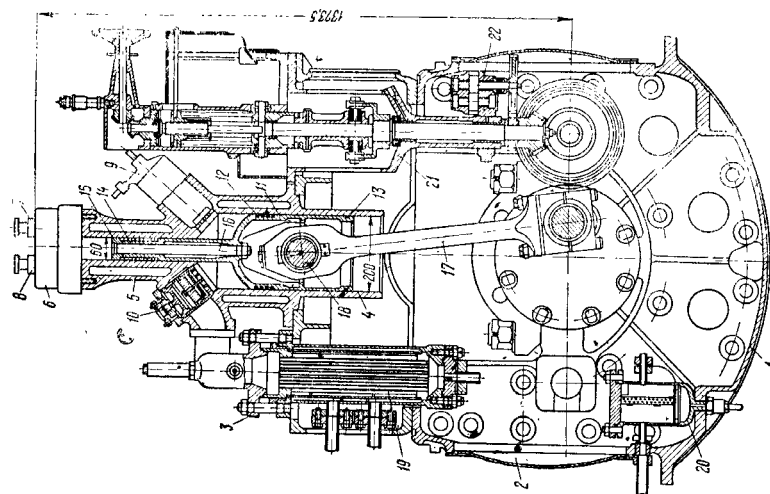
Каждый цилиндриков ряд состоит из четырёх блоков по два цилиндра в каждом. В каждом блоке имеется пространство для охлаждающей цилиндры воды. С наружной стороны блоков поставлены съёмные крышки, через которые возможен доступ к толкателям штанг клапанных рычагов.

Цилиндрические крышки, так же как и блоки, отлиты попарно и скреплены с блоками при помощи шпилек. Для уплотнения служат медные прокладки, устанавливаемые между цилиндрами и крышками. В каждой крышке имеются выпускной и впускной клапаны и предкамера с устанавливаемой в ней форсункой. Верхние части цилиндрических крышек с клапанными рычагами закрыты попарно колпаками.

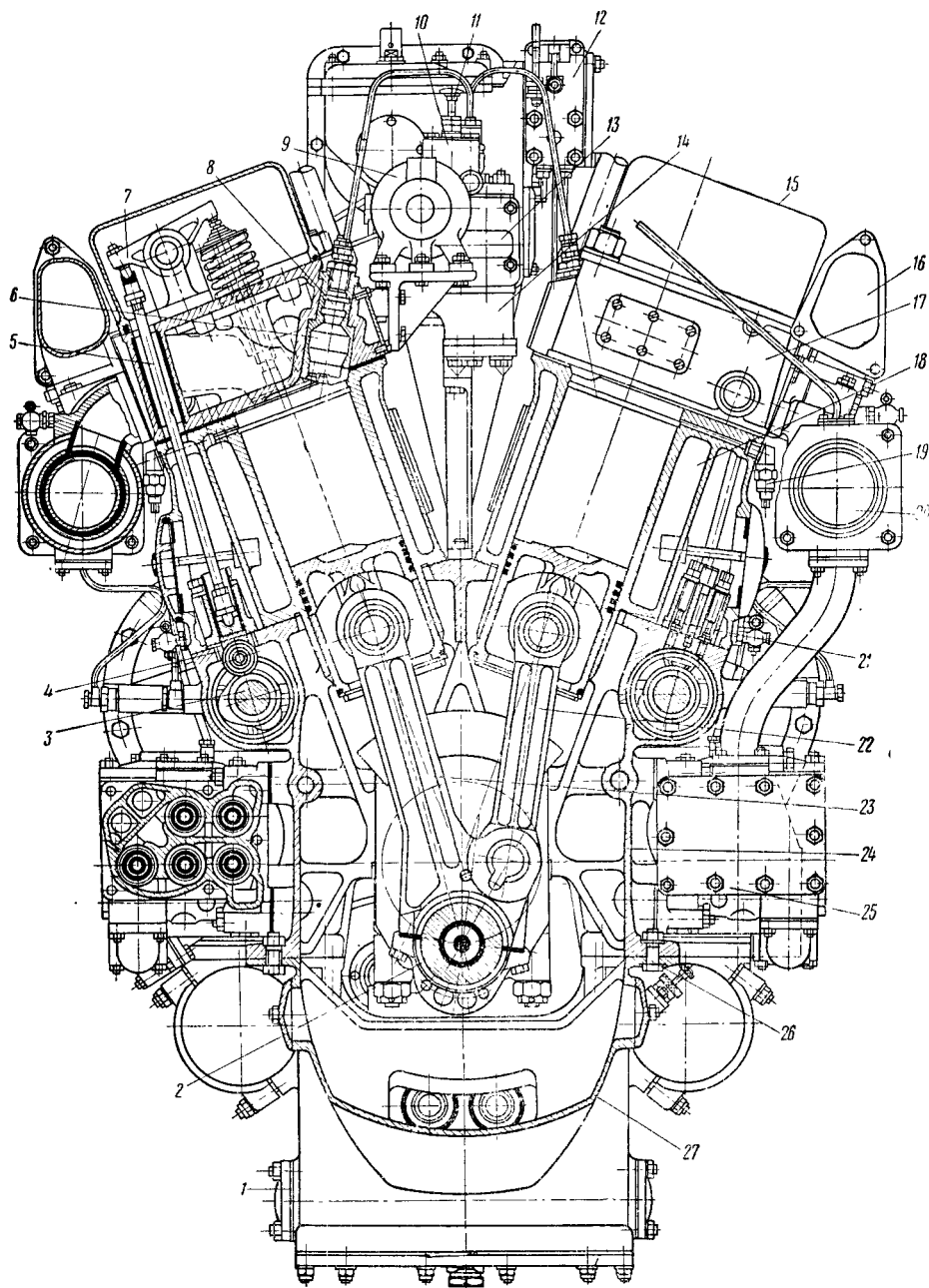
Толкатели штанг клапанов приводятся в движение кулаками распределительных валов (для каждого ряда цилиндров свой распределительный вал). Каждый вал лежит на пяти подшипниках, имеющих бронзовые вкладыши.



Фиг. 96. Схема воздухопровода тепловоза ТЭ 1: 1—компрессор; 2—главные резервуары; 3—предохранительные клапаны; 4—водоспускные краны; 5—соорник; 6—кран машиниста; 7—кран двойной тяги; 8—комбинированный кран; 9—фильтр; 10—кран вспомогательного прямодействующего тормоза; 11—редукционный клапан; 12—резервуар низкого давления системы автоматики; 13—манометр (двустрелочный); 14—манометр; 15—разобщительный кран; 16—пусковые автоматические вентили стеклоочистителей; 17—стеклоочиститель; 18—концевые краны; 19—разобщительный кран; 20—соединительные рукава; 21—воздухораспределитель и рабочий резервуар; 22—отпускной клапан; 23—магистральный клапан; 24—шлефовка; 25—переключателный клапан; 26—тормозные цилиндры; 27—резинные соединительные рукава; 28—клапан тифона; 29—тифон; 30—регулятор давления; 31—запасные резервуары; 32—трубы охлаждения воздуха; 33—манометры на воздухопроводе автоматики; 34—воздухопроводительная колонка системы автоматики (низкого давления); 35—контакты; 36—реверсор



Фиг. 95. Компрессор двигателя 42-ВМК-6: 1—фундаментная рама; 2—люки; 3—станция компрессора; 4—корпус цилиндра; 5—полость охлаждения; 6—крышка; 7—всасывающий клапан высокого давления; 8—нагнетательный клапан высокого давления; 9—всасывающий клапан низкого давления; 10—нагнетательный клапан низкого давления; 11—поршень; 12—поршневые кольца; 13—маслосъемное кольцо; 14—поршневые кольца высокого давления; 15—головка поршня; 16—стержень; 17—шатуны; 18—поршневые пальцы; 19—холодильник; 20—сепаратор; 21—регулятор двигателя; 22—масляный насос сервомотора регулятора



Фиг. 97. Двигатель шестивагонного дизельпоезда: 1—фильтр грубой очистки топлива; 2—подшипник шатунной шейки коленчатого вала; 3—распределительный вал; 4—толкатель штанги клапанных рычагов; 5—штанга; 6—предкамера; 7—рычаг; 8—форсунка; 9—генератор для измерения числа оборотов вала двигателя; 10—насос для прокачивания топливной системы; 11—плунжер насоса; 12—устройство для выключения двигателя при недопустимом падении давления масла; 13—крышка регулирующего клинча топливного насоса; 14—топливный насос; 15—колпак цилиндровой крышки; 16—воздушный фильтр; 17—цилиндровая крышка; 18—цилиндровый блок; 19—клапан; 20—выпускной коллектор; 21—отверстие в шатуне для подачи струи масла на днище поршня; 22—прицепной шатун; 23—шатун; 24—верхняя часть картера; 25—масленный холодильник; 26—болты крепления верхней и нижней частей картера; 27—нижняя часть картера

Таблица 7

Материал и вес основных деталей двигателя Д-50

Наименование деталей	Марка материала	ГОСТ	Вес в кг	Наименование деталей	Марка материала	ГОСТ	Вес в кг
Блок цилиндров	Сч. 21-40	1412-48	2 800	Ударник	Ст. 45	В-1050-41	0,182
Втулка цилиндровая	Сч. 24-44	1412-48	118,2	Боек	Бр. АЖМЦ 10,3-195	493-41	0,065
Шпилька шпильная и анкерная	Ст. 37ХС	4543-48	1-13,4	Вал водяного насоса	18Х14А	Нормаль НКТП-040	2,4
Втулка подшипника распределительного вала	Бр. ОЦ 3-11-5 Б83	613-41 1583-41	2-4,2	Втулка водяного насоса	Бр. АЖ-9-4	493-41	1
Рама двигателя	Сч. 21-40	1421-13	4 400	Грундбукса водяного насоса	Бр. ОС-5-25	—	0,7
Крышки коренных подшипников	Ст. 35-5015 или Ст. 40	917-11 В-1050-41	33-65-46,7	Букса нажимная водяного насоса	Бр. АЖ-9-4	493-41	0,34
Вкладыши коренных подшипников	Бр. ОЦ 3-11-5 Б83	613-41 1320-41	3,45-4,46	Гайка зажимная	Ст. 18Х14А	Нормаль НКТП-040	0,60
Поршень	ПС-12	—	46,4	» корончатая	»	Нормаль НКТП-040	0,03
Палец поршня	12ХН2А	4543-48	12,9	Корпус масляного насоса	Бр. ОЦН-3-7-5	613-41	18,5
Кольцо поршневое уплотнительное	Чугун специальный	—	0,33	Шестерня ведущая масляного насоса	Ст. 12ХН2А	4543-41	3,55
То же маслосбрасывающее	Чугун специальный	—	0,425	Шестерня ведомая масляного насоса	Ст. 12ХН2А	4543-41	3,175
Вал коленчатый	Сталь углеродистая	701-41	1 780	Пружина редукционного клапана	Ст. 50ХФА	3704-47	0,187
Шестерня коленчатого вала	Ст. 45	В-1050-41	11,48-11,78	Вал привода топливного насоса	Ст. 45	В-1050-41	64,3
Крышка цилиндровая	Сч. 21-40	1412-48	165	Корпус форсунки	Ст. 20	В-1050-41	3,6
Гильза форсунки	Ст. 20	В-1050-41	1,03	» распылителя	20ХН4ФА	4543-48	0,245
Шестерня паразитная привода распределительного вала	Ст. 50	В-1050-41	24,9	Игла распылителя	Ст. Р	ОСТ/НКТП 4112	0,027
Шестерня (большая) привода распределительного вала	Ст. 45	В-1050-41	84	Гайка распылителя	Ст. 45Х	4543-46	0,350
Полукотыца опорные привода распределительного вала	Бр. ОЦ 3-11-5 Б83	613-41 1320-41	0,4-0,665	Штанга форсунки	Ст. ШХ-15	801-47	0,041
Втулка паразитной шестерни привода распределительного вала	Бр. ОЦ 3-11-5 Б83	613-41 1320-41	0,47	Пружина »	Проволока 50ХФА	В-2051-43	0,108
Прокладки привода распределительного вала	Паронит	418-47	—	Щелевой фильтр форсунки	Ст. 18Х14А	Нормаль НКТП 040	0,015
Клапан впускной	30СХ10МА	Нормаль НКТП-041	—	Кольца уплотнительные	М3	853-41	59,1
» выпускной	30СХ10МА	Нормаль НКТП-041	—	Шатун	30ХМА	4543-43	22,5
Колпачок клапана (большая)	12ХН2А	4543-48	2,00	Крышка нижней головки шатуна	30ХМА	4543-18	2,5
Пружина клапана (малая)	50ХФА	3704-47	2,280	Втулка верхней »	Бр. ОЦН 3-7-5-1	613-41	4,12
Оси рычагов клапанов	50ХФА	3704-47	0,04	Вкладыш мотылевой головки шатуна	Бр. ОЦ 3-11-5 Б83	613-41 1320-11	2,63
Втулки рычагов клапанов	Ст. 45	В-1050-41	0,675	Болт шатунный	Ст. 18ХНВА	4543-48	—
Ось ролика толкателя	Бр. АЖМЦ 10,3-1,5	493-41	0,45	Штифт вкладыша	Ст. 40	В-1050-41	0,01
	Бр. АЖМЦ 10,3-1,5	493-41	3,07-3,335	Втулка плунжера топливного насоса	Ст. 40	В-1050-41	0,777
			0,195-0,39	Плунжер топливного насоса	Ст. ШХ15	801-47	0,425

Продолжение табл. 7

Наименование деталей	Марка материала	ГОСТ	Вес в кг	Наименование деталей	Марка материала	ГОСТ	Вес в кг
Гильза поворотная топливного насоса	Ст. 40	В-1050-41	0,505	Втулка Сильфон	Ст. 12ХНЗА ЛМО	4543-48 В-1019-41	0,022 0,013
Пружина плунжера топливного насоса	Проволока 50ХФА	В-2053-43	0,490	Горизонтальный вал привода вентиллятора и масляного насоса шестерней	Ст. 45	В-1050-41	18,6
Стакан пружины топливного насоса	Ст. 20	В-1050-41	0,49	Вертикальный вал с конической шестерней	Ст. 12ХНЗА	4543-48	3,4
Седло нагнетательного клапана	Ст. ШХ15	801-47	0,24	Втулка вала привода	Бр. ОЦС 3-11-5 Б83	613-41 1320-41	0,8 —
Клапан нагнетательный клапана нагнетательного насоса	18ХНВА Проволока 2. 50ВС	4543-43 В-1546-42	0,019 0,025	Втулка вертикального вала	Бр. 3-7-5-1	613-41	3,0
Вкладыш средний	Бр. ОЦС 3-11-5 Б83	613-41 1320-41	0,490	Шестерня коническая	Ст. 12ХНЗА	4543-48	2,89
» крайний	Бр. ОЦС 3-11-5 Б83	613-41 1320-41	—	Соединительная шлицевая втулка	Ст. 45	В-1050-41	0,31
Шестерня цилиндрическая	Ст. 40	В-1050-41	0,8	Поводок горизонтального вала	Ст. 20Х2Н4А	4543-48	3,44
» коническая	Ст. 40	В-1050-41	0,74	Пластинки фильтра масляного	Ст. 10	В-1050-41	—
Кулачковый вал топливного насоса	Ст. 20	В-1050-41	28,25	Корпус турбины (верхняя часть)	Сч. 15-32	1412-18	175
Корпус толкателя плунжера	Ст. 12ХНЗА	В-1050-41	0,475	» (нижняя часть)	Сч. 15-32	1412-48	86,5
Ролик толкателя	Бр. АЖМЦ 10-3-1,5	493-41	0,356	» турбовоздуходувки (верхняя часть)	Сч. 18-36	1412-48	133
Палец	Ст. 40	В-1050-41	0,377	То же (нижняя часть)	Сч. 18-36	1412-18	145
Стакан	Паронит	481-47	—	Корпус воздуходувки (верхняя часть)	Сч. 18-36	1412-13	92,8
Прокладки	Сч. 21-40	1412-48	10	То же (нижняя часть)	Сч. 18-36	1412-43	120
Корпус регулятора топливного насоса	Ст. 65Г	В-1050-41	0,001	Диффузор лопаточный	Сч. 15-32	1412-43	15,3
Рессоры вертикального вала регулятора	Сч. 21-44	1412-48	0,47	Сопловый аппарат	Сч. 15-32	1412-43	9,6
Букса золотника	Бр. ОЦС 3-11-5	612-41	0,2	Колесо воздуходувки	Ал. 5	2685-44	9,2
Траверса	Сч. 18-36	В-1412-42	27,23	Упорно-опорный подшипник	Бр. ОЦС 3-11-5	613-41	4,78
Корпус топливного фильтра	Ст. 10	В-1050-41	1,28	Опорный подшипник	Бр. ОЦС 3-11-5	613-41	4,9
Пластинки фильтра	Сч. 18-36	1412-48	0,05	Втулка подшипников	Бр. ОС 8-12	6240	0,43
Корпус топливонагнетающего насоса	Сч. 15-32	1412-48	0,19	Лабиринт крайний со стороны турбины	Бр. ОЦС 3-11-5	612-41	1,92
Крышка топливонагнетающего насоса	Ст. 12ХНЗА	4543-48	0,19	Лабиринт средний	Бр. АЖ 9-4	493-41	1
Ведущая втулка	Бр. ОС-8-12	6240	0,05	» крайний со стороны воздуходувки	Бр. ОЦС 3-11-5	613-41	3,75
Уплотнительная втулка	12ХНЗА	4543-48	0,055	Лабиринт колеса воздуходувки	Бр. ОЦС 3-11-5	613-41	—
Звёздочка	Бр. ОС-8-12	6240	0,01	Вал ротора турбовоздуходувки	Ст. ЭЯ-1Т	Электро- сталь	28
Направляющая втулка	Проволока 1,2ВС	В-1546-42	0,0037	Лопатки турбины	Ст. ЭЯ-1Т	То же	28
Распорная пружина				Пята упорного подшипника	Ст. 12ХНЗА	4543-48	0,17
				Крышка подшипника со стороны воздуходувки	Бр. ОЦС 3-11-5	613-41	2,06

Смазки, применяемые на тепловозах

Т а б л и ц а 8

Сорт основной смазки или её заменителя	ГОСТ	Наименование узлов или деталей тепловоза, для которых добавляется или сменяется смазка	Норма расхода смазки на 1 000 локомотиво-километров в кг	
			для тепловозов	
			ТЭ 1, Д <sup>а</sup> , Д <sup>б</sup>	Э-ЭЛ
Дизельное масло Смесь авиационного масла МК-22, МС-20 с машинным маслом СУ или веретённым маслом АУ	1600-46	Картер дизеля (по мере необходимости) (30-45)	40	160
	1013-49	Картер компрессора (по мере необходимости) (30-45)		
	1707-42	Рычажная передача регулятора двигателя (по мере необходимости)		
	1642-42	Масленная ванна регулятора двигателя (по мере необходимости) (15) Воздушный фильтр турбовоздуходувки (15) Воздушные фильтры и «сапун» компрессора (15) Картер редуктора вентилятора холодильника 3/150 Зубчатые муфты промежуточного вала редуктора вентилятора холодильника (1,5/150)		
Компрессорное масло Т или авиационное масло МС-20 или МК-22	1861-44	Картер компрессора (по мере необходимости) (30-45)	—	0,6
	1013-49			
Смазка (1-13) УТВ Консталин УТ-1	1631-42 1957-43	Подшипники промежуточного натяжного шкива вентилятора холодильника (7,5/150) Пять подшипников муфты включения редуктора вентилятора холодильника (7,5/150) Шариковые и роликовые подшипники редуктора вентилятора холодильника (7,5/150) Шариковые подшипники вентиляторов охлаждения тяговых электродвигателей и их приводных валов (7,5/150) Якорные подшипники тяговых электродвигателей (30/150) Роликовый подшипник главного генератора (30/300) Шариковые подшипники двухмашинного агрегата (30/150) Шариковые подшипники электродвигателя топливного насоса (30/75) Шариковые подшипники электродвигателя калорифера (30/75)	0,1	0,5
Масло вазелиновое МВП Масло трансформаторное	1805-42	Сегменты кнопочного выключателя (15/15)	0,01	0,01
	982-43	Пальцы и сегменты контроллера Д <sup>б</sup> (15/15) Пальцы и сегменты барабана реверсора (15/15) Шарниры электроаппаратуры		
Солидол Л (УС-Л) и М (УС-М), Т (УС-Т)	1033-41 1033-41	Маслёнка у реверсора (15/150) Колонка ручного тормоза, роликовые скользяны (15/75)	0,02	0,02
Вазелин технический УН-1, УН-2	782-47	Перемычки аккумуляторной батареи и наконечники кабелей в аккумуляторном помещении (15/15)	0,01	0,01
Осевое масло Л и 3 Машинное масло Л	610-48 1077-42	Буксовые направляющие и скользяны, пята тележек, опорная коробка автосцепки, опоры рессор, шарниры рессорных балансиров, стержни буферов, буксовые подшипники, моторно-осевые подшипники (ежедневно и по мере надобности)	30	60

Продолжение табл. 8

Сорт основной смазки или её заменителя	ГОСТ или ТУ	Наименование узлов или деталей тепло- воза, для которых добавляется или сменяется смазка	Норма расхода смазки на 1 000 ло- комотиво-километ- ров в кг	
			для тепловозов	
			ТЭ 1, Д <sup>а</sup> , Дб,	Э-ЭЛ
<b>Л е т н я я</b> Осернённая смазка, смесь: Нигрол Л—67% Консталин УТ-1 30% Сера комовая 3%  <b>З и м н я я</b> Нигрол З—87% Консталин УТ-1 10% Сера комовая 3%	542-41 1957-43 127-41  542-41 1957-43	Зубчатая передача тяговых электродви- гателей	5	8
Манжетная смазка 4А Прожировка № 40 Прожировка № 12 Заменитель всех трёх смазок Авиационная смазка КВ УТМ	ТУ МПС 10/Х-49 г. ТУ МПС 10/Х-49 г. ТУ МПС 10/Х-49 г. 2931-45	Смазка тормозных цилиндров (30/75) Манжеты поршней тормозных цилиндров (75/75) Кожаные манжеты поршней реверсора, электропневматических контакторов и электропневматического механизма регу- лятора (—/150)	0,01	0,03

**П р и м е ч а н и я.** 1. Цифры в скобках обозначают пробег в тысячах километров, после ко-  
торого производится смена смазки; при наличии в скобках дроби числитель обозначает пробег  
в тысячах километров, после которого производится добавление смазки, а знаменатель—пробег в  
тысячах километров до полной замены смазки.  
2. Для тепловозов ТЭ 2 норма расхода смазки на тысячу локомотиво-километров принята удво-  
енной по сравнению с ТЭ 1, за исключением смазки 1-13—норма 0,16 кг; осернённой смазки—но-  
рма 7 кг; осевого масла—норма 40 кг.

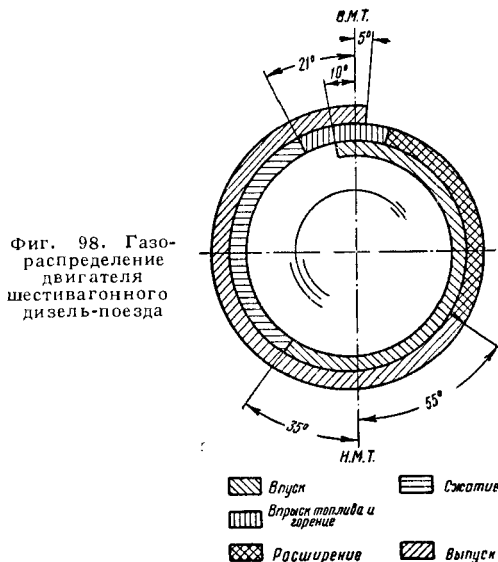
Распределительный вал может быть пере-  
мещён в продольном направлении и уста-  
новлен последовательно в три положения,  
соответствующие положениям декомпрессии,  
пуска и нормальной работы двигателя, спе-  
циальным рычагом. Указанные режимы уста-  
навливаются благодаря тому, что кулаки  
впускных клапанов состоят из трёх частей,  
которые последовательно подходят под ро-  
лики толкателей штанг клапанов при про-  
дольном перемещении распределительного  
вала. На распределительном валу имеются также  
выпускные кулачки, каждый из которых по  
ширине равен трём кулачкам впуска. При  
вращении распределительного вала кулачки  
приводят в движение толкатели, штанги и  
рычаги клапанов. Зазор между головкой  
рычага и торцом шпинделя клапана должен  
быть 0,3 мм.

Газораспределение двигателя дано на  
фиг. 98.

Во вращение распределительные валы при-  
водятся через шестерёчную передачу от  
коленчатого вала двигателя.

Коленчатый вал лежит на девяти под-  
шипниках, нижние вкладыши которых изго-  
товлены из бронзы без дополнительного по-  
крытия баббитом; верхние вкладыши также  
бронзовые, но имеют баббитовую заливку.  
Для регулировки зазора между вкладышами  
и шейками вала имеются прокладки. Величина  
зазора устанавливается от 0,13 до 0,17 мм  
на диаметр. Зазоры между торцами вкля-  
дышей и щеками кривошипов коленчатого

вала достигают от 3,8 мм (на обе стороны)  
для второго подшипника и до 0,2—0,3 мм  
для восьмого подшипника, являющегося упру-  
мым.



Счёт цилиндров—со стороны, противо-  
положной маховику. Вращение вала двигателя—  
по часовой стрелке, если смотреть с передней  
стороны.



Вкладыши нижних головок главных шатунов из стали с бронзовой заливкой. Зазор, устанавливаемый при помощи прокладок, между шатунной шейкой коленчатого вала и вкладышем — 0,13—0,17 мм; осевой разбег — 0,2—0,4 мм. Торцы прокладок у шеек вала и у коренных подшипников залиты баббитом и должны плотно прилегать к валу.

Прицепные шатуны соединяются с главными при помощи пальцев. Пальцы проходят через бронзовые втулки нижних головок прицепных шатунов и через отверстия вилок нижних головок главных шатунов.

С поршнями шатуны соединены посредством пальцев и втулочных бронзовых подшипников, запрессованных в верхние головки шатунов. Зазор между поршневым пальцем и втулкой — 0,08—0,10 мм на диаметр. Смазка поршневых пальцев производится маслом, поступающим под давлением через сверления в шатунах из шатунных шеек к головным подшипникам. Далее масло через сверления в верхних головках шатунов попадает на днища поршней, охлаждает их и сливается в картер.

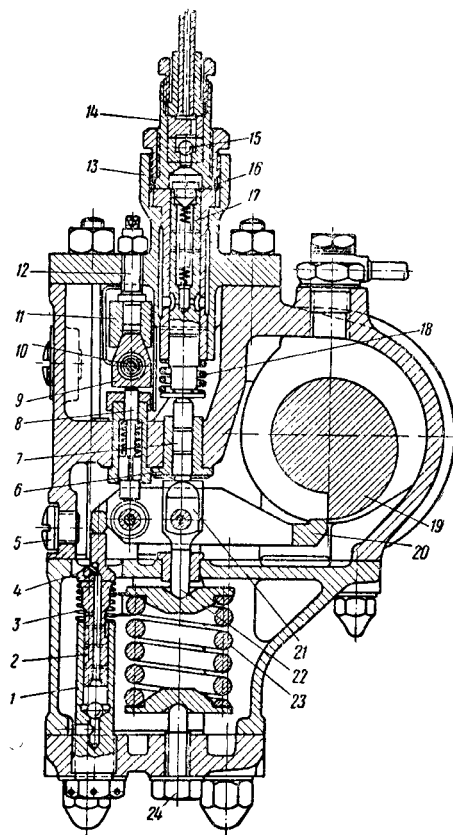
Поршни, отлитые из алюминиевого сплава, имеют по три компрессионных кольца и по два маслосрезающих. Пальцы запрессованы в поршень и закреплены упругими стопорными кольцами.

Смазываются поршни брызгами масла, стекающего затем в картер, откуда оно забирается шестерёчным насосом и подаётся под давлением ко всем трущимся частям двигателя. Приводится шестерёчный насос во вращение так же, как центробежный водяной насос, центробежный регулятор числа оборотов вала двигателя и топливные насосы, от шестерёчной передачи распределительных валов. Охлаждается масло водой в холодильниках, расположенных с боков двигателя. Вода охлаждается в обычного типа воздушных секциях холодильника.

Топливные насосы двигателя (фиг. 99) установлены между двумя рядами цилиндров, так что для каждого цилиндра имеется свой насос. Подача топлива в насосе осуществляется плунжером 17, на который воздействует сильная пружина 23, предварительно сжатая кулаком 19 вала топливных насосов. Работа насоса происходит следующим образом. При вращении кулачкового вала кулак 19 сжимает через рычаг 20 пружину 23. Пружина 18 плунжера заставляет при этом следовать вниз за рычагом плунжер 17 и шток 7. Топливо проходит через отверстие во втулке плунжера и полости в теле его, отжимает всасывающий клапан 16 и заполняет пространство над плунжером. В тот момент, когда острый выступ кулака 19 освободит рычаг 20, пружина 23 начнёт поднимать плунжер вверх, всасывающий клапан 16 закроется и топливо через шариковый нагнетательный клапан 15 будет подаваться к форсунке и через неё вырывается в цилиндр двигателя.

Количество подаваемого к форсунке топлива регулируется изменением величины хода плунжера топливного насоса. Для этой цели служат подвижные 9 и неподвижные 11 клинья. При перемещении в продольном направлении клиньев 11 стержень 8 или опускается или поднимается и тем самым изменяет величину хода плунжера 17. Подъём плунжера

прекращается, когда заплечик штока 7 упрётся в бурт втулки 6. Пружина, однако, и после этого продолжает поднимать стержень 22 и рычаг 21, шарнирно связанные с рычагом 20. При этом конец рычага стремится переместить плунжер 2 масленого катаракта вниз.



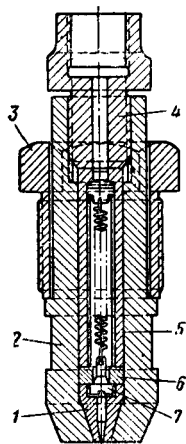
Фиг. 99. Топливный насос двигателя шестивагонного дизель-поезда: 1—цилиндр масленого катаракта; 2—плунжер масленого катаракта; 3, 4—отверстия в плунжере; 5—контрольный винт; 6—втулка; 7—шток плунжера топливного насоса; 8—стержень; 9—подвижный клин регулирования подачи топлива; 10—тяга управления подвижными клиньями; 11—неподвижный клин; 12—регулирующий винт; 13—корпус; 14—штуцер; 15—нагнетательный шариковый клапан; 16—всасывающий клапан плунжера; 17—плунжер топливного насоса; 18—пружина плунжера; 19—кулак вала топливных насосов; 20—рычаг; 21—рычаг; 22—стержень; 23—пружина; 24—винт, регулирующий натяжение пружины 23

Вначале масло вытесняется из цилиндра 1 через два отверстия 3 и 4; после же того, как отверстие 3 закроется стенкой цилиндра 1, выход для масла через отверстие 4 будет недостаточен и движение рычага затормозится. Винт 12 служит для установления равной подачи топлива всеми цилиндрами двигателя.

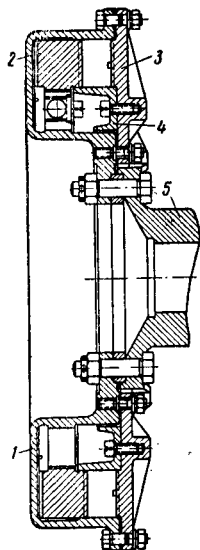
Форсунка (фиг. 100) представляет собой, по сути дела, невозвратный клапан с распылителем, имеющим одно сопловое отверстие.

Для предохранения коленчатого вала от чрезмерных или резонансных крутильных колебаний на переднем конце его установлен демпфер.

Демпфер (фиг. 101) состоит из корпуса 1, соединённого болтами с фланцем вала 5. С внутренней стороны корпуса имеются рёбра, между которыми размещены рёбра подвижных масс 2. Перемещение масс 2 ограничивается запорным кольцом 4; в нормальном положении массы удерживаются пружинами. Внут-



Фиг. 100. Форсунка двигателя шестивагонного дизель-поезда: 1—сопло; 2—корпус; 3—зажимная гайка; 4—штырек; 5—трубка; 6—седло клапана; 7—клапан



Фиг. 101. Демпфер крутильных колебаний вала двигателя шестивагонного дизель-поезда: 1—корпус; 2—подвижные массы; 3—крышка; 4—запорное кольцо подвижных масс; 5—коленчатый вал двигателя

ренняя полость корпуса демпфера закрыта крышкой 3 и заполнена маслом, тормозящим перемещение подвижных масс относительно корпуса демпфера при возникновении крутильных колебаний.

## КОНСТРУКЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ МОТОВОЗОВ

На мотовозах и автодрезинах почти исключительно применялись двигатели автомобилей ЗИС-5 (мотовозы М  $\frac{3}{2}$  и автодрезины) и грузового автомобиля ЗИС-150, двигатель которого ЗИС-120 установлен на мотовозах МК-15 и М  $\frac{K}{2}$ -15 (см. табл. 3 и фиг. 102).

Чугунный блок двигателя отлит совместно с верхней частью картера и соединён болтами с нижней его частью, изготовленной из листовой стали. Чугунная головка, закрывающая все шесть цилиндров, прикреплена к блоку болтами и шпильками. Уплотнение между головкой и цилиндрами осуществляется медно-асбестовой прокладкой. Алюминиевые поршни соединены с шатунами стальными пальцами плавающего типа. Пальцы закреплены в бобышках поршня стопорными кольцами.

Цилиндрическая юбка поршня имеет косой разрез. Поршневых колец — четыре: три — компрессионных, четвёртое — маслосрезающее. Зазор между юбкой поршня и цилиндром — 0,08 мм; зазор в ручье кольца (по высоте) — 0,05 мм; зазор в замке кольца — 0,25 мм.

Шатуны двутаврового сечения из углеродистой стали. В верхнюю цельную головку запрессованы две втулки; в нижней разъёмной головке установлены стальные тонкостенные вкладыши с баббитовой заливкой. В стержне шатуна просверлен канал, по которому масло под давлением проходит от нижней к верхней головке.

Коленчатый вал из углеродистой стали, с противовесами, просверленными шатунными шейками, лежит в семи коренных подшипниках с тонкостенными вкладышами. Передний коренной подшипник — упорный. В коренных, так же как и в шатунных, подшипниках ставятся прокладки (толщина прокладки 0,05 мм). Шейки вала имеют поверхностную закалку током высокой частоты. К задней стороне вала крепится маховик, к передней — распределительная шестерня и шкив привода вентилятора.

Распределительный вал шестернёй, закреплённой гайкой и сидящей на шпонке, приводится во вращение от шестерни коленчатого вала. Вал лежит в четырёх подшипниках, запрессованных в перегородки верхней части картера. В средней части вала размещена шестерня с винтовыми зубьями для привода масляного насоса и распределителя; на заднем конце расположен эксцентрик, с помощью которого приводится во вращение бензиновый насос диафрагменного типа. Кулачки распределительного вала обеспечивают открытие впускного клапана за 20° до верхней мёртвой точки и закрытие его спустя 69° после нижней мёртвой точки; выпускной клапан открывается за 67° до н. м. т. и закрывается спустя 22° после в. м. т. Клапаны расположены наклонно и с кулачками распределительного вала связаны стальными грибовидными толкателями, имеющими регулировочные болты. Перемещаются толкатели в направляющих секциях. Зазор между клапанами и толкателями, устанавливаемый на прогревом двигателя, 0,20—0,25 мм.

Смазка двигателя комбинированная: масляным насосом масло подаётся под давлением к подшипникам коренным, шатунным, головным, подшипникам распределительного вала, распределительным шестерням и валу привода распределителя; остальные трущиеся поверхности деталей двигателя смазываются разбрызгиванием. Кулачки распределительного вала, толкатели, стенки цилиндров при этом дополнительно смазываются пульсирующими струйками масла через боковые отверстия в нижних головках шатунов. Количество находящегося в системе масла (8 л) определяется маслосчётным щупом (стержнем с двумя отметками). Очистка масла происходит во время работы непрерывно в пластинчатом фильтре грубой очистки (100% масла) и параллельно часть масла проходит через фильтр тонкой очистки с картонными фильтрующими элементами.

Охлаждение двигателя принудительное, осуществляется водяным центробежным насо-

сом, приводимым клиновидным ремнём от шкива коленчатого вала.

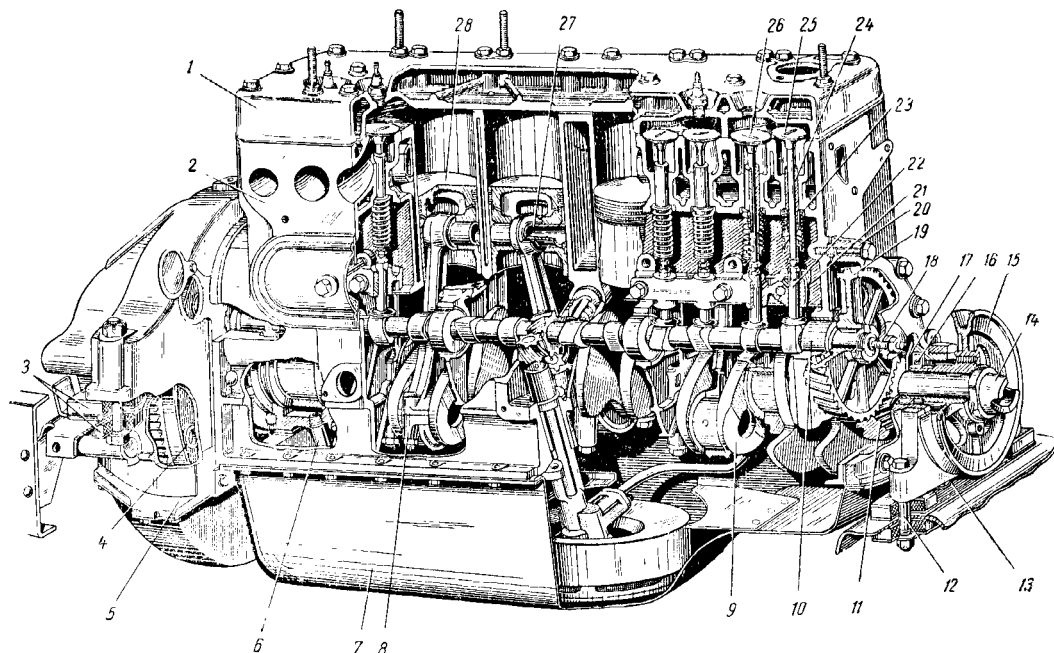
На одном валу с насосом посажено четырёхлопастное колесо вентилятора, просасывающего воздух через радиатор трубчатого типа (в последних выпусках). Ёмкость системы охлаждения — 21 л.

Воздух очищается непосредственно в воздухоочистителе комбинированного типа, имеющем сетчатый фильтрующий элемент и пылеулавливающий слой масла на нижней тарелке фильтра.

лированием разрежения у распылителя с помощью диффузора переменного сечения.

Зажигание сжатой рабочей смеси производится двенадцативольтовой аккумуляторной батареей. Распределитель типа Р-21 имеет автоматическую регулировку опережения зажигания центробежным и вакуумным регуляторами.

Генератор постоянного тока — двухщёточный, вентилируемый, типа Г-15. Регулирование работы генератора, т. е. его напряжения и силы тока, осуществляется в двигателе ЗИС-120



Фиг. 102. Двигатель ЗИС-120: 1—головка цилиндров; 2—блок; 3—резиновые подушки; 4—маховик; 5—картер маховика; 6—трубка для слива масла; 7—поддон; 8—шатун; 9—коленчатый вал; 10—распределительный вал; 11—распределительная шестерня; 12—болт крепления двигателя к раме; 13—кронштейн; 14—храповик для пусковой рукоятки; 15—шкив привода вентилятора; 16—самоподжимной сальник; 17—маслоотражатель; 18—регулирующий винт; 19—шестерня; 20—крышка; 21—направляющая толкателя; 22—толкатели; 23—пружина; 24—направляющая втулка клапана; 25—выпускной клапан; 26—впускной клапан; 27—поршневой палец; 28—поршень

Карбюратор, начиная со второй половины 1950 г., устанавливается типа К-80 (ранее устанавливался карбюратор МКЗ-14), конструктивно отличный от применявшихся ранее. В карбюраторе К-80 нет систем холостого хода, экономайзера и ускорительного насоса. Необходимый состав смеси для различных режимов работы двигателя получается регу-

реле-регулятором типа РР-15, состоящим из регулятора напряжения, ограничителя тока и реле обратного тока.

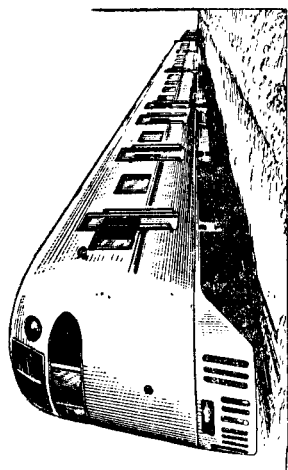
Для пуска двигателя установлен стартер типа СТ-15 с принудительным электромагнитным включением, вводящим шестерню стартера в зацепление с зубчатым венцом маховика.

## ДИЗЕЛЬНЫЕ ПОЕЗДА И АВТОМОТРИСЫ

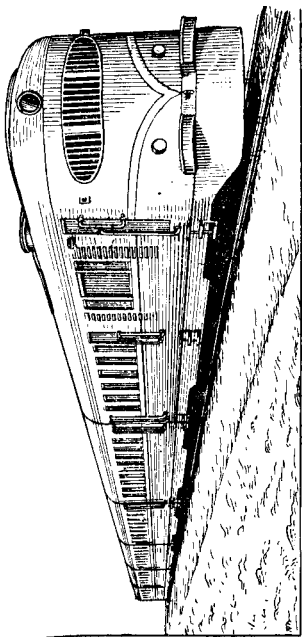
### ТРЕХВАГОННЫЙ ДИЗЕЛЬНЫЙ ПОЕЗД

Трёхвагонный дизельный поезд с механической передачей (фиг. 103) состоит из двух моторных и одного прицепного вагонов обтекаемой формы. Каждый моторный вагон оборудован самостоятельной силовой установкой и приводом к движущим колёсным парам, расположенным на концевых трёхосных тележках. Общий вид и размещение основных отделений дизель-поезда показаны на фиг. 104.

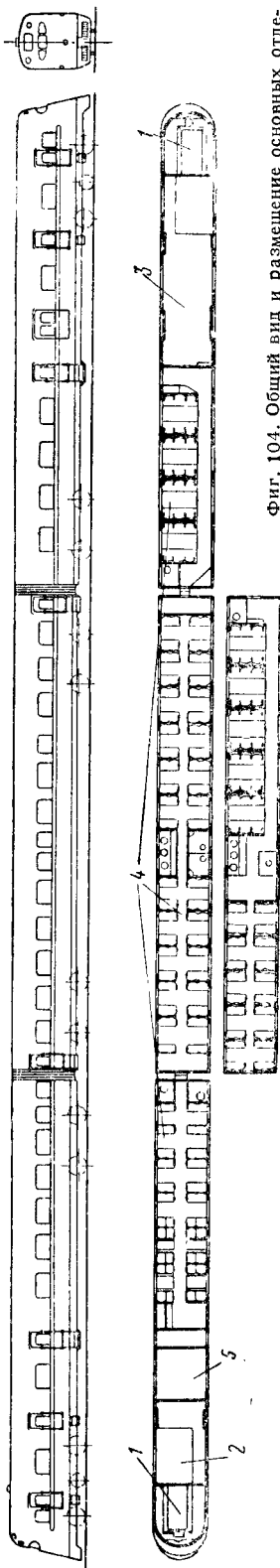
Силовая установка представлена восьмицилиндровым предкамерным двигателем системы Ганц-Эндрассик мощностью 310 л. с. при 1250 об/мин. Двигатель укреплён на раме тележки болтами с резиновыми прокладками и накрыт двойным капотом, изолирующим вагон от проникания теплоты и шума. Капот имеет смотровые люки. Количество засасываемого вентиляторами через радиаторы воздуха регулируется при помощи жалюзи. В холодное время года охлаж-



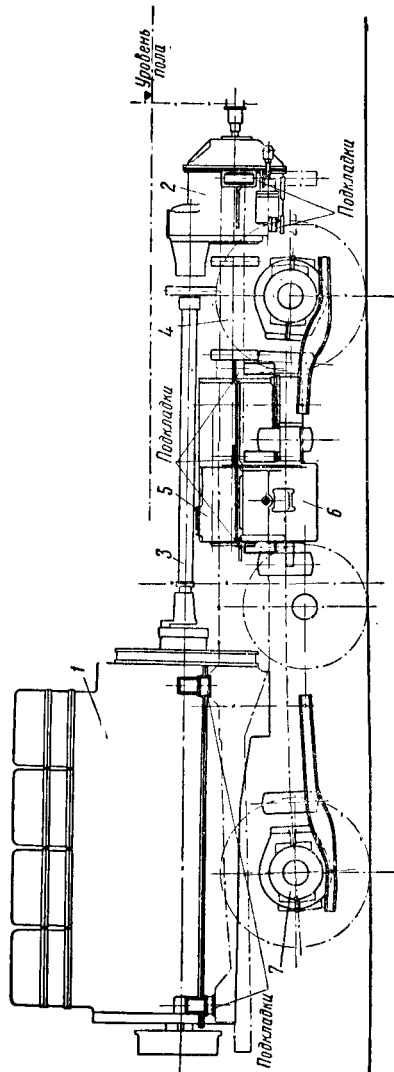
Фиг. 103. Общий вид трехвагонного дизельного поезда с механической передачей (ДП-1 — ДП-10)



Фиг. 104. Общий вид шестивагонного дизельного поезда



Фиг. 105. Общий вид и размещение основных отделений трехвагонного дизельного поезда с механической передачей: 1 — машинное отделение и посты управления; 2 — почтовое отделение; 3 — багажное отделение; 4 — пассажирские отделения; 5 — кухня. Внизу дан план второго варианта прицепного вагона



Фиг. 106. Привод движущих осей: 1 — двигатель; 2 — главная муфта сцепления; 3 — главный карданный вал; 4 — карданный вал (показан штрихпунктиром); 5 — коробка скоростей; 6 — реверсивный механизм; 7 — привод осей (конические шестерни). Карданные валы от реверсивного механизма к шестерням привода осей на чертеже не показаны

дающая двигатель вода используется для отопления вагонов. Пополнение системы охлаждения водой производится ручной помпой. Дистанционный термометр, расположенный в кабине управления, может регистрировать температуру воды в нескольких точках и температуру масла в коробке скоростей. Для наблюдения за числом оборотов двигателя предусмотрено тахо-динамо. Засасываемый двигателем воздух очищается в сухом и масляном фильтрах. Для пуска двигателя предусмотрены 2 стартерных мотора мощностью 6 л.с. каждый.

Управление дизель-поездом электропневматическое. В случае аварии электропневматической системы управление двигателем может быть осуществлено механическим приводом с ближайшего поста управления. Пуск двигателя, регулировка подачи горючего, включение скоростей и реверсивного механизма производятся главным контроллером. Управление обоими моторными вагонами в нормальной эксплуатации производится одним контроллером.

Механический привод к двум крайним движущим осям моторной тележки показан на фиг. 105. Карданные валы имеют концевые соединения с резиновыми шайбами, обеспечивая эластичную связь двигателя с главной муфтой сцепления и коробкой скоростей. Реверсивный механизм помещён в одном кожухе с коробкой скоростей, имеющей четыре ступени скорости. Предусмотрен предохранительный механизм, препятствующий включению более чем одной скорости. Кожух коробки скоростей и реверса, а также главная муфта сцепления крепятся на раме тележки при помощи резиновых прокладок. Передаточное отношение конических шестерён привода осей 1 : 1,46.

От вала главной муфты сцепления через карданный вал, распределительную коробку шестерён и индивидуальные карданные валы получают привод два осветительных генератора, два компрессора и вспомогательный генератор. Всё это смонтировано на отдельной раме, подвешенной к раме вагона. От распределительной коробки шестерён через карданный вал имеет отдельный привод группа машин климатической установки поезда (установки кондиционирования воздуха). От этой группы машин через карданный вал приводятся в действие устройства третьей вспомогательной рамы — две пары вентиляторов, обслуживающих радиаторы охлаждающей системы двигателя. Все валы вспомогательного привода лежат на шариковых или роликовых подшипниках.

Компрессоры первой вспомогательной рамы имеют 670 об/мин. при числе оборотов двигателя 1 250 об/мин. При давлении сжатия воздуха 6,5 ат компрессор всасывает 370 л в минуту, требуемая мощность 4 л.с. Максимальное давление сжатия воздуха 8 ат. Сжатый компрессорами воздух используется для тормозной системы, свистка, песочниц, электропневматического управления и для обеспечения нужного напора воды в системе водоснабжения. Тормоз пневматический, системы Кнорр-Ламбертсен.

Компрессоры вертикального типа, трёхцилиндровые. Диаметр поршня 30 мм, ход

поршня 65 мм. Цилиндры и крышки объединены в отливках и оребрены. Клапаны автоматические. Коренные подшипники роликовые. Картер компрессора вмещает около 3 л масла.

Рамы тележек сварные из стальных профилей и листов. Пятники шаровидные, без шкворней. Обе части пятника на резиновых прокладках. Вертикальное перемещение кузова ограничено двумя болтами, установленными по обеим сторонам пятника. Моторный вагон имеет одну трёхосную и одну двухосную тележки, а прицепной — две двухосные. Кузов вагона опирается на скользуны, помещённые на обеих сторонах рамы тележки. Смазка поверхностей скольжения производится через специальные люки, предусмотренные в полу вагона. Осевые подшипники — сферические роликовые. Средняя ось трёхосной тележки имеет колёса без гребней. Тележки имеют по восемь тройных пружин из которых две внешние постоянно воспринимают нагрузку, а внутренняя поддерживает кузов только по достижении определённой нагрузки или просадки. Между пружинами и рамой тележки имеются резиновые прокладки. Диаметр круга катания колёс с гребнями 920 мм, безгребневых — 760 мм. Горючее содержится в каждом моторном вагоне в 2 баках общей ёмкостью 515 л. Заправка баков производится ручной помпой.

Между моторными отделениями имеется телефонная связь. Аккумуляторные батареи (для пуска двигателя и освещения при стоянках) кислотные. Их зарядка производится размещёнными на вспомогательной раме осветительными генераторами (2 × 2,75 кВт). В цепи предусмотрен автомат, препятствующий перезарядке батареи и переключающий нагрузку на генератор при работе двигателя.

Климатическая установка предназначена для поддержания воздуха в пассажирских отделениях в состоянии, наиболее благоприятном для пассажиров (охлаждение, подогрев и добавление свежего воздуха). Климатические устройства расположены частично в кузове вагона, частично подвешены к раме (на вспомогательной раме). Сюда относятся: 1) фреонный компрессор с цилиндрами диаметром 130 мм, 2) конденсаторы фреона (общей поверхностью около 200 м<sup>2</sup>), 3) дегидратор, фильтры, вентили, различные выключатели и т. п. На потолке вагона помещены испаритель (специальной конструкции теплообменник) поверхностью 120 м<sup>2</sup> и соединённый с ним радиатор отопления поверхностью около 60 м<sup>2</sup>. В почтовом отделении одного и в багажном отделении другого моторного вагона размещены шкафы регулирующих вентилей. К климатической установке относится и охладитель питьевой воды. Воздух вагонов охлаждается испаряющимся фреоном (дифтордихлорметан). Газообразный фреон засасывается компрессором, сжимается до 8—15 ат и сжимается в конденсаторах, обдуваемых вентиляторами. Жидкий фреон вновь поступает в испарители для охлаждения воздуха, который прогоняется через испарители двойными вентиляторами. Перед испарителем к воздуху вагонов добавляется некоторое количество свежего воздуха. Для поглощения влаги, попадающей в фреон, установлен де-

гидратор (поглотитель—активированный алюминий). При ненадобности фреонный компрессор выключается, система охлаждения перестаёт действовать. Включение компрессора производится фрикционной муфтой, управляемой электропневматическим вентилем. Система охлаждения заполняется 45—50 кг фреона.

Отопление пассажирских отделений и коридоров производится воздухом, подогретым в радиаторе отопления, который включён в систему охлаждающей двигателя воды. При низких температурах окружающего воздуха испарители демонтируются и на их место устанавливаются вторые радиаторы отопления.

Температура воздуха регулируется термостатическими вентилями и поддерживается в пределах 20—23° С. Возможна регулировка систем охлаждения и отопления вручную.

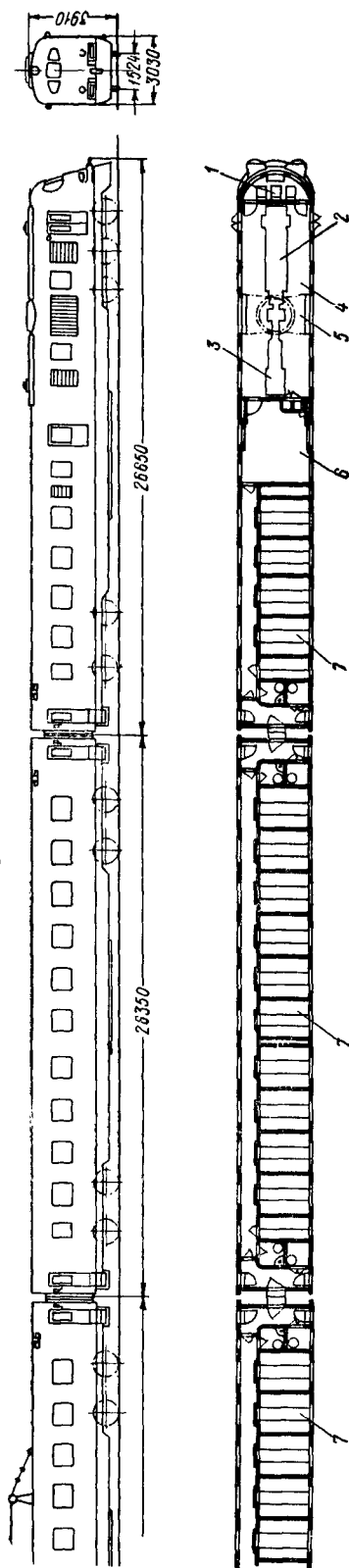
### ШЕСТИВАГОННЫЙ ДИЗЕЛЬНЫЙ ПОЕЗД

Шестивагонные дизельные поезда с электрической передачей являются наиболее современными и совершенными из дизельных поездов. Дизельный поезд состоит из вагонов обтекаемой формы: двух моторных (концевых) и четырёх прицепных. Каждый моторный вагон оборудован самостоятельной силовой установкой, постом управления, расположенным в лобовой части вагона и изолированным от шума двигателей, и приводом к движущим осям. На фиг. 103а показан общий вид шестивагонного дизельного поезда, а на фиг. 106 — размещение основных отделений и устройств.

Особенностью этого дизельного поезда является разделение силовой установки на 2 части: главная — для привода движущих колёсных пар, дополнительная — для вспомогательных устройств и системы управления.

Главная силовая установка представлена 16-цилиндровым четырёхтактным предкамерным двигателем мощностью 600 л. с. Цилиндры расположены V-образно по 8 в ряд. Диапазон рабочих чисел оборотов 900—1150 в минуту. Запуск двигателя электрический, при помощи главного генератора, питаемого током от аккумуляторной батареи.

Вспомогательный двигатель выполнен 6-цилиндровым, однорядным, с вертикальным расположением цилиндров. Мощность двигателя 220 л. с. Запуск электрический, при помощи вспомогательного генератора. Удельный расход топлива такой же, как и в главных двигателях. Управление поездом осуществляется с одного из постов управления. Электрическая схема «аппаратного типа» (автоматика регулирования осуществляется специальной аппаратурой, воздействующей как на возбуждение главного генератора, так и на сервомотор подачи топлива в цилиндры двигателя) обеспечивает автоматическое регулирование электропередачи как при трогании поезда, так и при его движении по переменному профилю. Мощность силовой установки независимо от профиля пути поддерживается постоянной, что позволяет осуществлять работу установки с весьма высокой эффективностью, и зависит, как и обороты двигателя, от положения ручки контроллера. Характерно, что полная мощность силовой установки может быть использована



Фиг. 106. Общий вид и размещение основных отделений шестивагонного дизельного поезда: 1—кабина управления; 2—главный двигатель; 3—вспомогательный двигатель; 4—холодильник; 5—моторное отделение; 6—багажное отделение; 7—пассажирские отделения

в течение длительного периода только при скоростях выше 70 км/час. При более низких скоростях имеет место ограничение по предельной величине тока машин электропередачи на их длительном режиме. Эта же причина определяет возможную минимальную скорость движения и при другой мощности. Эта особенность тяговой характеристики дизельного поезда предопределяет его эксплуатацию на высоких скоростях движения.

Начальные ускорения при пуске дизель-поезда 0,3—0,39 м/сек<sup>2</sup>.

**Электропередача постоянного тока.** Главный генератор каждого моторного вагона питает 2 серийных тяговых электродвигателя, включённых постоянно параллельно. Подвеска электродвигателей трамвайного типа, передача к осям зубчатая, односторонняя. Длина каждого прицепного вагона между буферами 26,35 м, длина моторного вагона 26,65 м. Нагрузка на рельс от движущей оси в пределах 19 т. Сцепка вагонов специальная автоматическая. Все прицепные вагоны — 4-осные, моторные — 5-осные (передняя тележка — 3-осная с одной направляющей осью и двумя движущими, снабжёнными моторами, задняя тележка — 2-осная). Дизель-поезд оборудован климатической фреоновой установкой (аналогичной описанной выше), которая поддерживает температуру в вагонах в пределах 23—24° при температуре наружного воздуха 30—32°. Вагоны оборудованы водяным отоплением с автоматическим управлением; нагрев воздуха производится в специальных калориферах, котлы отапливаются жидким топливом. Циркуляция воздуха по системе «вагон — калорифер» осуществляется специальным вентилятором. Все агрегаты климатической установки и котлов отопления имеют электропривод от вспомогательных дизельгенераторных установок. Мощность моторов фреонных компрессоров в прицепных вагонах составляет 21 л. с., в моторных — 14 л. с. Мощность мотор-вентиляторов для циркуляции воздуха соответственно 4,5 и 3 л. с.

Компрессор автоматического тормоза двухступенчатый, 3-цилиндровый (два цилиндра низкого и один высокого давления). Производительность тормозного компрессора — 1 500 л/мин (в переводе на воздух атмосферного давления). Приводы вентилятора холодильника, тормозного компрессора и вспомогательного генератора сблокированы в общем редукторе и могут работать как от вспомогательного (нормальная работа), так и от главного дизеля. Характеристика вспомогательного генератора: ток трёхфазный 50 пер/сек., длительная мощность 155 кВт при  $\cos \varphi = 0,8$ ; номинальное напряжение 380 в, максимальный ток 223 а, номинальное число оборотов 1 000 в минуту. Вентилятор посажен на вал. В каждом прицепном вагоне имеется генератор освещения (мощность 3,3 кВт, напряжение 65 в, ток 51 а, число оборотов 1 480 в минуту), который работает от трёхфазного мотора с короткозамкнутым ротором мощностью 5,5 л. с. Кроме того, имеется осветительная аккумуляторная батарея — щелочная, включающая 40 элементов ёмкостью 90 а·ч. Генератор освещения моторного вагона имеет следующие данные: мощность

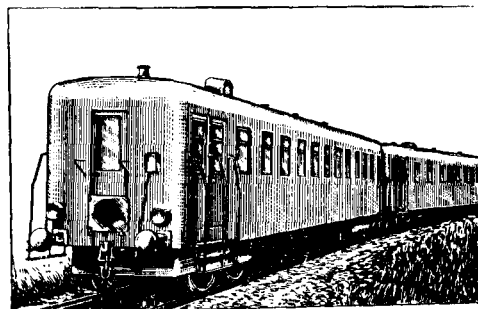
5,2 кВт, напряжение 65 в, ток 80 а, число оборотов 1 490 в минуту. Дизельный поезд обслуживается машинистом и двумя помощниками. Связь между постами управления — световая сигнализация и телефон. В дизель-поезде имеются радиостанция и кухня.

Запас топлива 4 140 л, что при расходе  $2,4 \div 2,5$  кг на 1 км пробега обеспечивает движение без экипировки более 1 000 км.

Остальные данные по дизельному поезду приведены в табл. 9—13.

### АВТОМОТРИСА АП-1

Четырёхосная автомотриса АП-1 (фиг. 107) была построена на Калужском заводе в 1937 г. Автомотриса полуобтекаемого типа состоит из двух вагонов. В первом вагоне размещены три отделения: 1) машинное, 2) для багажа и буфета и 3) для пассажиров. Второй вагон (прицепной) имеет двойные входные двери и приспособлен только для



Фиг. 107. Общий вид автомотрисы АП-1

перевозки пассажиров. Общее количество мест (для сидения) — 136. Силовая установка представлена 8-цилиндровым четырёхтактным предкамерным двигателем типа Т8 × 185, развивающим длительную мощность 350 л. с. Пусковой механизм двигателя приводится в действие сжатым воздухом. Передача электрическая.

Электрическая схема автомотрисы допускает наибольшую скорость под током 100 км/час. Наибольшая скорость без тока — 110 км/час. Посты управления расположены по концам моторного вагона.

Вспомогательное силовое оборудование: а) мотор-компрессор типа СР-28, имеющий производительность 570 л/мин воздуха, давление 7 ат, мощность 4,8 кВт; б) моторы масляного, водяного и топливного насосов типа ПК-10, мощность каждого мотора — 1 л. с.

Автомотриса имеет сварные 2-осные тележки тройного подвешивания с роликовыми буксами. Одна из тележек моторного вагона — ведущая. Кузов автомотрисы также сварной.

Автомотриса предназначена для местного сообщения, так как малое ускорение ( $0,15 \div 0,20$  м/сек<sup>2</sup>) затрудняет применение её в пригородном сообщении.

Запас топлива, составляющий 650 кг, обеспечивает пробег 900 км.





Продолжение табл. 9

Элементы характеристики	Дизельные поезда					4-осные автомотрисы							2-осные автомотрисы			
	трехвагон- ный с меха- нической передачей ДП-1 + ДП-10	двухвагон- ный с меха- нической передачей ДП-11, ДП-12	трехвагон- ный с гнл- равлической передачей ДП-15	трехвагон- ный с однок- трической передачей ДП-14	шестивагон- ный	АП-1	АВЗЛ-32 (М-32)	АВЛ-1	АВ Мот. 758	АВЗЛ-403 (404)	АВМх	Мх-1	Одноввагон- ная автомот- риса с меха- нической передачей			
Число ведущих осей	4	4	4	4	4	2	2	2	2	2	1	1	1			
Тип букс . . . . .	Р о л и к о в ы е															
Предельная кон- струкционная скорость . . . . .	121,35	125,5	160	160	104	103*	90	120	110	75	72	60	45			
Расположение си- ловой установки	На моторной тележке					На моторной тележке								На специаль- ной раме, подвешен- ной к раме вагона		На спе- циальной раме, опираю- щейся на рессоры
Мощность силовых установок . . . . .	620	840	1 200	1 200	1 200*	350	265	300	220	150/180	150/160	120	180	100/120		
Система управле- ния . . . . .	Электродвигательная	Электродвигательная	Электродвигательная	Электродвигательная	Электродвигательная	Электрическая	Электрическая	Пневматическая	Электродвигательная	Гидравлическая	Пневматическая	Пневматическая	Гидравлическая			
Сцепка . . . . .	Автоматическая специальная	Винтовая	Автоматическая специальная			Винтовая										
Запас топлива . . . . .	1 030 л	1 450 л	—	2 200 кг	2 × 2 070 = 4 140 л	650 кг	450 л	350 л	450 л	750 кг	290 кг	250 л	400 л	500 кг		

\* Прицепной вагон двухосный.

\* Моторный вагон по раме.

\* Без прицепного вагона.

\* Рабочий вес.

\* Наибольшая скорость без тока 110 км/час.

\* 14 мест для отдыха бригад (дополнительно).

\* Для вспомогательных нужд имеются 2 дизеля мощностью 2 × 220 л. с.

\* Средние двухосные тележки поддерживают концы моторных и среднего вагонов.

Таблица 10

Главный двигатель автомотрис и дизельных поездов железных дорог СССР

Элементы характеристики	Единица измерения	Дизельные поезда						4-осные автомотрисы				2-осные автомотрисы		
		Трёхвальный с механической передачей ДП-10	Двухвальный с механической передачей ДП-11, ДП-12	Трёхвальный с гидравлической передачей ДП-13	Трёхвальный с электрической передачей ДП-14	Шестивальный	АП-1	АВЭЛ-32 (М-32)	АВЭЛ-1	АВЭЛ-758	АВЭЛ-403 (404)	АВМх	Мх-1	Одновальный с механической передачей
Число главных двигателей в поезде	—	2	2	2	2	2	1	1	2	1	1	1	1	1
Тип главного двигателя (четырёхтактные бескомпрессорные двигатели высокого сжатия с самовоспламенением топлива)	—	Предкамерный	—	—	—	Предкамерный	Предкамерный	Вертикальный предкамерный	—	—	—	Вертикальный предкамерный	Горизонтальный предкамерный	—
Число цилиндров	—	8	12	12	12	16	8	8	6	6	6	6	8	4
Диаметр цилиндров	мм	170	175	150	150	170	185	175	130	170	165	135	123	165
Ход поршня	»	240	180	200	200	240	240	220	180	240	220	185	180	220
Диапазон рабочих чисел оборотов	об/мин.	770—1 250	610—1 400	1 100—1 400	1 100—1 400	900—1 150	700—1 000	550—1 000*	700—1 350	700—1 250	850—1 000	700—1 350	1 500	850—1 000
Мощность при максимальном числе оборотов	л. с.	310	420	630	600	600	350	265	150	220	160	120	180	120
Порядок работы цилиндров	—	1-5-7-3-3-4-2-6	1-11-2-9-4-7-6-8-5-10-3-12	—	—	Левый ряд: 1-5-7-3-8-4-2-6 Правый ряд: 1-5-7-3-8-4-2-6	—	1-3-7-5-8-6-2-4	1-4-2-6-3-5	1-4-2-6-3-5	—	1-4-2-6-3-5	—	—
Расход топлива на л. с.-ч.	г	150	180	135	135	178 ± 1%	190—200	180	170	190	—	190*	—	—
Вес двигателя	кг	—	3 200	2 400	2 400	С генератором 10 000	3 770	—	1 150	—	—	1 370	—	1 800

\* При  $n=1\ 200$  об/мин. двигатель развивает часовую мощность 400 л. с.\* При  $n=1\ 100$  об/мин. двигатель развивает часовую мощность 290 л. с.

\* 310 г/кж.

Т а б л и ц а 11

## Электрические передачи автомотрис и дизельных поездов железных дорог СССР

Элементы характеристики	Единица измере- ния	Дизельные поезда		4-осные автомотрисы		
		трёхва- гонный с электри- ческой пе- редачей ДП-14	шестивагонный	АП-1	АВ <sup>эл</sup> -32 (М-32)	АВ <sup>эл</sup> -403(404)
<i>Генератор</i>						
Напряжение . .	в	770	620/460 <sup>а</sup>	750/500 <sup>1</sup>	400	500
Ток . . . . .	а	520	645/870 <sup>а</sup>	375/250	400	360   460
Мощность . . . .	квт	400×2=800	400×2=800	—	160	90   115
<i>Тяговый электро- двигатель</i>						
Напряжение . .	в	770	620/460 <sup>а</sup>	750 <sup>1</sup>	320 <sup>а</sup>	500
Ток . . . . .	а	—	322,5/435 <sup>а</sup>	250/167	280	186/211
Мощность . . . .	квт	4×180=	Длит. 245 л. с.	2×160=320	2×90=160	2×55/2×65 л. с.
		720				
Число оборотов	об/мин.	1 700	1 820/1 130 <sup>а</sup>	900	850	600/650
<i>Возбудитель</i>						
Напряжение . .	в	150	56 <sup>а</sup>	ШП-205 <sup>1</sup>	ШП-45	—
Ток . . . . .	а	100	3,75	67	110	—
Мощность . . . .	квт	15	—	187	40	—
Число оборотов	об/мин.	1 400	1 650	12,5	4,5	—
			3 000	1 450	1 900	1 730/2 490

<sup>1</sup> В процессе испытания автомотрисы напряжение было повышено заводом «Динамо» до 900 в.

<sup>2</sup> Длительный режим (в знаменателе), в числителе максимальное значение.

<sup>3</sup> Ослабление поля 40%.

<sup>4</sup> Главный возбудитель.

<sup>5</sup> Динамо, регулирующее возбуждение главного генератора.

<sup>6</sup> Стартер-возбудитель.

<sup>7</sup> Для двух типов передачи.

Т а б л и ц а 12

## Механическая и гидравлическая передачи автомотрис и дизельных поездов на железных дорогах СССР

Элементы характеристики	Дизельные поезда			4-осные автомотрисы		2-осные автомотрисы		
	трёхвагонный с механической передачей ДП-10	двухвагонный с механической передачей ДП-11, ДП-12	трёхвагонный с гидравлической передачей ДП-15	АВ <sup>г</sup> -1	АМ 758 АВ Мот.	одноввагонная автомотриса с механической передачей	АВМх	М <sup>х</sup> -1
Тип передачи . . . . .	Механическая	Гидравлическая	Механическая	Механическая	Механическая	Механическая	Механическая	Механическая
Тип главной муфты . .	Сухого скольжения	Гидравлический турбогидротрансформатор	Гидравлический турбогидротрансформатор и турбо-муфта	Сухого скольжения	—	Нет	Сухого скольжения	Пружинная и цепная
Передаточные числа коробки скоростей:								
1 ступень скорости	5,13	4,81		5 ступеней	коробки	3,677	4,73	4 ступени
2 » »	3,19	2,70		коробки	скоростей	2,26	2,63	коробки
3 » »	1,97	1,74		4 ступени	коробки	1,61	1,53	скоростей
4 » »	1,22	1,30		—	—	1	1	—
5 » »	—	1,02		—	—	—	—	—
Передаточное число реверса . . . . .	1,0	—		—	—	3,375	1,79	—
Передаточное число зубчатой передачи ведущих осей . . . .	1,46	1,85		1,78	—	—	2,33	—
Включение ступеней скорости . . . . .	Фрикционные муфты- хамели	Зубчатое с синхронизатором	Два гидравлических турбогидротрансформатора	Фрикционные пластинчатые муфты	Пластинчатые муфты	Фрикционные муфты	Зубчатое с синхронизатором	—

Таблица 13

## Вспомогательное оборудование автомотрис и дизельных поездов железных дорог СССР

Элементы характеристики	Единица измерения	Дизельные поезда				4-осные автомотрисы					2-осные автомотрисы			
		трёхвагонный с механической передачей ДП-10	двухвагонный с механической передачей ДП-11, ДП-12	трёхвагонный с гидравлической передачей ДП-13	трёхвагонный с электрической передачей ДП-14	шестивагонный	АП-1	АВЛ-32 (М-32)	АВТ-1	АВ АМ Мот. 758	АВЛ-403 (404)	АВМх	Мх-1	АВЛ-403 (404)
Тип аккумуляторной батареи . . . . .	—	Кислотная	Щелочная	Щелочная	Щелочная	КД-20-с Щелочная	Щелочная	Щелочная	Кислотная	—	Кислотная	Кислотная	Кислотная	—
Ёмкость . . . . .	а-ч	$2 \times 400 = 800$	$2 \times 400 = 800$	—	—	$2 \times 200 \text{ п. } 4 \times 90$	275	200	400	400	$\frac{67}{100}$	400	400	—
Напряжение . . . . .	в	24	24	—	—	50	60	90	24	24	$\frac{58-85}{24}$	24	24	—
Мощность зарядного и осветительного агрегатов . . . . .	квт	$4 \times 2,75 = 11$	—	—	—	$2 \times 5,2 \text{ и } 4 \times 3,3$	12,5	От возбуждения 10,7	1	4,5	0,5	—	1,4	—
Холодильники: секций для воды . . . . . » » масла . . . . .	—	$\left. \begin{array}{l} 4 \times 2 = 8 \\ \text{Для двигателей } 4 \text{ вентилятора } \varnothing 650 \text{ мм} \end{array} \right\}$	—	$2 \times 2 = 4$	$2 \times 2 = 4$	—	$\frac{4}{4}$	14	$\left. \begin{array}{l} 2 \\ 2 \end{array} \right\}$	$\frac{4}{1}$	—	$\frac{4}{1}$	$\frac{2}{1}$	—
Вентилятор . . . . .	—	Для фреона 2 вентилятора $\varnothing 550 \text{ мм}$ , $n = 2100 \text{ об/мин.}$	—	—	—	—	Расход мощности на вентилятор 19 квт	Естественная вентиляция	6-лопастный вентилятор	Два 8-лопастных вентилятора $\varnothing 755 \text{ мм}$	—	—	Для масла 8 лопастей	—

1 Две аккумуляторные батареи—осветительная/пусковая.

2 При ремонте поставлены кислотные батареи типа С13-128 (ёмкость 512 а-ч, напряжение 120 в).

## ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА ТЕПЛОВЗОВ

## ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СХЕМЫ

**Сущность электрической передачи.** Современная электрическая передача состоит из тягового генератора постоянного тока, вал которого механически соединён с валом дизеля, тяговых электродвигателей последовательного возбуждения, соединённых зубчатой передачей с движущимися осями тепловоза, и комплекта вспомогательных электрических машин и аппаратов.

Электрическая передача предназначена в основном для получения изменяющейся силы тяги и скорости движения тепловоза при постоянном режиме работы дизеля.

Мощность генератора

$$P_e = U_e I_{e1} \cdot 10^{-3} = 0,736 \eta_e (N_e - N_{em}), \text{квт},$$

где  $U_e$  — напряжение генератора в в;  
 $I_{e1}$  — ток нагрузки генератора в а;  
 $\eta_e$  — к. п. д. генератора;  
 $N_e$  — эффективная мощность дизеля в л. с.;  
 $N_{em}$  — мощность, затрачиваемая на вспомогательные механизмы, в л. с.

Электрическая энергия генератора преобразуется тяговыми электродвигателями в механическую энергию движения поезда. Касательная мощность тепловоза

$$P_k = \frac{F_k v}{367} = \eta_{мз} P_e = 0,736 N_k, \text{квт},$$

где  $F_k$  — касательная сила тяги в кг;  
 $v$  — скорость движения в км/час;  
 $\eta_{мз}$  — к. п. д. тяговых двигателей, включая зубчатую передачу;  
 $N_k$  — касательная мощность в л. с.

Величины  $N_{em}$ ,  $\eta_e$  и  $\eta_{мз}$  мало изменяются во время движения тепловоза. Следовательно, для сохранения постоянного режима двигателя при изменяющихся условиях движения скорость должна меняться приблизительно обратно пропорционально силе тяги, а напряжение генератора — току нагрузки генератора.

Для расширения диапазона скоростей, при которых возможно полное использование мощности дизеля, в тепловозах применяют последовательно-параллельное переключение и ослабление поля тяговых двигателей.

Схемы электрических передач, в которых регулирование напряжения генератора и изменение режима тяговых двигателей производятся автоматически, независимо от машиниста, называют автоматическими схемами управления тепловозом. При автоматическом управлении машинист может изменять режим движения поезда изменением скорости вращения двигателя. При неавтоматическом управлении машинист, кроме рукоятки управления, имеет ещё рукоятку для регулирования возбуждения генератора и переключения тяговых двигателей, если оно применяется.

**Электрическая схема тепловоза Э-ЭЛ.** На фиг. 108 изображена схема, в соответствии с которой выпускались тепловозы серии Э-ЭЛ

типа 2-5-1, начиная с 1934 г. На тепловозе установлен противокомпаундный генератор типа ГПТ-800/450 с возбудителем ВТ-61/250 и пять тяговых двигателей типа ДПТ-140. Все двигатели соединены параллельно.

Переключение и ослабление поля двигателей не предусмотрено. Схема управления неавтоматическая. Контроллер управления типа ТКГ-3А имеет реверсивную рукоятку, управляющую электропневматическим реверсором РР-751А-1, и главную рукоятку, служащую для включения контактора возбуждения генератора типа МК-601В-1, присоединяющего независимую обмотку генератора к возбудителю, и для изменения сопротивления в цепи обмотки возбуждения генератора. Реверсор переключает обмотки возбуждения двигателей для изменения направления движения тепловоза. На крышке контроллера генератора установлен маховичок управления дизелем. При повороте маховичка изменяется натяжение пружины центробежного регулятора дизеля и одновременно поворачивается барабан контроллера возбудителя ТКВ-3А-1. При повороте последнего сопротивление в цепи возбуждения возбудителя изменяется таким образом, что напряжение возбудителя сохраняется приблизительно постоянным при перемене скорости вращения дизеля. Для более точной подрегулировки напряжения служит реостат РВ-1В-4. В цепи каждого двигателя включена катушка реле перегрузки типа РП-3А-1, защищающего двигатель от недопустимых толчков тока при пуске и от коротких замыканий. Неисправный двигатель может быть отключён двухполюсным отключателем ОМ-4А.

Включение и выключение возбудителя производятся автоматически посредством реле обратного тока типа Р-7Б-1 на распределительном щите РЩ-6А. Для включения цепей освещения предусмотрены кнопочные выключатели КУ-4Б-1 и КУ-4Б-2.

**Электрическая схема тепловоза ТЭ 1.** Схема тепловоза ТЭ 1 показана на фиг. 109. Генератор МПТ-84/39 имеет обмотку независимого возбуждения, питающуюся от возбудителя МВТ-25/9. Тепловоз выполнен с автоматическим управлением. Возбудитель МВТ-25/9 имеет расщеплённые полюсы, которые разделены по длине на две части. Независимая обмотка возбуждения охватывает обе части, дифференциальная — одну, с большим магнитным насыщением. Дифференциальная обмотка действует навстречу независимой и при увеличении тока генератора обеспечивает такое изменение тока возбуждения генератора в зависимости от тока нагрузки генератора, при котором мощность генератора поддерживается приблизительно постоянной при изменении нагрузки его. Шесть тяговых двигателей ДК-304Б при пуске соединяются последовательно, затем при скорости 10—12 км/час переключаются в две параллельные группы по три двигателя в каждой. При скорости 22—24 км/час обмотки возбуждения двигателей шунтируются сопротивлениями, отчего



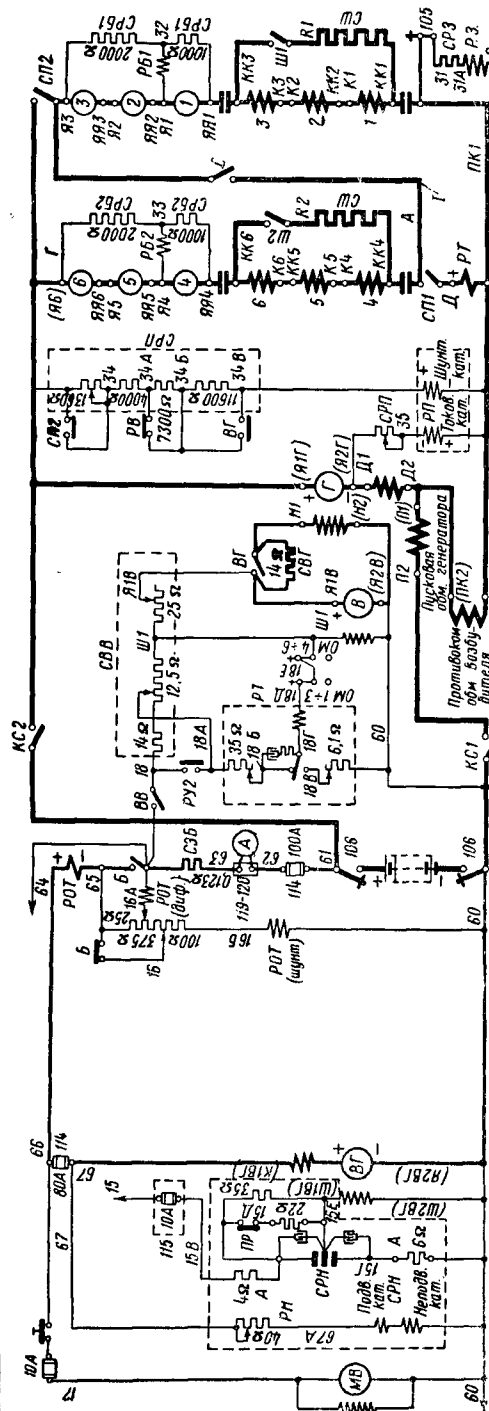


Таблица замыкающих контактов и реле

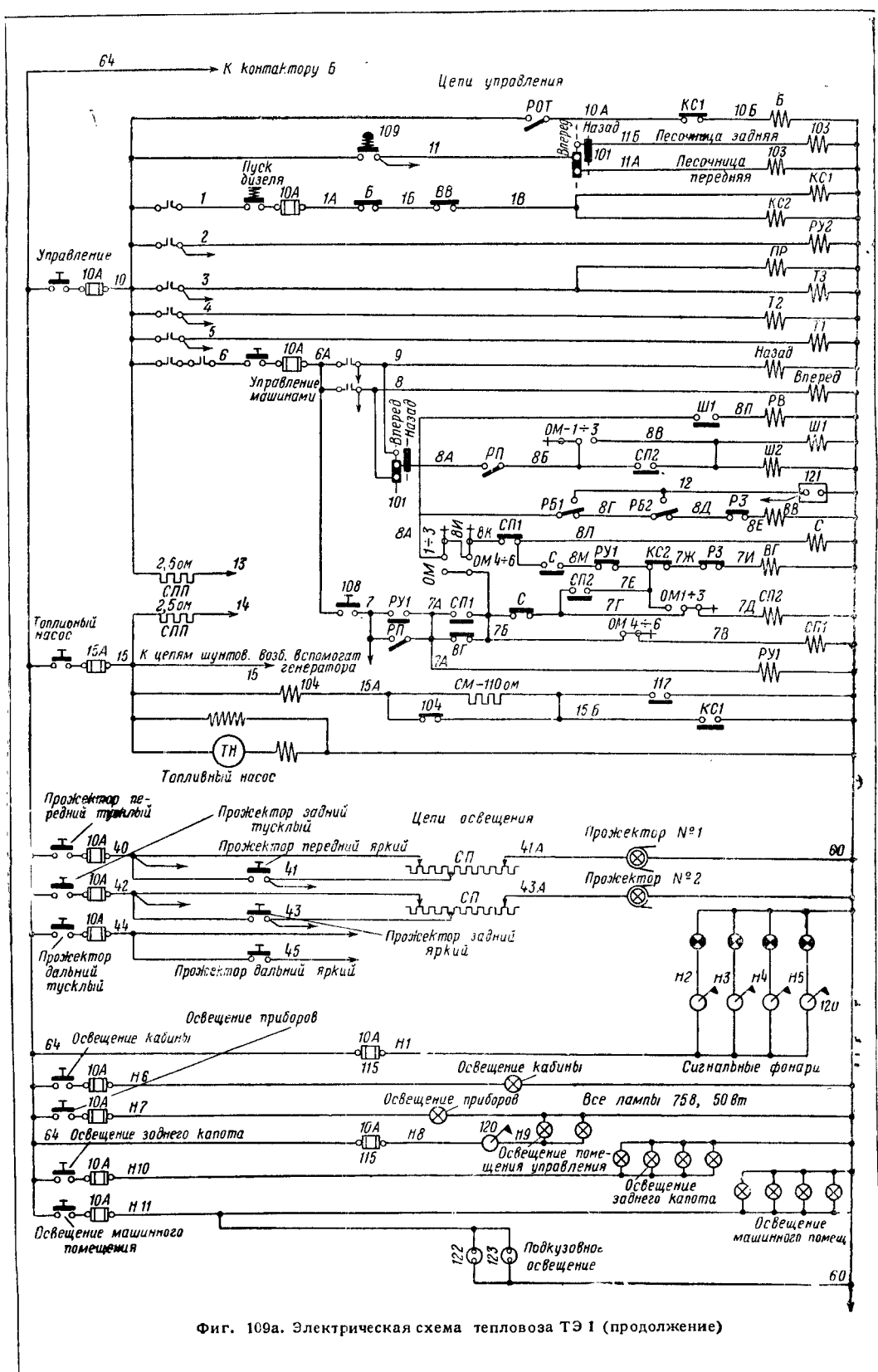
Режим работы	Контакт	Реле	Контакт	Реле
Пуск дизеля	1	РП	1	РП
	2	РП	2	РП
	3	РП	3	РП
	4	РП	4	РП
Холодный ход	1	РП	1	РП
	2	РП	2	РП
	3	РП	3	РП
	4	РП	4	РП
Сервисное обслуживание	1	РП	1	РП
	2	РП	2	РП
	3	РП	3	РП
	4	РП	4	РП
Пере-ход	1	РП	1	РП
	2	РП	2	РП
	3	РП	3	РП
	4	РП	4	РП
Среднее (напряжение тока)	1	РП	1	РП
	2	РП	2	РП
	3	РП	3	РП
	4	РП	4	РП
Индикатор	1	РП	1	РП
	2	РП	2	РП
	3	РП	3	РП
	4	РП	4	РП

Таблица замыкающих контактов и реле. Контакт, в котором реле РП1, РП2, РП3, РП4, РП5, РП6, РП7, РП8, РП9, РП10, РП11, РП12, РП13, РП14, РП15, РП16, РП17, РП18, РП19, РП20, РП21, РП22, РП23, РП24, РП25, РП26, РП27, РП28, РП29, РП30, РП31, РП32, РП33, РП34, РП35, РП36, РП37, РП38, РП39, РП40, РП41, РП42, РП43, РП44, РП45, РП46, РП47, РП48, РП49, РП50, РП51, РП52, РП53, РП54, РП55, РП56, РП57, РП58, РП59, РП60, РП61, РП62, РП63, РП64, РП65, РП66, РП67, РП68, РП69, РП70, РП71, РП72, РП73, РП74, РП75, РП76, РП77, РП78, РП79, РП80, РП81, РП82, РП83, РП84, РП85, РП86, РП87, РП88, РП89, РП90, РП91, РП92, РП93, РП94, РП95, РП96, РП97, РП98, РП99, РП100.

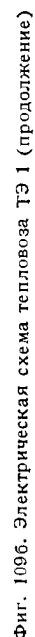
Условные обозначения

Якорь электромагнита	Выключатель	Кнопка	Выключатель освещения
Обмотка индуктора или обмотка трансформатора	Ток	Ток	Лампа освещения
Шунтовая катушка К-ра или реле	Возбудитель	Возбудитель	Лампа сигнальная
Сервисная обмотка машины	Рубильник	Рубильник	Лампа сигнальная
Диагностирующий или масляный насос	Сигнальный реверсор	Сигнальный реверсор	Лампа сигнальная
Сопоставление	Конденсатор	Конденсатор	Лампа сигнальная
Катушечный элемент контактора	Выключатель освещения	Выключатель освещения	Лампа сигнальная
Контакт контактора или дистанционного реле	Лампа освещения	Лампа освещения	Лампа сигнальная
Блок-контакты нормально замкнутые	Лампа сигнальная	Лампа сигнальная	Лампа сигнальная
Блок-контакты нормально разомкнутые	Лампа сигнальная	Лампа сигнальная	Лампа сигнальная
Предохранитель	Лампа сигнальная	Лампа сигнальная	Лампа сигнальная

Фиг. 109. Электрическая схема тепловоза ТЭ1: А — амперметр; Б, В, ВГ, КС1, КС2, Ш1, Ш2 — электромагнитные контакторы; В — возбуждатель; ВГ — вспомогательный генератор; Г — таговый генератор; МВ — двигатель вентилятора обогрева; ПР — промежуточное реле; РБ1, РБ2 — реле бокования; РВ — реле арматуры; РЗ — реле арматуры; РД — реле давления; РП — реле переключения; РП1 — пневматический контактор; РП2, РП3 — реле управления; РП4 — реле управления; РП5 — реле управления; РП6 — реле управления; РП7 — реле управления; РП8 — реле управления; РП9 — реле управления; РП10 — реле управления; РП11 — реле управления; РП12 — реле управления; РП13 — реле управления; РП14 — реле управления; РП15 — реле управления; РП16 — реле управления; РП17 — реле управления; РП18 — реле управления; РП19 — реле управления; РП20 — реле управления; РП21 — реле управления; РП22 — реле управления; РП23 — реле управления; РП24 — реле управления; РП25 — реле управления; РП26 — реле управления; РП27 — реле управления; РП28 — реле управления; РП29 — реле управления; РП30 — реле управления; РП31 — реле управления; РП32 — реле управления; РП33 — реле управления; РП34 — реле управления; РП35 — реле управления; РП36 — реле управления; РП37 — реле управления; РП38 — реле управления; РП39 — реле управления; РП40 — реле управления; РП41 — реле управления; РП42 — реле управления; РП43 — реле управления; РП44 — реле управления; РП45 — реле управления; РП46 — реле управления; РП47 — реле управления; РП48 — реле управления; РП49 — реле управления; РП50 — реле управления; РП51 — реле управления; РП52 — реле управления; РП53 — реле управления; РП54 — реле управления; РП55 — реле управления; РП56 — реле управления; РП57 — реле управления; РП58 — реле управления; РП59 — реле управления; РП60 — реле управления; РП61 — реле управления; РП62 — реле управления; РП63 — реле управления; РП64 — реле управления; РП65 — реле управления; РП66 — реле управления; РП67 — реле управления; РП68 — реле управления; РП69 — реле управления; РП70 — реле управления; РП71 — реле управления; РП72 — реле управления; РП73 — реле управления; РП74 — реле управления; РП75 — реле управления; РП76 — реле управления; РП77 — реле управления; РП78 — реле управления; РП79 — реле управления; РП80 — реле управления; РП81 — реле управления; РП82 — реле управления; РП83 — реле управления; РП84 — реле управления; РП85 — реле управления; РП86 — реле управления; РП87 — реле управления; РП88 — реле управления; РП89 — реле управления; РП90 — реле управления; РП91 — реле управления; РП92 — реле управления; РП93 — реле управления; РП94 — реле управления; РП95 — реле управления; РП96 — реле управления; РП97 — реле управления; РП98 — реле управления; РП99 — реле управления; РП100 — реле управления.





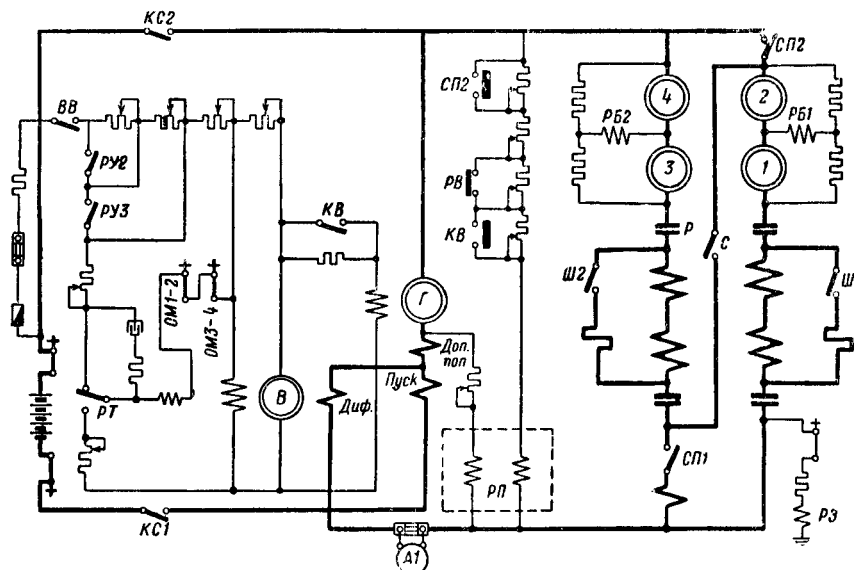


происходит дальнейшее повышение скорости. Обе операции происходят автоматически под действием реле перехода Р-42Б-1, управляющего тремя электропневматическими контакторами переключения тяговых двигателей и двумя электромагнитными контакторами ослабления поля. Переходы совершаются при определённом для каждого положения рукоятки управления токе и напряжении генератора. При уменьшении напряжения и увеличении тока происходит автоматическое отключение контакторов ослабления поля вследствие отпадания реле перехода. Автоматический переход на последовательное соединение в схеме не предусмотрен. Контроллер управления КВ-15А имеет реверсивную рукоятку для управления реверсором ПР-158А-1 и главную рукоятку для переключения вентилей элек-

в схеме предусмотрено реле ограничения тока Р-47А-1. Тяговые двигатели защищены от боксования двумя реле боксования Р-46Б-1 и от заземления и перебросов на коллекторе — реле заземления Р-45Г-1. При неисправности одного из тяговых двигателей размыкают отключатель ГВ-23А или ГВ-24А. При этом размыкается цепь катушки одного из пневматических контакторов и одна из групп двигателей не может включаться.

Схема допускает работу по системе многих единиц.

**Электрическая схема тепловоза ТЭ 2.** На фиг. 110 изображена силовая схема секций, управляемых с любого из постов управления по системе многих единиц. На тепловозе ТЭ 2 применены те же электрические машины, как на тепловозе ТЭ 1: генератор



Фиг. 110. Силовая схема секции тепловоза ТЭ 2: Г — тяговый генератор; В — возбудитель; 1—4 — тяговые электродвигатели; С, СП1, СП2 — пневматические контакторы; ВВ, КВ, КС1, КС2, Ш1, Ш2 — электромагнитные контакторы; Р — реверсор; РБ1, РБ2 — реле боксования; РЗ — реле заземления; РТ — реле ограничения тока генератора; РУ2, РУ3 — реле управления; РП — реле перехода; РВ — реле времени; ОМ1—2, ОМ3—4 — отключатели тяговых двигателей

тропневматического привода, изменяющего натяжение пружины центробежного регулятора дизеля. Кроме того, главная рукоятка включает питание цепи катушек контакторов и на третьем положении включает реле РУ2, увеличивающее ток возбуждения возбудителя. В схеме предусмотрен электрический запуск дизеля, для чего генератор последовательно с пусковой обмоткой включается как электродвигатель на напряжение аккумуляторной батареи. Заряд аккумуляторной батареи, питание цепи управления и освещения производится от вспомогательного генератора МВГ-25/11, объединённого вместе с возбудителем в один вспомогательный двухмашинный агрегат. Включение и выключение вспомогательного генератора производится контактором под действием реле обратного тока Р-44А-1. Напряжение генератора поддерживается постоянным при помощи регулятора на напряжения СРН-2В-1.

Для защиты генератора от перегрузки

МПТ-84/39, возбудитель МВТ-25/9, вспомогательный генератор МВГ-25/11 и тяговые двигатели ДК-304Б. Схема управления аналогична схеме тепловоза ТЭ 1 и имеет следующие основные отличия от неё: число тяговых двигателей на каждой секции уменьшено до четырёх, по два на каждой тележке; в схеме предусмотрена возможность запуска и остановки дизелей обеих секций с любого поста управления; одновременное включение кнопок управления на двух постах исключено путём применения кнопочных выключателей с замками; введена добавочная ступень изменения возбуждения возбудителя на втором положении контроллера для уменьшения толчка силы тяги при переходе на 3-е положение; добавлены электротермометр воды, электроманометр масла и электропневматическое управление жалюзи и включением муфты вентилятора холодильника; добавлен амперметр с шунтом в цепи нагрузки генератора.

**Электрическая схема тепловоза Дб.** Схема тепловоза представлена на фиг. 111. Генератор 480-В с независимым возбуждением питает шесть двигателей 362-Д, соединённых в две параллельные группы по три двигателя в каждой. Переключение двигателей не предусмотрено, но двигатели имеют две ступени ослабления поля. Переход с полного поля на первую ступень ослабления и с первой ступени на вторую производится автоматически, по мере разгона поезда, контакторами Ш1—Ш4, под действием двух реле ослабления поля РШ1 и РШ2, катушки которых соединены последовательно и включены вместе с добавочным сопротивлением на напряжение генератора. Обратный переход совершается при снижении напряжения генератора теми же реле в обратной последовательности. Включение групп двигателей осуществляется электропневматическими контакторами.

Обмотка возбуждения генератора питается от возбудителя с поперечно расщеплёнными полюсами, имеющего три обмотки возбуждения: независимую, питающуюся от вспомогательного генератора, шунтовую, включённую к зажимам возбудителя, и дифференциальную, обтекаемую током генератора. Такой возбудитель обеспечивает автоматическое сохранение постоянной мощности генератора, как и возбудитель тепловоза ТЭ1. Возбудитель В и вспомогательный генератор ВГ объединены в один двухмашинный вспомогательный агрегат УГ-40-Д.

Для устранения возможности перегрузки или недогрузки дизеля вследствие изменения температуры обмотки генератора или нарушения режима дизеля в цепь независимого возбуждения возбудителя включён угольный регулятор АРН («карбонстат»), управляемый посредством гидравлического привода от рычага подачи топлива центробежного регулятора дизеля.

Вспомогательный генератор служит для заряда батареи, питания цепи освещения и управления. Включение и выключение его производится контактором Б под действием реле обратного тока РОТ. Напряжение генератора поддерживается постоянным при помощи вибрационного регулятора напряжения РН с двойным комплектом контактов. Для защиты вспомогательного генератора от чрезмерного зарядного тока предусмотрен нагревательный элемент РОЗТ, действующий на угольный реостат в цепи катушек регулятора напряжения и снижающий напряжение вспомогательного генератора при превышении допустимого тока.

Изменение скорости вращения дизеля осуществляется воздействием на регулятор дизеля посредством ездового пневматического регулятора, установленного на посту управления тепловоза и снабжённого рукояткой. Другая рукоятка на посту управления служит для включения электропневматического реверсора. Электрический запуск дизеля осуществляют так же, как на тепловозе ТЭ1. Тяговые двигатели защищены от боксования двумя реле РБ1 и РБ2, понижающими скорость вращения дизеля при боксовании.

На тепловозе установлен котёл для подогрева воды и топлива в зимнее время, который управляется автоматически.

**Электрические схемы опытных тепловозов.** До начала постройки серийных тепловозов Э-ЭЛ электрическая передача в Советском Союзе была применена и проверена на ряде опытных тепловозов. Ниже приведены особенности электрических схем опытных тепловозов.

На первом магистральном тепловозе Ш-ЭЛ1, построенном в СССР по проекту Я. М. Гаккеля, установлены два тяговых генератора с возбудителями, приводимых от одного дизеля. На трёх четырёхосных тележках подвешены 10 тяговых двигателей с последовательным возбуждением. Все двигатели соединены между собой параллельно. Скорость тепловоза регулируется путём изменения тока возбуждения генераторов и переключения генераторов с параллельного соединения на последовательное.

Дизель запускается электрическим генератором, работающим, как двигатель, от аккумуляторной батареи.

Тепловоз ЭЛ-2 так же, как и серийные тепловозы Э-ЭЛ, имеет один генератор и пять тяговых двигателей с последовательным возбуждением, соединённых параллельно. Отличие тепловоза ЭЛ-2 от серийных тепловозов по схеме заключается в том, что регулируемые сопротивления для изменения напряжения генератора включены не в цепь возбуждения генератора, а в цепь возбуждения возбудителя. Вследствие этого контроллер машиниста и регулируемые сопротивления были выполнены с малыми габаритами, но прибавилась одна электрическая машина — возбудитель, кроме вспомогательного генератора (подвозбудителя), необходимого для заряда батареи, питания освещения и т. д. Электрический запуск дизеля не предусмотрен.

Тепловоз ЭЛ-5 также имеет один генератор и пять двигателей, соединённых параллельно. Его схема отличается от схемы серийного тепловоза Э-ЭЛ тем, что двигатели имеют две обмотки возбуждения: последовательную и независимую, и что в тепловозе предусмотрено электрическое торможение на реостаты. Наличие независимой обмотки улучшило тяговые характеристики, так как позволило повысить скорость, при которой имеет место полное использование мощности, путём уменьшения возбуждения тяговых двигателей. Однако схема тепловоза ЭЛ-5 и электрооборудование его оказались значительно более сложными и менее надёжными.

Тепловоз ЭЛ-8 представляет интерес как первый тепловоз с делением мощности. На нём установлены два дизель-генератора, питающих пять сдвоенных тяговых двигателей. Каждый сдвоенный двигатель представляет два электрически самостоятельных двигателя, имеющих общий осто́в. Двигатели укреплены на раме тепловоза и соединены с пятью осями тепловоза при помощи центрально-пружинного привода. По схеме двигатели разделены на две группы, по пяти параллельно соединённых двигателей в каждой. Группы между собой могут быть соединены последовательно или параллельно и присоединены либо к двум генераторам, соединённым параллельно, либо к любому из них при выключенном втором. В зависимости от условий движения можно работать на полной (или пониженной) мощ-



ности обоих дизель-генераторов или от любого из них. Напряжение генератора регулируется изменением сопротивлений в цепи возбуждения генератора.

Сдвоенный тепловоз ВМ, выполненный в 1934 г., имеет основное электрооборудование такое же, как серийные тепловозы ЭЭЛ. По схеме он отличается от серийного тем, что регулирование напряжения, как в тепловозе ЭЭЛ-2, осуществляется изменением сопротивлений в цепи возбуждения возбuditеля. Каждая секция тепловоза имеет четыре двигателя, соединённых параллельно.

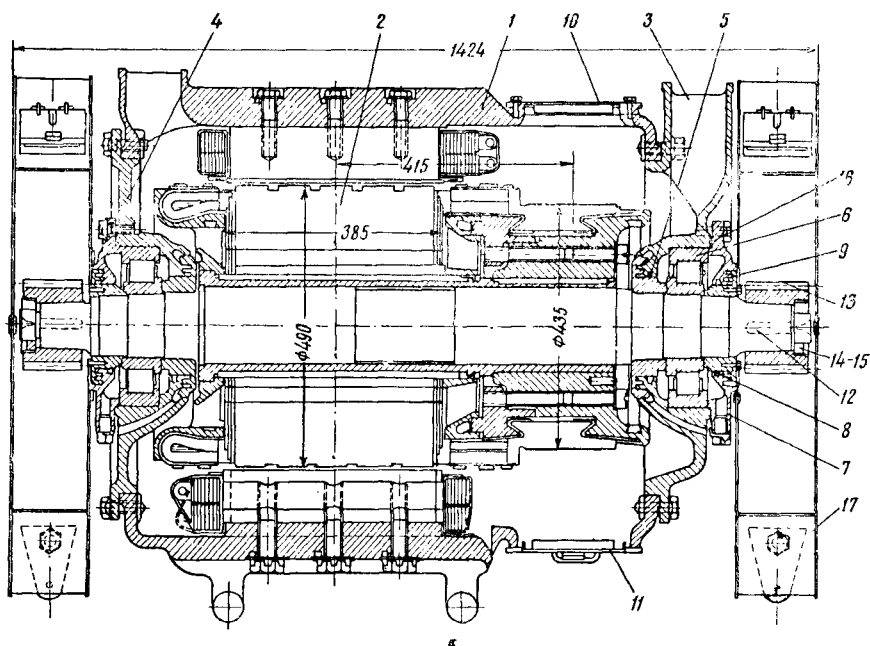
## ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

### Тяговые электродвигатели

Применяемые в советских тепловозах электродвигатели имеют много общего по конструкции, различаясь между собой размерами

и между полюсами и выходит в люк с противоположной стороны. Двигатели имеют последовательное возбуждение, т. е. обмотка возбуждения соединена последовательно с обмоткой якоря и обмоткой дополнительных полюсов. Якорь двигателя вращается в двух роликовых подшипниках, укрепленных на подшипниковых щитах. Остов и подшипниковые щиты отливают из стали. В остове сделаны люки для осмотра коллектора и щёток, обычно закрытые крышками с уплотнениями для защиты двигателей от пыли и влаги. Сердечники главных полюсов собирают из штампованной листовой стали. Сердечники дополнительных полюсов отливают из стали. Сердечник якоря собирают из штампованных листов электротехнической стали толщиной 0,5 мм (фиг. 112—114).

Обмотки якоря и полюсов выполняют из меди прямоугольного сечения (фиг. 115—117). Все обмотки выполняют с изоляцией класса В, состоящей главным образом из неорганиче-



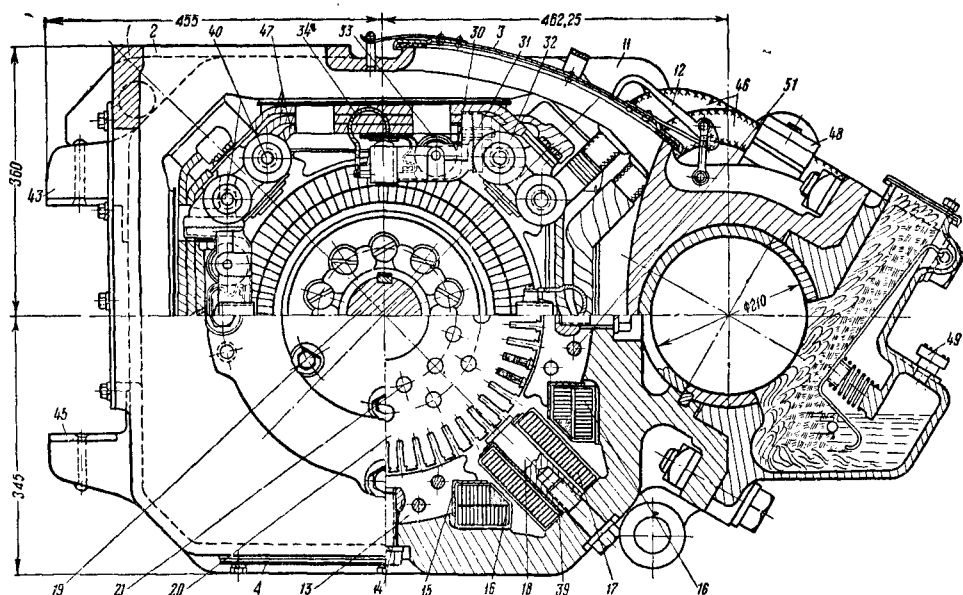
Фиг. 112. Продольный разрез тягового двигателя ДПТ-140: 1 — остов; 2 — якорь; 3 — люк впуска воздуха; 4 — задний подшипниковый щит; 5 и 8 — войлочные кольца; 6 — роликовый подшипник; 7 — крышка подшипника; 9 — маслоотбойное кольцо; 10, 11 — крышки коллекторных люков; 12 — шпонка; 13 — шестерня; 14 — кольцо предохранительное; 15 — гайка шестерни; 16 — прокладка; 17 — кожух зубчатой передачи

и техническими данными. Двигатели рассчитаны на установку в тележке тепловоза посредством так называемой трамвайной подвески. Двигатель с одной стороны опирается на движущую ось тепловоза посредством моторно-осевого подшипника, другая сторона его подвешивается при помощи спиральных пружин к раме тележки. Вал двигателя зубчатой передачей соединён с движущей осью. Все двигатели являются закрытыми машинами постоянного тока и имеют принудительное охлаждение. Охлаждающий воздух нагнетают вентилятором через отверстие в остове двигателя со стороны коллектора. Воздух проходит сквозь вентиляционные каналы в якорь

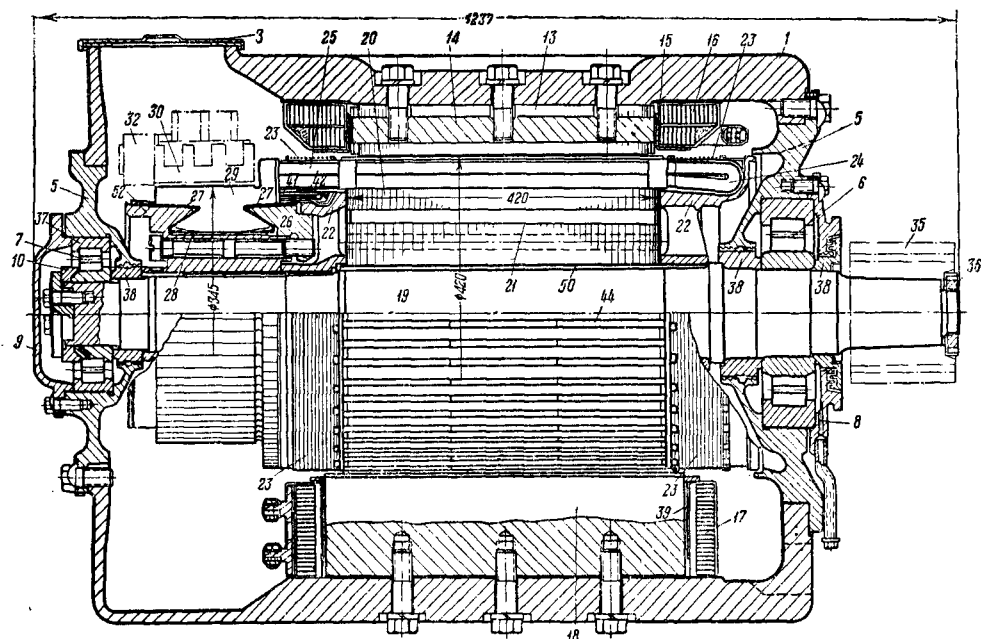
ских материалов (слюда, миканит, асбест, стеклянное волокно) и допускающей высокие температуры.

Основным режимом тепловозных двигателей является длительный режим, данные которого определяются путём стендовых испытаний при нормальной вентиляции до установившегося превышения температуры обмоток, соответствующего ГОСТ 2582-44.

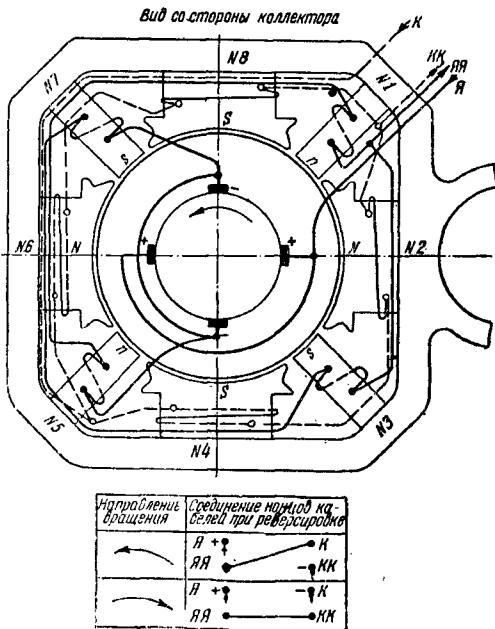
Мощность длительного режима устанавливают в соответствии с номинальной мощностью генератора. Поэтому при применении одного и того же тягового двигателя в различных тепловозах номинальный режим его изменяется (фиг. 119 и 120).



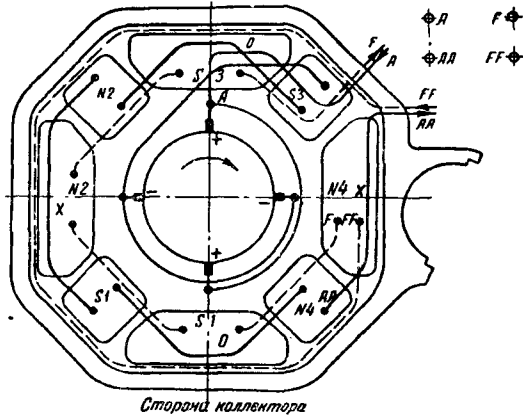
Фиг. 113. Поперечный разрез тягового двигателя ДК-304Б: 1—остов; 2—люк для воздуха; 3—крышка верхнего коллекторного люка; 4—нижний коллекторный люк; 5—подшипниковые щиты; 6, 7—роликовые подшипники; 8—трубка для смазки; 9—крышка; 10—упорное кольцо; 11—проушины; 12—замок крышки; 13—сердечник главного полюса; 14—стержень; 15—рамка пружинная; 16—катушка главного полюса; 17—катушка дополнительного полюса; 18—сердечник дополнительного полюса; 19—вал якоря; 20—сердечник якоря; 21—вентиляционные каналы; 22—нажимные шайбы якоря; 23—бандаж якоря; 24, 25—лобовые соединения; 26—нажимная шайба коллектора; 27—миканитовые конусы; 28—миканитовый цилиндр; 29—коллекторная пластина; 30—щеткодержатель; 31—кронштейн щеткодержателя; 32—изолятор; 33—пружина; 34—гибкое соединение; 35—шестерня; 36—предохранительная шайба; 37—неподвижное кольцо; 38—лабиринтовое кольцо; 39—пружинный фланец; 40—палец щеткодержателя; 41—уравнительное соединение; 42—бандаж; 43—носик подвески; 44—клин якоря; 45—прокладка; 46—кабель; 47—межкатушечное соединение; 48—клица для выводов; 49—отверстие для смазки; 50—шпонка; 51—заклепка; 52—коробка коллектора



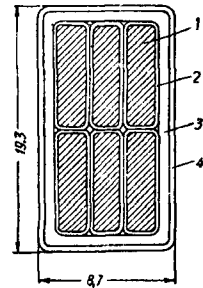
Фиг. 114. Продольный разрез тягового двигателя ДК-304Б. Обозначения те же, что на фиг. 113



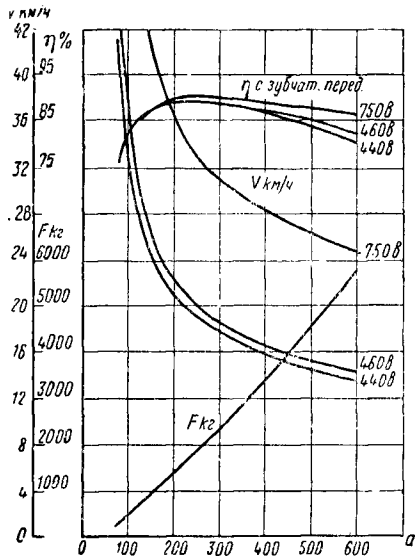
Фиг. 115. Схема соединений катушек двигателя ДК-304Б (пунктиром показаны соединения со стороны, противоположной коллектору): N и S—главные полюсы; n и s—дополнительные полюсы; K, KK—выводы обмотки возбуждения; Я, ЯЯ—выводы обмотки якоря



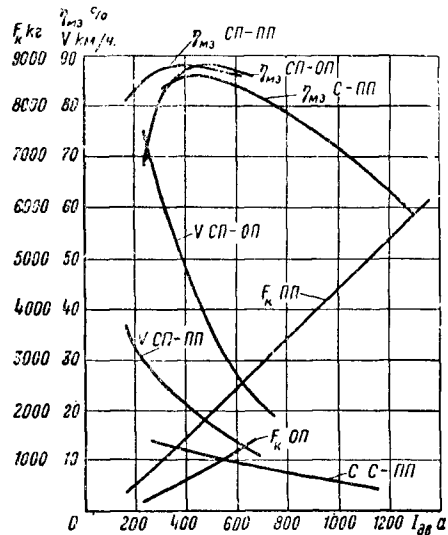
Фиг. 116. Схема соединений катушек тягового двигателя 362-Д (пунктиром показаны соединения со стороны, противоположной коллектору): N—северный полюс; S—южный полюс; O—открытые выводы; x—перекрещенные выводы; A, AA—выводы обмотки якоря; F, FF—выводы обмотки возбуждения



Фиг. 117. Сечение секции якоря двигателя ДК-304Б: 1—обмотка; 2—один слой бумажно-слоистой ленты; 3—три слоя бумажно-слоистой ленты в полуперекрышу; 4—один слой стеклянной пропитанной ленты в полуперекрышу

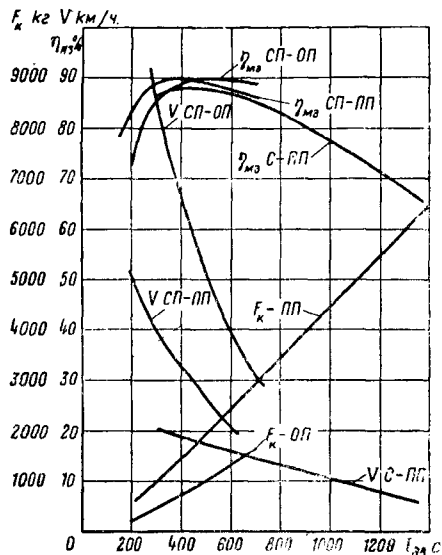


Фиг. 118. Электромеханические характеристики двигателя ДПТ-140 при различных напряжениях: v—скорость тепловоза; F<sub>k2</sub>—тяговое усилие; η<sub>мз</sub>—к. п. д. двигателя с зубчатой передачей



Фиг. 119. Электромеханические характеристики двигателя ДК-304Б в тепловозе ТЭ 1 при изменении напряжения генератора по автоматической характеристике (см. фиг. 127): v—скорость; F<sub>k2</sub>—тяговое усилие; η<sub>мз</sub>—к. п. д. двигателя с зубчатой передачей; С—последовательное соединение двигателей; СП—последовательно-параллельное соединение; ПП—полное поле; ОП—ослабленное поле

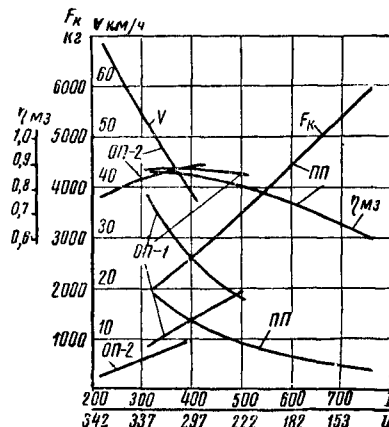
Кроме длительного режима, допускаемого в эксплуатации без ограничения времени, часто указывается часовой режим, который допускается в течение 1 часа от холодного со-



Фиг. 120. Электромеханические характеристики двигателя ДК-304Б в тепловозе ТЭ 2 при характеристике генератора согласно фиг. 127. Обозначения те же, что на фиг. 119.

стояния двигателя. Рабочие характеристики тяговых электродвигателей показаны на фиг. 118—121.

Технические и расчётные данные тяговых двигателей приведены в табл. 14 и 15, основные изоляционные материалы, применяемые в тяговых двигателях, указаны в табл. 16 и 17.



Фиг. 121. Электромеханические характеристики двигателя 362-Д при напряжении генератора по фиг. 130 (625 об/мин.):  $v$ —скорость;  $F_k$ —тяговое усилие;  $\eta_{мз}$ —к. п. д. двигателя с зубчатой передачей; ПП—полное поле; ОП-1—первая ступень ослабления поля; ОП-2—вторая ступень ослабления поля

Таблица 14

Характеристика тяговых электродвигателей

Элементы характеристики	Единица измерения	Э-ЭЛ	ТЭ 1	ТЭ 2	Д <sup>б</sup>
Тип электродвигателя	—	ДПТ-140	ДК-304Б	ДК-304Б	362-Д
Номинальная мощность	квт	122	98	145*	—
Длительный ток при $t_0 = 25^\circ\text{C}$	а	—	725	725	—
Напряжение при длительном токе	в	—	157	235	—
Скорость вращения при длительном токе	об/мин.	—	270	440	—
Часовой ток при $t_0 = 25^\circ\text{C}$	а	—	840	—	—
Наибольшая эксплуатационная скорость вращения	об/мин.	—	2 200	2 200	2 300
Ослабление поля	—	—	0,35	0,42	0,36; 0,25
Длительный ток при $t_0 = 40^\circ\text{C}$	а	290	680	—	—
Часовой ток при $t_0 = 40^\circ\text{C}$	»	350	770	—	—
Вентиляция	—	Принудительная			
Количество охлаждающего воздуха при номинальном режиме не менее	м <sup>3</sup> /мин	45	25	40	—
Испытательная скорость вращения	об/мин.	—	2 650	2 650	—
Испытательное напряжение	в	2 900	2 400	2 400	—
Вес электродвигателя (без зубчатой передачи)	кг	3 240	2 500	2 500	2 700
Вес якоря	»	—	670	670	748
Диаметр колеса	мм	1 220	1 050	1 050	1 066
Зубчатая передача	—	Двусторонняя с косыми зубьями	Односторонняя с прямым зубом	Односторонняя с прямым зубом	Односторонняя
Передаточное отношение	—	86 : 15 = 5,75	75 : 16 = 4,69	75 : 16 = 4,69	68 : 14 = 4,857
Расстояние от головки рельса до остова	мм	120	182	182	179
Расстояние от головки рельса до кожуха передачи	»	—	122	122	133

\* Мощность двигателя ДК-304Б увеличена на тепловозе ТЭ2 при сохранении величины длительного тока путём усиления охлаждения.



Таблица 15

Расчётные данные тяговых двигателей и тяговых генераторов

Показатели	Единица измерения	Тяговые двигатели			Тяговые генераторы		
		ДПТ-140	ДК-304Б	362-Д	ГПТ-800/450	МПТ-84/39	480-В
Якорь							
Число пазов . . . . .	—	57	50	31	168	76	92
Число сторон секций в пазу . .	—	6	6	10	8	10	10
Число витков в секции . . . .	—	1	1	1	1	1	—
Тип обмотки . . . . .	—	Волновая	Петлевая	Волновая	Петлевая		
Размеры меди . . . . .	мм	2,26×16,8	2,1×8,6	—	1,95×12,5	1,81×5,5	—
Число параллельных проводов .	—	1	2	—	1	3	—
Шаг по пазам . . . . .	—	1—15	1—13	1—9	1—15	1—10	1—12
Число коллекторных пластин .	—	171	150	155	672	380	460
Шаг по коллектору . . . . .	—	1—86	1—2	1—78	1—2	1—2	1—2
Число уравнивательных соединений . . . . .	—	—	50	4	—	76	—
Размеры меди уравнивательных соединений . . . . .	—	—	2,1×3,53	—	—	1,81×6,9	—
Шаг по коллектору для уравнивательных соединений . . . . .	—	—	1—76	—	—	1—96	—
Сопротивление обмотки якоря при 20°C . . . . .	ом	0,0329	0,008	0,017	0,00145	0,0069	—
Главные полюсы							
Число катушек возбуждения . .	—	4	4	4	12	8	8
Число витков в катушке . . . .	—	27	23	—	123	105	—
Размеры меди . . . . .	мм	2,44×47	4,7×25	—	4,4×6,4	4,1×6,9	—
Соединение катушек . . . . .	—	Последовательное	Последовательно-параллельное	Последовательное			
Сопротивление всех катушек при 20°C . . . . .	ом	0,02183	0,00535	0,019	1,12	0,69	0,54
Зазор между полюсами и якорем . . . . .	мм	5,0	2,75	6,35	5,0 12*	4,0	7,1
Число пусковых катушек . . . .	—	—	—	—	—	8	4
Число витков пусковой катушки . . . . .	—	—	—	—	2	3	—
Размеры меди . . . . .	мм	—	—	—	4,4×21,05	1,95×90	—
Соединение пусковых катушек . . . . .	—	—	—	—	2 параллельные группы	Последовательное	—
Сопротивление пусковых катушек при 20°C . . . . .	ом	—	—	—	0,00066	0,003	0,017
Добавочные полюсы							
Число катушек . . . . .	—	4	4	4	12	8	8
Число витков в катушке . . . .	—	24	21	—	13	7	—
Размеры меди . . . . .	мм	3,28×35,3	5,5×25	—	2,44×35,3	14×19,5	—
Соединение катушек . . . . .	—	Последовательное	Последовательно-параллельное	Последовательное	2 параллельные группы	Последовательное	
Сопротивление всех катушек при 20°C . . . . .	ом	0,01515	0,00345	0,0135	0,000336	0,00325	0,00723
Зазор между полюсом и якорем . . . . .	мм	6,0	4,0	7,93	11,0	6,8	9,1
Щёткодержатели и щётки							
Число щёткодержателей . . . .	—	2	4	4	12	8	8
Число щёток в щёткодержателе . . . . .	—	3	3	3	6	6	6
Марка щёток . . . . .	—	ГЗ	ЭГ2А (или ЭГ14)	—	А	—	—
Размеры щётки . . . . .	мм	23,5×47	25×40	19×44,4	20×30	9×38	10,16×40,13
Давление новой щётки на коллектор . . . . .	кг	2,75—3,5	3,5—4	3,64—4,54	—	—	1,25—1,48
Зазор между щёткодержателем и коллектором . . . . .	мм	5	2—4	3,2—4,8	3,0—4,5	2,8—3,5	3

\* Приведённые здесь и в последующих строках данные относятся к противокомпаундной обмотке.

Таблица 16

## Изоляционные материалы двигателя ДПТ-140

Назначение	Наименование материала	Размеры в мм	Марка
<b>Обмотка якоря</b>			
Изоляция провода	Лента бумажно-миканитовая . . . . .	0,1	—
» катушки (секции)	Лента шелко-слюда . . . . .	0,15	—
» » »	Миканит . . . . .	0,2	—
Прокладка между секциями	» . . . . .	1,0	4201
Изоляция паза	Прессшпан . . . . .	0,3	—
Изоляция нажимных шайб	Миканит . . . . .	—	—
Между пластинами коллектора	» . . . . .	1,0	7206
<b>Обмотка главных полюсов</b>			
Между витками	Бумага асбестовая или лента миканитовая . . . . .	0,2×48	—
» слоями	Миканит, оклеенный асбестовой бумагой . . . . .	0,5	—
Изоляция катушки	Лента асбестовая . . . . .	—	1303
» » »	» миканитовая . . . . .	0,15	—
Заполнитель	Замаска . . . . .	—	№ 2 Динамо
<b>Обмотка дополнительных полюсов</b>			
Между витками	Бумага асбестовая или лента миканитовая . . . . .	0,2×35,8	—
» слоями	Миканит, оклеенный асбестовой бумагой . . . . .	0,5	—
Изоляция катушки	Лента асбестовая . . . . .	—	—
» » »	» миканитовая . . . . .	0,15	—

Таблица 17

## Изоляционные материалы двигателя ДК-304Б\*

Назначение	Наименование материала	Размеры в мм	Марка
<b>Обмотка якоря</b>			
Изоляция провода	Лента бумажно-слюда . . . . .	0,075×20	4502
Изоляция катушки (секции)	» » » . . . . .	0,1×20	4501
» » »	Лента стеклнная пропитанная . . . . .	0,15×25	—
» » головок и концов	Лента шелко-слюда . . . . .	0,15×20	4505
Прокладка в концах	» . . . . .	0,1×17×30	4104
» » углах	» . . . . .	0,4×17×30	4104
» » лобовых частях	Миканит гибкий . . . . .	0,3×7×125	4407
» » пазу	» подкладочный . . . . .	0,4×9×420	4206
» между секциями	» . . . . .	0,3×9×420	4206
Выход секции из паза	Миканит гибкий . . . . .	0,3×25×105	4407
» » »	Прессшпан . . . . .	0,5×25×105	3335
Уравнильные соединения	Миканит гибкий . . . . .	0,5	4407
Изоляция под бандаж	Прессшпан . . . . .	0,5×85	3335
» » »	Миканит гибкий . . . . .	0,3×85	4407
Под секциями и уравнильными соединениями	Лента киперная . . . . .	0,4×30	3208
<b>Катушка главного полюса</b>			
Между витками	Бумага асбестовая . . . . .	0,4×26	1401
» слоями	Фанера . . . . .	—	—
Изоляция катушки	Лента асбестовая . . . . .	0,5×25	1404
» » »	» бумажно-слюда . . . . .	0,13×30	4504
Изоляция катушки	Лента киперная . . . . .	0,47×25	3308
» под скобу	Миканит гибкий . . . . .	0,25×40×47	4408
» » переходом	» прокладочный . . . . .	0,5×54×100	4206
Заполнитель	Замаска . . . . .	—	8601
<b>Катушка дополнительного полюса</b>			
Изоляция между витками	Бумага асбестовая . . . . .	0,4×96	1401
» катушки	Лента асбестовая . . . . .	0,5×25	1404
» » »	» бумажно-слюда . . . . .	0,13×30	4504
» » »	» киперная . . . . .	0,47×25	3308
» выравнивающая	Бумага асбестовая . . . . .	0,85×96	1401
» выводов	Миканит гибкий . . . . .	1×118×122	4406
» » »	» прокладочный . . . . .	1×50×70	4206
Заполнитель	Замаска . . . . .	—	8601

\* Данные относятся к двигателям, выпущенным до 1949 г.

### Тяговые генераторы

Тяговые, или, как часто называют их, главные генераторы, служат для преобразования механической энергии, вырабатываемой дизелем, в электрическую энергию, передаваемую тяговым двигателям. Вал генератора обычно соединяется с коленчатым валом дизеля без промежуточной передачи и имеет одинаковую с дизелем скорость вращения. Генераторы выполняют с самовентиляцией, т. е. центробежный вентилятор для охлаждения укрепляют на якоре, обычно со стороны, обращенной к дизелю. Воздух засасывается через отверстия в подшипниковом щите со стороны коллектора, проходит по вентиляционным каналам в якоре и между полюсами, после чего выбрасывается вентилятором через отверстия со стороны дизеля.

Генераторы тепловозов различных типов в большей степени отличаются между собой по конструкции, чем тяговые двигатели.

**Генератор типа ГПТ-800/450.** Генераторы типа ГПТ-800/450 установлены на тепловозах серии Э-ЭЛ типа 2-5-1. Остов (станина) генератора состоит из двух разъемных частей, скрепленных болтами, и укрепляется двумя лапами на раме тепловоза. В верхней части остова имеет приливы для установки аппаратной камеры (фиг. 122).

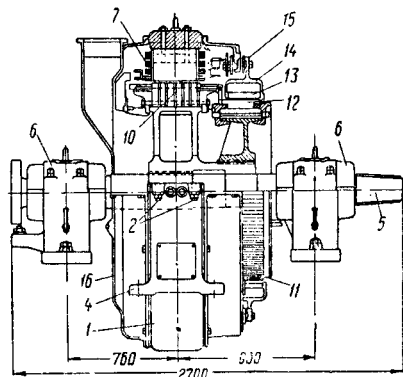
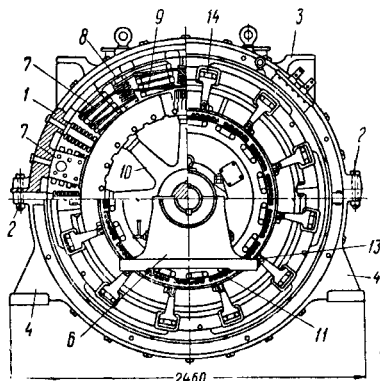
Якорь генератора вращается в двух подшипниках скольжения, установленных независимо от остова генератора. Вал генератора соединяется гибкой муфтой с коленчатым

валом дизеля. На валу якоря напрессована коробка якоря с сердечником якоря из листовой электротехнической стали 0,5 мм и якорной обмоткой. Коллектор насаживается на коробку якоря. пления к раме тепловоза и наверху приварена площадка для установки турбовоздуходувки. Остов генератора привертывается к фланцу картера дизеля. С другой стороны к остову привёрнут подшипниковый щит с самоустанавливающимися двухрядным роликовым подшипником. Якорь опирается со стороны коллектора на этот подшипник, другим концом соединён жёстко с фланцем коленчатого вала дизеля. Генератор имеет только один подшипник и часть веса якоря передаётся на подшипник дизеля. Генератор имеет обмотку независимого возбуждения, намотанную из меди ПБД прямоугольного сечения, располагаемую на восьми главных полюсах (фиг. 124). На тех же полюсах размещена пусковая обмотка, включаемая при запуске дизеля и намотанная из голой меди прямоугольного сечения, согнутой на широкую сторону и изолированной миканитом. Катушки дополнительных полюсов намотаны из меди прямоугольного сечения, согнутой на ребро. Витки изолированы друг от друга деревянными прокладками из пропитанного сухого бука. Крайние витки изолированы миканитовой и тафтяной лентой.

Железо якоря собрано из штампованных листов электротехнической стали СЭ-124/05, покрытых с обеих сторон лаком. Обмотка якоря выполнена из прямоугольной меди (фиг. 125). Нагрузочная и автоматические характеристики показаны на фиг. 126 и 127.

**Генератор типа 480-В.** Генератор типа 480-В, установленный на тепловозе Д6, по

Фиг. 122. Тяговый генератор ГПТ-800/450: 1 — остов; 2 — болт; 3 — лапы для аппаратной камеры; 4 — лапы для крепления генератора; 5 — вал; 6 — подшипник; 7 — главный полюс; 8 — дополнительный полюс; 9 — противокомпаундная катушка; 10 — якорь; 11 — коллектор; 12 — коллекторная пластина; 13 — щёткодержатель; 14 — кронштейн щёткодержателя; 15 — суппорт; 16 — кожух



валом дизеля. На валу якоря напрессована коробка якоря с сердечником якоря из листовой электротехнической стали 0,5 мм и якорной обмоткой. Коллектор насаживается на коробку якоря.

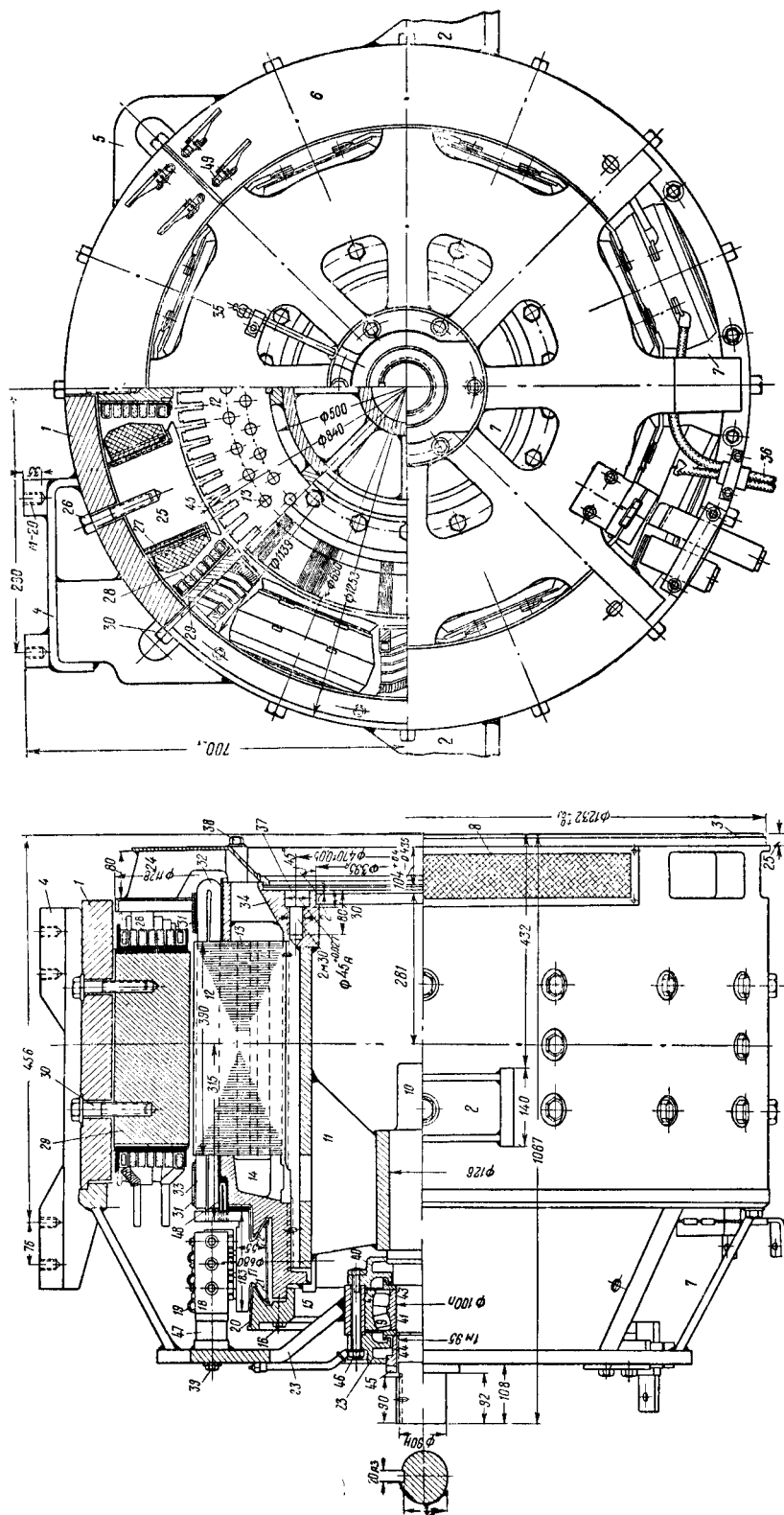
Генератор имеет двенадцать главных полюсов, на каждом из которых установлены две катушки возбуждения — независимая и противокомпаундная. На 12 дополнительных полюсах помещены катушки, соединённые в две параллельные группы по шесть катушек и включённые последовательно с обмоткой якоря.

**Генератор МПТ-84/39.** Генераторы типа МПТ-84/39 применяются в тепловозах ТЭ1 и ТЭ2 (фиг. 123). Сварной остов генератора изготавливается из листовой стали СГ-134/60. К нему приварены по бокам лапы для кре-

конструкции похож на генератор МПТ-84/39 (фиг. 128). Он также имеет один двухрядный роликовый самоустанавливающийся подшипник со стороны коллектора. Одним концом якорь жёстко соединён с фланцем вала дизеля, а остов генератора привёрнут к картеру дизеля. На остове с боковой стороны имеются лапы для прикрепления генератора к раме тепловоза, сверху также имеются лапы для установки вспомогательного генератора. Схема соединений обмоток генератора показана на фиг. 129.

На фиг. 130 и 131 показаны автоматические характеристики генератора.

Технические и расчётные данные тяговых генераторов приведены в табл. 15 и 18. Размеры изоляционных материалов генераторов указаны в табл. 19 и 20.



Фиг. 123. Тяговый генератор МГТ-84/39: 1—остов; 2—лапы; 3—центрирующий бурт; 4—лапы для турбовоздуховодки; 5—проушина; 6—крышка коллекторного люка; 7—отверстие для выпуска воздуха; 8—отверстие для выхода воздуха; 9—роликовый подшипник; 10—вал; 11—корпус якоря; 12—сердечник якоря; 13—сердечник якоря; 14—шайба коллектора; 15—коробка коллектора; 16—болт; 17—коллекторная пластина; 18—щёткодержатель; 19—гибкое соединение; 20, 22—миканитовые манжеты; 21—миканитовый цилиндр; 23—подшипниковый щит с крышкой; 24—вентиль; 25—сердечник главного полюса; 26—болт; 27—катушка главного полюса; 28—катушка дополнительного полюса; 29—сердечник дополнительного полюса; 30—болт; 31—бандаж; 32—заднее лобовое соединение; 33—переднее лобовое соединение; 34—фланец для соединения с фланцем вала дизеля; 35—трубка для смазки; 36—выход; 37—отверстия для болтов; 38—болт вентилатора; 39—болт шёлкодержателя; 40—крышка подшипника; 41—внутреннее кольцо подшипника; 42—наружное кольцо подшипника; 43—отражатель; 44—лабиринтовое кольцо; 45—гайка подшипника; 46—болт; 47—кронштейн шёлкодержателя; 48—уравнительное соединение; 49—пружинный замок





Характеристика тяговых генераторов

Таблица 18

Элементы характеристики	Единица измерения	Э-ЭЛ	ТЭ 1, ТЭ 2	Д <sup>б</sup>
Тип генератора . . . . .	—	ГПТ-800/450	МПТ-84/39	480-В
Номинальная мощность . . . . .	квт	796	620	640
Номинальная скорость вращения . . . . .	об/мин.	450	740	625
Длительный ток при номинальной мощности и $t_n = 25^\circ\text{C}$ . . . . .	а	1 450	~ 1 200	1 060
Напряжение при длительном токе . . . . .	в	550	~ 520	600
Максимальное напряжение . . . . .	в	750	900	1 050
Максимальный ток . . . . .	а	2 500	—	2 000
Возбуждение . . . . .	—	Противокомпа- ундное	Независимое	
Максимальный ток возбуждения . . . . .	а	—	85	110
Вентиляция . . . . .	—	Вентилятор на якоре	Вентилятор на валу	Вентилятор на валу
Вес генератора . . . . .	кг	14 500 (с возбудителем)	4 500	5 100

Таблица 19

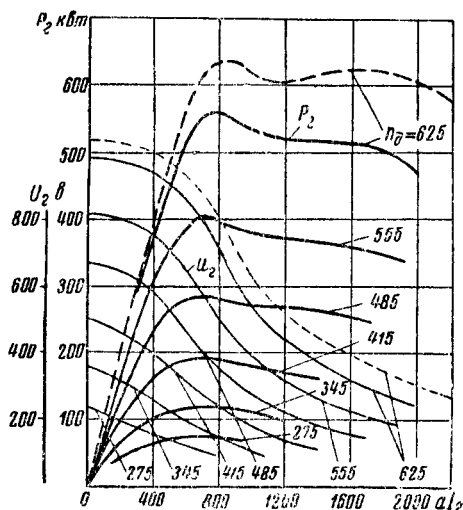
Изоляционные материалы генераторов ГПТ 800/450

Назначение	Наименование материала	Размеры в мм	Марка
<b>Обмотка якоря</b>			
Изоляция провода	Микафолый . . . . .	0,13	—
» катушки (секции)	Лента тафтяная . . . . .	0,18	—
» » »	Микафолый . . . . .	0,8	—
Прокладка в пазу	Прессшпан . . . . .	—	—
Изоляция паза	Леатероид . . . . .	0,3	4105
» нажимных шайб	Миканит . . . . .	2,0	—
» » »	Полотно суровое . . . . .	0,4	3102
» между пластинами коллек- тора	Миканит . . . . .	0,8	—
<b>Катушки главных и дополнительных полюсов</b>			
Изоляция катушки	Лента тафтяная . . . . .	—	—
» »	Микаполотно . . . . .	—	—
» между катушками	Прессшпан . . . . .	—	—
» между катушками и сердечником	» . . . . .	—	—
Заполнитель	Компаундная масса	—	№ 225ХЭМЗ

Таблица 20

Изоляционные материалы генераторов МПТ 84/39, выпущенных до 1949 г.

Назначение	Наименование материала	Размеры в мм	Марка
<b>Обмотка якоря</b>			
Изоляция провода	Дельта асбестовая . . . . .	—	—
» между проводами	Миканит . . . . .	0,12	—
» катушки (секции)	Лента миканитовая . . . . .	0,1	ДМ513/0,1
» » »	» миткалевая пропитанная . . . . .	—	—
Прокладка между секциями	Миканит . . . . .	—	—
» на дне паза	» . . . . .	0,3	—
» под клином	Слюда . . . . .	0,2	—
<b>Катушка главного полюса</b>			
Провода независимой обмотки	ПБД . . . . .	—	ГОСТ 434-41
Изоляция между витками пусковой обмотки	Миканит . . . . .	0,3	ДМ207/0,3
Изоляция между обмотками	Прессшпан . . . . .	0,8	ДМ217/0,8
То же	Миканит . . . . .	0,5	ДМ207/0,5
Изоляция между пусковой обмоткой и каркасом	Прессшпан . . . . .	0,2	ДП246/0,2
Изоляция каркаса	Миканит . . . . .	0,5	ДМ207/05
<b>Катушка дополнительного полюса</b>			
Изоляция крайних витков	Лента миканитовая . . . . .	0,15	ДМ523/0,5
» » »	» тафтяная . . . . .	—	ДЛ213/20
» между витками	Бук, пропитанный в масле . . . . .	—	—
» от каркаса	Миканит . . . . .	0,5	ДМ207/0,5
» » »	Бумага телефонная . . . . .	0,05	—
» » »	Прессшпан . . . . .	0,2	ДП246/0,2



Фиг. 131. Автоматические характеристики генератора 480-В при выключенном угольном регуляторе нагрузки и различных скоростях вращения

### Возбудители и вспомогательные генераторы

Возбудители и вспомогательные генераторы представляют собой генераторы постоянного тока низкого напряжения 70—150 в. Возбудитель предназначен для питания обмотки независимого возбуждения тягового генератора. Вспомогательный генератор применяют для питания цепей управления и освещения и для заряда аккумуляторной батареи. Иногда от вспомогательного генератора питаются электродвигатели вспомогательных механизмов — топливного насоса, масляного и т. п. Напряжение вспомогательного генератора при изменении скорости вращения и нагрузки его должно поддерживаться постоянным.

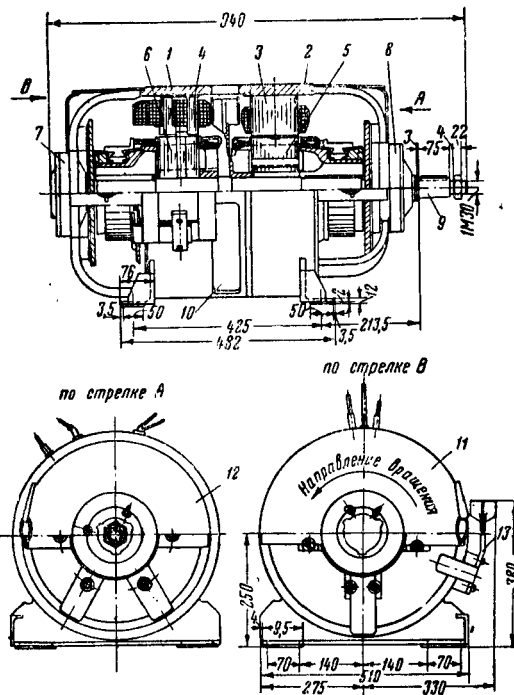
**Возбудитель ВТ-61/250.** В тепловозе Э-ЭЛ функции возбудителя и вспомогательного генератора совмещены в одном генераторе типа ВТ-61/250, называемом обычно возбудителем, хотя более точно его следовало бы называть "вспомогательным генератором". Якорь возбудителя насажен на конический конец вала тягового генератора. Собственных подшипников возбудитель не имеет. Остов возбудителя разборный и состоит из двух частей, скрепляемых болтами. Остов имеет лапы, посредством которых укрепляется на раме тепловоза.

Возбудитель имеет шунтовую и компаундную обмотки возбуждения.

На якоре возбудителя укреплен вентилятор.

**Вспомогательный двухмашинный агрегат МВТ-25/9—МВГ-25/11.** Вспомогательный агрегат тепловозов ТЭ 1 и ТЭ 2 состоит из двух машин: возбудителя МВТ-25/9 и вспомогательного генератора МВГ-25/11, собранных на одном валу (фиг. 132), но электрически представляющих самостоятельные машины. Вал агрегата приводится во вращение клиновидным ремнем от вала генератора. Каждая из машин имеет остов, остовы скрепляются в одно целое болтами.

На остоле возбудителя укреплены четыре полюса, разделенных по длине на две части. На одной части каждого полюса, имеющей меньшее сечение и большее магнитное насыщение, укреплен дифференциальная катушка из голый меди с миканитовой изоляцией между витками. С наружной стороны дифференциальной катушки расположена катушка



Фиг. 132. Вспомогательный агрегат МВТ-25/9—МВГ-25/11: 1—остов возбудителя; 2—остов вспомогательного генератора; 3—главный полюс вспомогательного генератора; 4—полюс возбудителя; 5—якорь вспомогательного генератора; 6—якорь возбудителя; 7—подшипниковый щит возбудителя; 8—подшипниковый щит вспомогательного генератора; 9—конец вала; 10—отверстие для воздуха; 11—коллекторный люк возбудителя; 12—коллекторный люк вспомогательного генератора; 13—выводы дифференциальной обмотки

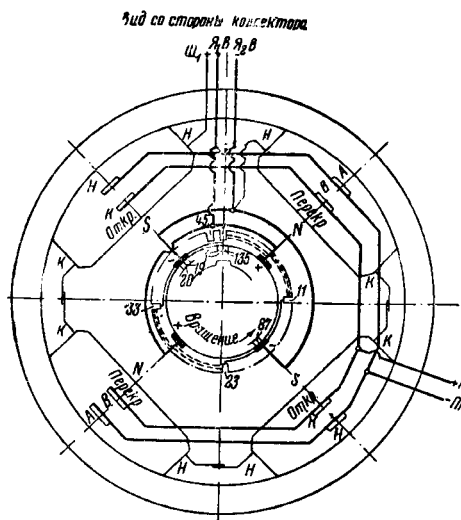
обмотки независимого возбуждения, охватывающая обе части полюса и намотанная из проволоки ПЭБО (фиг. 133). Дифференциальная обмотка действует против независимой. Возбудитель не имеет дополнительных полюсов. Обмотка якоря выполнена из прямоугольной меди ПБД (фиг. 134). Такая система возбуждения обеспечивает возбудителю характеристику (фиг. 135), необходимую для получения постоянной мощности генератора.

Вспомогательный генератор представляет собой обычный шунтовой генератор постоянного тока с шестью главными и шестью дополнительными полюсами. Обмотка независимого возбуждения намотана из круглой проволоки ПБО, обмотка якоря из прямоугольной меди ПБД.

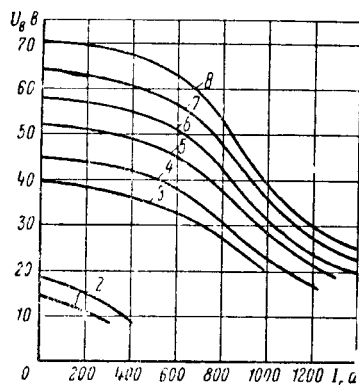
Схема соединений вспомогательного генератора приведена на фиг. 136, а характеристика — на фиг. 137.

Охлаждение возбудителя и вспомогательного генератора осуществляется вентилятором,

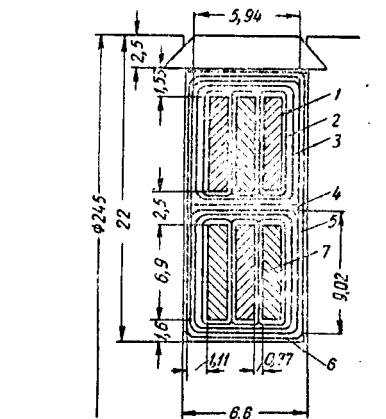




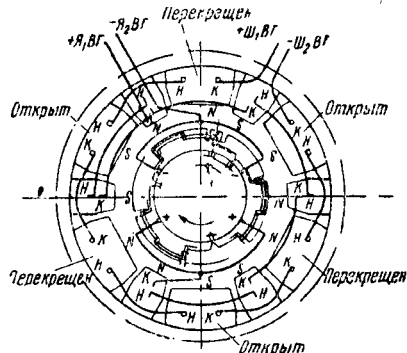
Фиг. 133. Схема соединений обмоток возбuditеля MBT-25/9: N—северный полюс; S—южный полюс; H и K—начало и конец катушки; 1, 11, 23, 33, 45—пазы якоря; 1, 19, 20, 87, 135—пластины коллектора



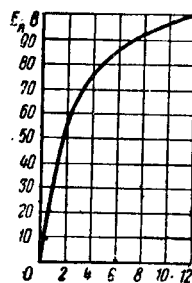
Фиг. 135. Напряжение возбuditеля MBT-25/9 в зависимости от тока тягового генератора для различных положений рукоятки контроллера машиниста



Фиг. 134. Сечение паза якоря возбuditеля MBT-25/9: 1—лента из телефонной бумаги прощелаченная; 2—миканитовая бумага; 3—лента батиновая, пропитанная в лаке; 4—прокладка миканитовая; 5—прессшпан; 6—прокладка миканитовая; 7—медь



Фиг. 136. Схема соединений вспомогательного генератора MBT-25/11: Я, ВГ, Я, ВГ—выводы обмотки якоря; Ш, ВГ, Ш, ВГ—выводы обмотки возбуждения; остальные обозначения, как на фиг. 133



Фиг. 137. Характеристика холостого хода вспомогательного генератора MBT-25/11 при скорости вращения вала дизеля 595 об/мин.

укреплённым между якорями, который имеет двойной ряд лопаток: один для охлаждения возбuditеля, другой — вспомогательного генератора.

Якорь вращается в двух шариковых подшипниках, укрепленных в подшипниковых щитах на противоположных концах возбuditеля и вспомогательного генератора.

**Вспомогательный агрегат YG-40-D.** Вспомогательный агрегат YG-40-D тепловоза Дб также состоит из двух машин: возбuditеля и вспомогательного генератора, имеющих такое же назначение, как и в агрегате, описанном выше. Агрегат устанавливается на остовах тягового генератора. Привод вала агрегата — клиновыми ремнями от вала генератора.

Возбuditель имеет шесть главных полюсов. На двух сильно насыщенных полюсах

расположены шунтовые и дифференциальные катушки, на остальных четырёх полюсах установлены катушки независимого возбуждения (фиг.138). Независимая и шунтовая обмотки действуют согласно, дифференциальная действует навстречу им. Такая система возбуждения обеспечивает тяговому генератору характеристику постоянной мощности. Возбuditель не имеет дополнительных полюсов.

Характеристика возбuditеля показана на фиг. 139.

Вспомогательный генератор по конструкции аналогичен вспомогательному генератору тепловоза ТЭ 1.

Технические и расчётные данные возбuditелй и вспомогательных генераторов приведены в табл. 21 и 22, изоляционные материалы — в табл. 23 и 24.

Таблица 21

Расчётные данные возбuditелй и вспомогательных генераторов

Показатели	Единица измерения	Возбудители			Вспомогательные генераторы	
		ВТ-61/250	МВТ-25/9	YG-40-D	МВГ-25/11	YG-40-D
Якорь						
Число пазов . . . . .	—	157	45	49	46	53
Число сторон секций в пазу . . . . .	—	2	6	4	4	4
Число витков в секции . . . . .	—	1	1	1	2	2
Тип обмотки . . . . .	—	В о л н о в а я				
Размеры меди . . . . .	мм	4,4×12,5	1,16×6,9	—	1,56×5,1	—
Число параллельных проводов . . . . .	—	1	1	—	1	—
Шаг по пазам . . . . .	—	1—20	1—11	1—9	1—8	1—11
Число коллекторных пластин . . . . .	—	157	135	98	92	116
Шаг по коллектору . . . . .	—	1—40	1—68	1—34	1—32	1—40
Сопротивление обмотки якоря при 20°C . . . . .	ом	0,0154	0,0545	0,03	0,0706	—
Главные полюсы						
Число катушек независимого возбуждения . . . . .	—	8	4	4	6	6
Число витков катушки . . . . .	—	360	242	—	394	—
Размеры меди . . . . .	мм	2,1×3,28	d = 1,95	—	d = 1,56	—
Соединение катушек . . . . .	—	П о с л е д о в а т е л ь н о е				
Сопротивление всех катушек при 20°C . . . . .	ом	6,2	3,14	12,5	9,8	6,7
Число серийных катушек . . . . .	—	8	4	2	—	—
Наименование серийных катушек . . . . .	—	Компаундная	Дифференциальная	Дифференциальная	—	—
Число витков в катушке . . . . .	—	—	7	—	—	—
Размеры меди . . . . .	мм	7×25	2,63×47	—	—	—
Соединение катушек . . . . .	—	Последовательное	Последовательно-параллельное	Параллельное	—	—
Сопротивление всех катушек при 20°C . . . . .	ом	0,000835	0,000075	0,004	—	—
Число шунтовых катушек . . . . .	—	—	—	2	—	—
Сопротивление всех шунтовых катушек при 20°C . . . . .	ом	—	—	2,4	—	—
Зазор между полюсом и якорем . . . . .	мм	—	2	1,9	1,0	2,54
Добавочные полюсы						
Число катушек . . . . .	—	8	—	—	6	6
Число витков в катушке . . . . .	—	14	—	—	19	—
Размеры меди . . . . .	мм	7×25	—	—	0,8×30	—
Соединение катушек . . . . .	—	Последовательное	—	—	Последовательное	—
Сопротивление всех катушек при 20°C . . . . .	ом	0,00505	—	—	0,0245	—
Зазор между полюсом и якорем . . . . .	мм	—	—	—	1,5	3,3
Щёткодержатели и щётки						
Число щёткодержателей . . . . .	—	8	4	6	4	4
Число щёток в щёткодержателе . . . . .	—	3	1	1	1	1
Марка щётки . . . . .	—	А	ЭГ-4	—	ЭГ-4	—
Размеры щёток . . . . .	мм	20×30	12,5×44	9,58×19,05	12,5×44	14,29×44,5
Давление новой щётки на коллектор . . . . .	кг	—	1—1,1	1,14	1—1,1	1,02

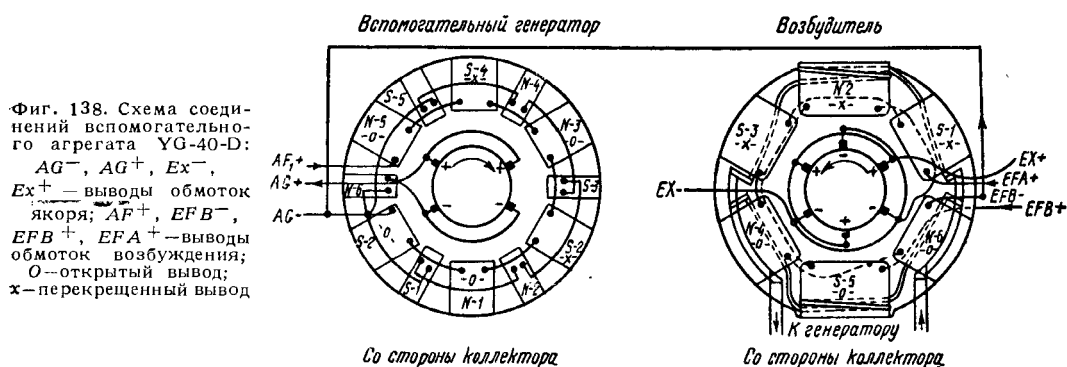


Таблица 22

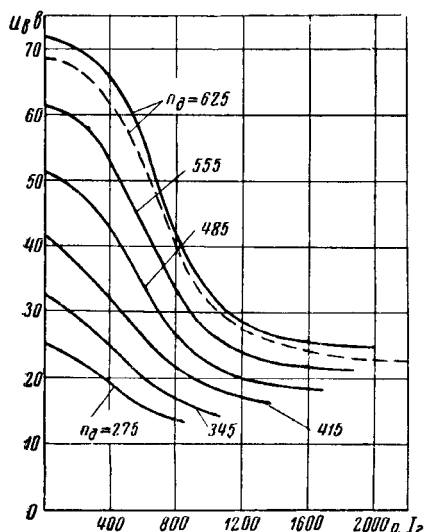
Характеристика вспомогательных агрегатов

Элементы характеристики	Единица измерения	Э-ЭЛ	ТЭ 1, ТЭ 2	Д <sup>б</sup>
Тип вспомогательного агрегата . . .	—	ВТ-61/250	МВТ-25/9 МВГ-25/11	YG-40-D
Привод . . . . .	—	Непосредственно на валу генератора	Клиновым ремнём от генератора	
Номинальная скорость вращения . .	об/мин.	450	1 775	—
Минимальная » . . . . .	»	250	660	—
Передаточное отношение . . . . .	—	1 : 1	2,4	—
Вентиляция . . . . .	—	Самовентиляция	Самовентиляция	Самовентиляция
Вес . . . . .	кг	—	338	385
<b>Возбудитель</b>				
Максимальная мощность . . . . .	квт	—	6,4	7,7
Максимальное напряжение . . . . .	в	—	75	70
Максимальный ток . . . . .	а	—	85	110
Возбуждение . . . . .	—	—	Смешанное	Смешанное
<b>Вспомогательный генератор</b>				
Номинальная мощность . . . . .	квт	61	5	7,8
Рабочее напряжение . . . . .	в	135	76	130
Рабочий ток . . . . .	а	452	66	60
Возбуждение . . . . .	—	Шунтовое	Шунтовое	Шунтовое

Таблица 23

Изоляционные материалы возбудителя ВТ-61/250

Назначение	Наименование материала	Размеры в мм
Обмотка якоря		
Изоляция провода	Бумага миканитовая . . . . .	0,075
»	Бумага миканитовая . . . . .	0,15
» паза	Прессшпан . . . . .	—
Прокладки	» . . . . .	—
Между пластинами коллектора	Миканит . . . . .	—



Фиг. 139. Напряжение возбудителя агрегата YG-40-D в зависимости от тока тягового генератора при выключенном угольном регуляторе нагрузки для различных чисел оборотов дизеля (пунктиром показана кривая для холодных машин)

Таблица 24

Изоляционные материалы вспомогательного агрегата МВТ-25/9 — МВГ-25/11\*

Назначение	Наименование материала	Размеры в мм
<i>Обмотки якоря</i>		
Провод якоря	ПБД . . . . .	—
Изоляция провода	Бумага телефонная прощелаченная . . . . .	—
» катушки (секции)	Бумага миканит . . . . .	—
Изоляция катушки (секции)	Лента батистовая пропитанная . . . . .	—
Прокладка	Миканит . . . . .	—
Изоляция паза	Прессшпан . . . . .	—
» под лобовыми частями	Миканит . . . . .	0,5
Изоляция под лобовыми частями	Асбестовое полотно . . . . .	—
<i>Катушки главных полюсов</i>		
Провод независимых обмоток	ПБО . . . . .	—
Изоляция между слоями	Миканит . . . . .	1,0
Изоляция катушки	» . . . . .	1,0
» »	Киперная лента . . . . .	—
» »	Прессшпан . . . . .	—
Изоляция между витками дифференциальной катушки возбуждителя	Миканит . . . . .	0,2
Изоляция дифференциальной катушки	Чёрная лаковая ткань . . . . .	—
Изоляция между дифференциальной и независимой катушкой	Миканит . . . . .	1,0

\* Данные относятся к машинам, выпущенным до 1949 г.

## ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ АППАРАТЫ

Ниже приводятся краткие сведения о назначении и устройстве основных аппаратов тепловозов Э-ЭЛ, ТЭ 1, ТЭ 2 и Дб. Технические данные аппаратов приведены в табл. 25—38.

Таблица 25

Реле обратного тока Р-7Б-1 тепловоза Э-ЭЛ

Элементы характеристики	Единица измерения	Контакты		
		главные	дугогасительные	блокировочные
Длительный ток серийной катушки . . . . .	<i>a</i>	—	85	—
Длительный ток шунтовой катушки . . . . .	»	—	0,26	—
Сопротивление шунтовой катушки при 20°C . . . . .	<i>ом</i>	—	117	—
Ток включения реле . . . . .	<i>a</i>	—	0,22	—
Обратный ток в серийной катушке при отпадании (при $I_{ш} = 0,21 a$ ) . . . . .	<i>a</i>	—	10	—
Раствор контактов . . . . .	<i>мм</i>	7÷11	4,0÷5,5	5
Провал (притирание) . . . . .	»	3,0÷4,5	8÷12	2,5÷3,5
Давление контактов . . . . .	<i>кг</i>	1,0	0,03	0,2

Таблица 26

Реле перегрузки РП-3А-1 тепловоза Э-ЭЛ

Элементы характеристики	Единица измерения	Показатели
Длительный ток катушки . . . . .	<i>a</i>	350
Ток срабатывания . . . . .	»	550
» новительной катушки . . . . .	»	0,092
Сопротивление восстановительной катушки при 20°C . . . . .	<i>ом</i>	850
Раствор контактов . . . . .	<i>мм</i>	Больше 6
Провал . . . . .	»	3
Давление контактов . . . . .	<i>кг</i>	0,2

Таблица 27

Контроллеры ТКГ-3А и ТКВ-3А-1 тепловоза Э-ЭЛ

Элементы характеристики	Единица измерения	Показатели
Длительный ток пальца . . . . .	<i>a</i>	50
Давление пальца . . . . .	<i>кг</i>	0,9÷1,1
Притирание (провал) . . . . .	<i>мм</i>	1,5÷2,5
Давление пальца кнопки . . . . .	<i>кг</i>	0,6÷1,0

Таблица 28

Реверсор РР-751Б-1 тепловоза Э-ЭЛ

Элементы характеристики	Единица измерения	Показатели
Рабочее давление сжатого воздуха . . . . .	<i>ат</i>	4÷7
Давление главного пальца . . . . .	<i>кг</i>	4,5÷6
» пальца управления . . . . .	»	1,0÷2,5
Сопротивление катушки вентили при 20°C . . . . .	<i>ом</i>	1 670
Ток срабатывания . . . . .	<i>a</i>	0,031
Длительный ток . . . . .	»	0,0715

Таблица 29

Контактор МК-601В-1 тепловоза Э-ЭЛ

Элементы характеристики	Единица измерения	Главные контакты	Блок-контакты
Раствор контактов . . . . .	<i>мм</i>	14,5÷17	8,5÷10,0
Притирание (провал) . . . . .	»	5,0÷6,5	2,5÷3,5
Начальное давление . . . . .	<i>кг</i>	0,8÷1,0	—
Конечное давление . . . . .	»	1,6÷2,3	Не менее 0,2
Сопротивление подъёмной катушки при 20°C . . . . .	<i>ом</i>	897	—
Ток срабатывания . . . . .	<i>a</i>	0,085	—
Длительный ток . . . . .	»	0,133	—
» дугогасительной катушки . . . . .	»	100	—

Контакты тепловоза ТЭ1

Таблица 30

Элементы характеристики	Единица измерения	Тип контактора			
		ПК-753А-1	КПД-45Б-1	КПД-46А-1	КПМ-220А-10, КПМ-220В-10
Номинальное напряжение . . . . .	<i>в</i>	750	750	750	—
Длительный ток . . . . .	<i>а</i>	750	400	400	80
Сопротивление катушки при 20°C . . . . .	<i>ом</i>	215	92,1	7,9	220
Ток срабатывания . . . . .	<i>а</i>	0,14*	0,49	3,16	0,19
Ток длительный катушки . . . . .	<i>а</i>	0,23	0,63	—	0,24
Раствор контактов . . . . .	<i>мм</i>	14,5÷16,5	17÷18	17÷18	8÷10
Провал » . . . . .	<i>мм</i>	13÷15	2,5÷5,5	2,5÷5,5	5÷7
Начальное нажатие . . . . .	<i>кг</i>	5÷7	—	—	—
Конечное нажатие от притирающей пружины . . . . .	<i>а</i>	12—17	6,4÷7,3	8,5÷10	1,4÷1,6
Конечное нажатие при давлении воздуха 5 ат . . . . .	<i>а</i>	55—63	—	—	—
Давление воздуха, необходимое для:					
касания контактов . . . . .	<i>ат</i>	≤2,5	—	—	—
притирания контактов . . . . .	<i>а</i>	≤3,5	—	—	—
начала отпадания . . . . .	<i>а</i>	≤1,5	—	—	—
полного отпадания . . . . .	<i>а</i>	≥0,4	—	—	—
Блок-контакты:					
напряжение . . . . .	<i>в</i>	125	125	125	75
длительный ток . . . . .	<i>а</i>	5	—	—	—
разрываемый ток . . . . .	<i>а</i>	1,5	—	—	—
нажатие . . . . .	<i>кг</i>	1,0—2,5	0,06—0,1	0,06—0,1	2,7—3,3
раствор . . . . .	<i>мм</i>	—	55—60	55—60	7—8
провал . . . . .	<i>а</i>	—	2—4	2—4	3,5—4,5

\* При давлении воздуха 5 ат.

Реле тепловоза ТЭ 1

Таблица 31

Элементы характеристики	Единица измерения	Тип реле						
		Р-42Б-1	Р-47А-1	Р-46Б-1	Р-45Г-1	Р-45Ж-2 Р-45Л-2 Р-45Е-2	Р-44А-1	Р-3200 Б-0/1
Контакты								
Номинальное напряжение . . . . .	в	75	75	75	75	75	75	75
Раствор . . . . .	мм	3,5—4	1,2÷1,6	1,6÷2,0	7—8	7÷8	1,5÷2,0	11÷13
Провал . . . . .		1,5÷2	—	—	3,5—4,5	3,5—4,5	—	—
Нажатие . . . . .	кг	0,02	—	—	0,27—0,33	0,27—0,33	0,04—0,05	0,24—0,27
Шунтовая катушка								
Длительный ток . . . . .	а	0,19	10	0,17	10	0,24	0,65	0,382
Ток срабатывания . . . . .	»	0,152÷0,162	1,5	0,05	10	0,19	0,576	0,382
» отпадания . . . . .	»	0,03—0,04	—	0,045	—	—	0,135	—
Сопротивление при 20°С . . . . .	ом	552	0,04	526	0,102	220	29,8	14)
Серийная катушка								
Длительный ток . . . . .	а	3,5	750	—	—	—	70	—
Ток срабатывания . . . . .	»	1,0	660	—	—	—	—	—
» отпадания . . . . .	»	1,26	—	—	—	—	≤8,5	—
Сопротивление при 20°С . . . . .	ом	1,56	—	—	—	—	—	—
Дифференциальная катушка								
Длительный ток . . . . .	а	—	—	—	—	—	0,21	—
Ток срабатывания . . . . .	»	—	—	—	—	—	0,008	—
Сопротивление при 20°С . . . . .	ом	—	—	—	—	—	287	—

Таблица 32

Таблица 33

Клапан песочницы КЛП-3А-1 тепловоза ТЭ 1

Контроллер КВ-15А тепловоза ТЭ 1

Элементы характеристики	Единица измерения	Показатели
Тип вентиля . . . . .	—	ВВ-3Б-2
Сопротивление катушки при 20°C . . . . .	<i>ом</i>	215
Длительный ток . . . . .	<i>а</i>	0,295
Ток срабатывания при 5 ат . . . . .	<i>а</i>	0,14
Максимальное давление . . . . .	<i>ат</i>	7

Элементы характеристики	Единица измерения	Показатели
Номинальное напряжение . . . . .	<i>в</i>	75
Раствор контактов . . . . .	<i>мм</i>	6÷8
Провал . . . . .	<i>а</i>	2,5÷3,5
Начальное нажатие . . . . .	<i>кг</i>	0,09—0,13
Конечное . . . . .	<i>а</i>	0,34÷0,46

Таблица 34

## Реверсор ПР-758А-1 тепловоза ТЭ 1

Элементы характеристики	Единица измерения	Показатели
Номинальное напряжение	в	750
Длительный ток . . . . .	а	750
Максимальное давление . . . . .	ат	7
Минимальное давление . . . . .	»	3,2
<b>Контакты главные</b>		
Провал . . . . .	мм	2÷3
Давление . . . . .	кг	4,5—6,0
<b>Пальцы управления</b>		
Провал . . . . .	мм	2÷3
Давление . . . . .	кг	0,9—2,25
<b>Вентиль</b>		
Тип . . . . .	—	ВВ-2А-1
Сопротивление катушки при 20°C . . . . .	ом	328
Длительный ток . . . . .	а	0,152
Ток срабатывания при 5 ат . . . . .	»	0,07

Таблица 35

## Регулятор напряжения СРН-2В-1 тепловоза ТЭ 1

Элементы характеристики	Единица измерения	Показатели
Номинальное напряжение	в	75
Раствор контактов	мм	0,5÷1
Максимальный ток контактов . . . . .	а	7
Сопротивление неподвижной катушки при 20°C . . . . .	ом	2,62
Сопротивление подвижной катушки при 20°C . . . . .	»	0,96
Длительный ток катушек . . . . .	а	2
Ток равновесия . . . . .	»	1,7÷1,8
Напряжение замыкания левого контакта . . . . .	в	76

Таблица 36

Регулятор напряжения тепловоза Д<sup>а</sup>

Элементы характеристики	Единица измерения	Показатели
Номинальное напряжение . . . . .	в	75
Число контактных пальцев	—	14
Максимальный ток контактов . . . . .	а	7
Сопротивление неподвижной катушки при 25°C . . . . .	ом	10,15
Ток неподвижной катушки	а	1,23
Сопротивление шунтовой подвижной катушки при 25°C . . . . .	ом	14
Ток подвижной шунтовой катушки . . . . .	а	0,6
Сопротивление подвижной серийной катушки при 25°C . . . . .	ом	0,245
Ток подвижной серийной катушки . . . . .	а	4
Регулируемое сопротивление для цепи возбуждения вспомогательного генератора . . . . .	ом	93,06

Таблица 37

## Электропневматические вентили привода к регулятору дизеля ВВ-1А-1

Элементы характеристики	Единица измерения	Показатели
Номинальное напряжение	в	75
Сопротивление катушки при 20°C . . . . .	ом	790
Длительный ток . . . . .	а	0,0675
Ток срабатывания при 5 ат . . . . .	»	0,041
Максимальное давление . . . . .	ат	7

Таблица 38

Регулятор нагрузки тепловоза Д<sup>б</sup>

Элементы характеристики	Единица измерения	Показатели
Номинальное напряжение	в	130
Число угольных столбов . . . . .	—	2
Минимальное сопротивление столбов в сжатом состоянии . . . . .	ом	2
Ток максимальный при 25°C . . . . .	а	7,4
Максимальное сопротивление столбов в отпущенном состоянии . . . . .	ом	80
Ток минимальный . . . . .	а	1,3
Время, необходимое для увеличения падения напряжения в столбах с 50 до 90 в . . . . .	сек.	5÷10
Время для уменьшения падения напряжения в столбах с 90 до 50 в . . . . .	»	30÷40

## Контроллеры

Контроллеры служат для управления движением тепловоза. По своему устройству они делятся на барабанные и кулачковые. В барабанных контроллерах с рукояткой связан барабан с контактными сегментами, на которые опираются контактные пальцы, укрепленные на рейках. При повороте барабана различные группы пальцев соединяются электрически между собой. В кулачковых контроллерах рукоятка связана с валом, на котором насажены кулачковые шайбы с вырезами различных размеров. На кулачковые шайбы опираются ролики подвижных контактов кулачковых контактных элементов. Если под ролики подходят вырезы шайбы, соответствующие контакты замкнуты, если выступы — контакты разомкнуты. Каждый барабан имеет нулевое положение и несколько рабочих.

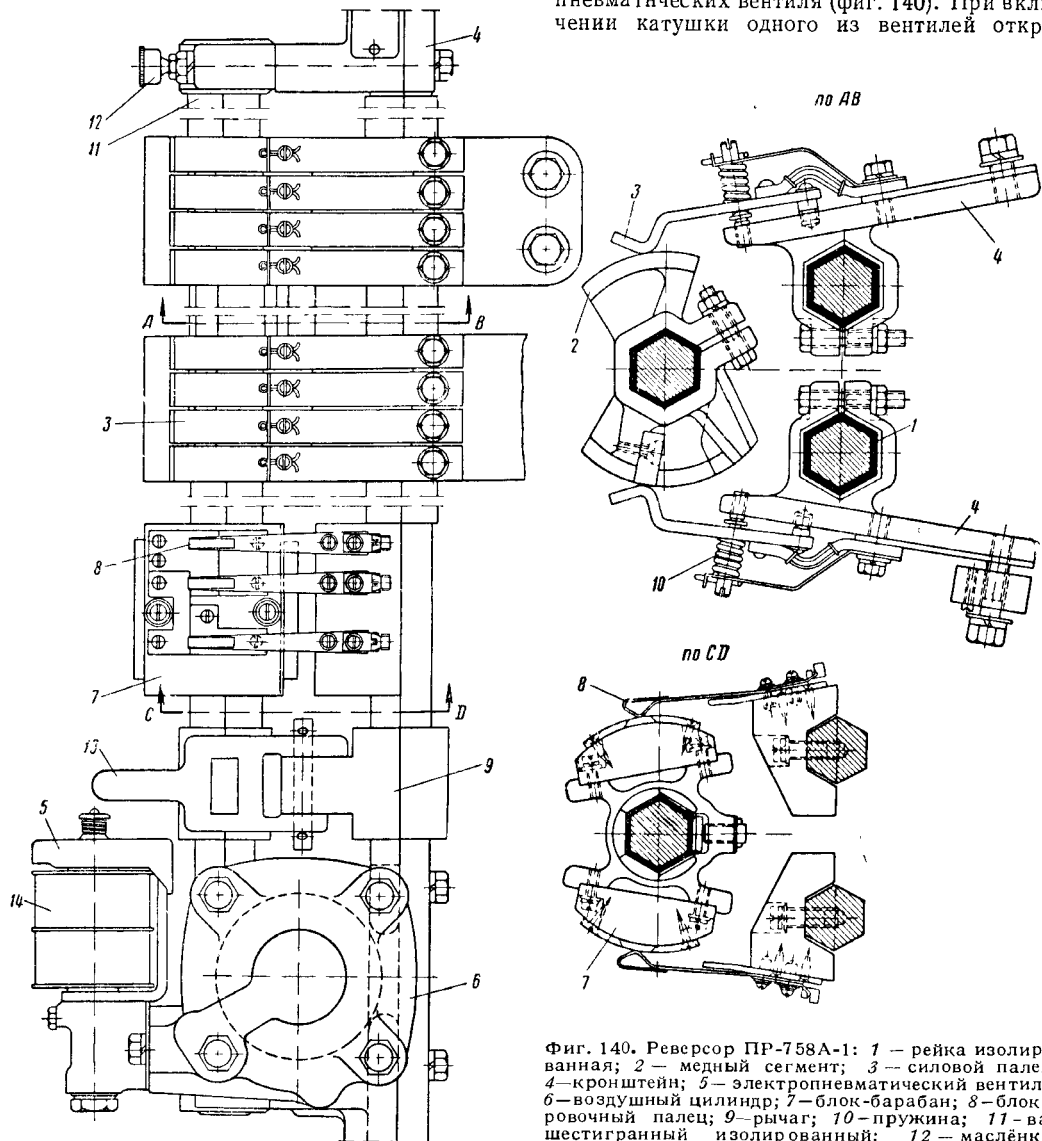
На тепловозе Э-ЭЛ применены (начиная с выпуска 1934 г.) контроллеры типа ТКГ-3А и ТКВ-3А-1 барабанного типа. Назначение их указано в описании схемы тепловоза Э-ЭЛ. Контроллер ТКГ-3А имеет две рукоятки — главную и реверсивную. Контроллер ТКВ-3А-1 управляется маховичком механического привода к регулятору дизеля. Главный барабан контроллера ТКГ-3А имеет 23 пальца на двух рейках и 18 рабочих положений, реверсивный — три пальца и два рабочих положения. Контроллер ТКВ-3А-1 имеет 14 пальцев и 14 рабочих положений.

В тепловозе ТЭ 1 применяется контроллер КВ-15А кулачкового типа. Контроллер служит для включения катушек аппаратов управления, а также вентиля электропневматического привода дизеля. Он имеет две рукоятки — главную и реверсивную.

Главный барабан КВ-15А имеет семь контактных элементов и восемь рабочих положений, реверсивный — два контактных элемента и два рабочих положения. На тепловозе ТЭ2

### Реверсоры

Реверсор служит для переключения обмоток возбуждения тяговых двигателей при изменении направления движения тепловоза. Он состоит из барабана с контактными сегментами и двух реек с контактными пальцами, опирающимися на сегменты барабана. Для поворота барабана реверсор имеет электропневматический привод: цилиндр с двумя поршнями, соединёнными между собой зубчатой рейкой, и два включающих электропневматических вентиля (фиг. 140). При включении катушки одного из вентиля открыв-



Фиг. 140. Реверсор ПР-758А-1: 1 — рейка изолированная; 2 — медный сегмент; 3 — силовой палец; 4 — кронштейн; 5 — электропневматический вентиль; 6 — воздушный цилиндр; 7 — блок-барабан; 8 — блокировочный палец; 9 — рычаг; 10 — пружина; 11 — вал шестигранный изолированный; 12 — маслянка; 13 — запирающая рукоятка; 14 — катушка вентиля

применён контроллер, одинаковый по конструкции с КВ-15А, но имеющий число контактных элементов на один больше.

Контроллер тепловоза Дб имеет только реверсивный барабан с тремя пальцами и двумя рабочими положениями и электромагнитную защёлку.

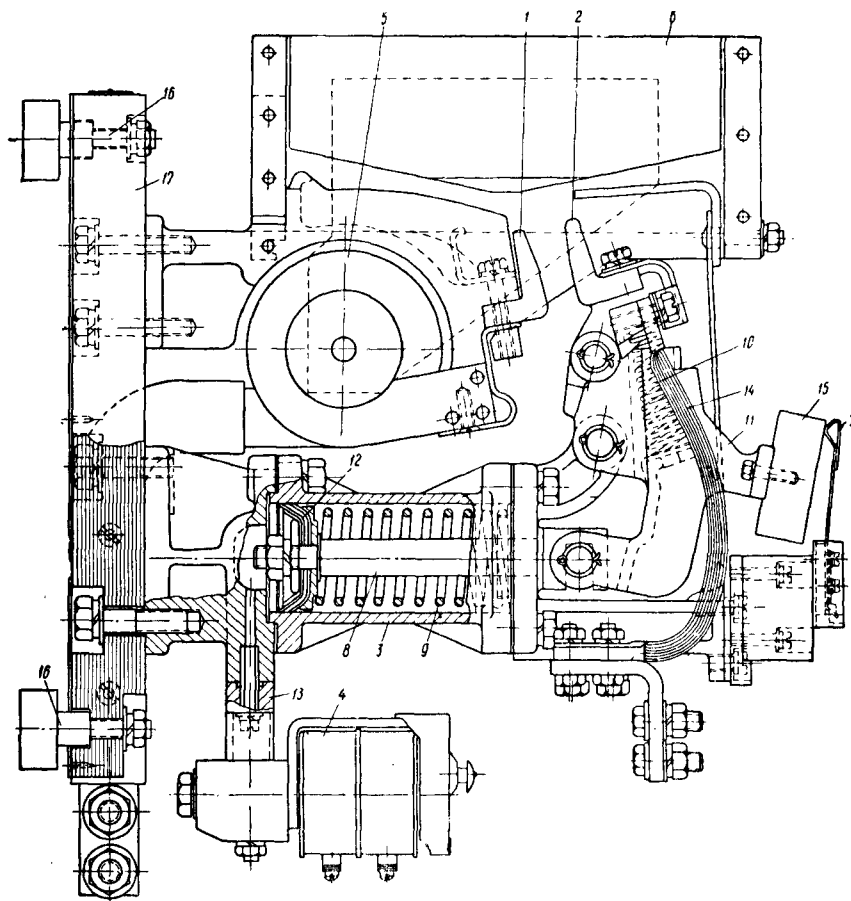
вается клапан вентиля, соединяющий пространство перед одним из поршней с источником сжатого воздуха, под действием которого поршень перемещается и посредством зубчатой рейки и шестерни поворачивает барабан. При выключении катушки вентиля клапан закрывает доступ сжатого воздуха в цилиндр и

сообщает последний с атмосферой. Реверсор при этом не изменяет своего положения. Кроме главных (силовых) пальцев реверсор имеет блокировочные пальцы для переключений в цепи управления.

### Контакты

Контактором называется аппарат, служащий для дистанционного замыкания и размыкания цепи под током. Контактор состоит

создаваемого электромагнитом, размыкание — под действием выключающей пружины или веса якоря. В электропневматическом контакторе (фиг. 141) (или в пневматическом, как его часто называют) замыкание главных контактов происходит под действием сжатого воздуха, размыкание — под действием выключающей пружины, помещённой в пневматическом цилиндре. Впуск и выпуск сжатого воздуха осуществляются электропневматическим вентилем (фиг. 142).



Фиг. 141. Электропневматический контактор ПК-753А-1: 1—неподвижный контакт; 2—подвижной контакт; 3—воздушный цилиндр; 4—электропневматический вентиль; 5—дугогасительная катушка; 6—дугогасительная камера; 7—блок-контакт; 8—шток; 9—пружина выключающая; 10—пружина притирающая; 11—рычаг; 12—кожаные манжеты; 13—изолятор; 14—гибкое соединение (шунт); 15—колодка блок-контакта; 16—болт изолированный; 17—панель

в основном из главных контактов, подвижного и неподвижного, дугогасительного устройства, блок-контактов, привода и деталей для крепления. Дугогасительное устройство состоит из дугогасительной катушки, соединённой электрически с главным неподвижным контактом, и дугогасительной камеры. По типу привода подвижных контактов различают электромагнитные и электропневматические контакторы. В электромагнитных контакторах замыкание главных контактов происходит под действием усилия притяжения,

Главный подвижной контакт укрепляется на приводе шарнирно, занимая в разомкнутом состоянии положение, определяемое упором и притирающей пружиной. При замыкании после начального соприкосновения контактов происходит поворот подвижного контакта, сопровождающийся перекачиванием и скольжением подвижного контакта по неподвижному. Это делается с целью очистки поверхности контактов и удаления рабочей контактной поверхности от места размыкания контактов.

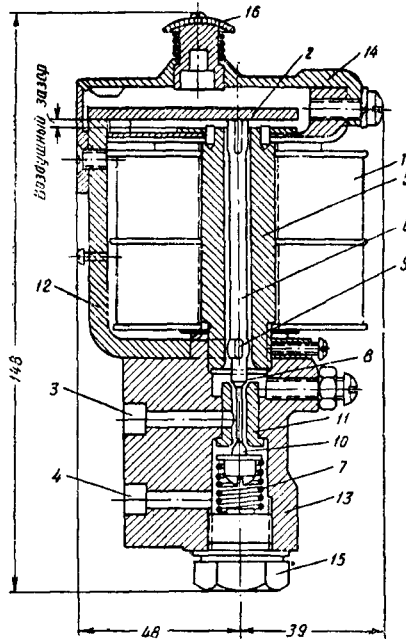


Условное расстояние, которое прошла бы точка конечного соприкосновения контактов от рабочего её положения до положения, которое она заняла бы при отсутствии неподвижного контакта, называется провалом, или притиранием. Минимальное расстояние между контактами в разомкнутом состоянии называется раствором, или разрывом.

В электромагнитных контакторах давление на контакт в положении начального соприкосновения (начальное давление) и давление

жения, ток, давление масла и т. п.) или положения каких-либо аппаратов.

Наиболее простое реле представляет собой электромагнит, якорь которого притягивается при определённом числе ампервитков катушки или алгебраической суммы ампервитков катушек, если их две или больше на одном сердечнике [реле ограничения тока Р-47А-1 (фиг. 143)] и, перемещая подвижные контакты, производит замыкание или размыкание цепей управления. Некоторые реле имеют защёлки, механические или электромагнитные, для удержания контактов в определённом положении после отпадания якоря



Фиг. 142. Электропневматический включающий вентиль ВВ: 1—катушка; 2—якорь; 3—канал к цилиндру аппарата; 4—канал от резервуара сжатого воздуха; 5—сердечник; 6—стержень клапана; 7—пружина; 8—выпускной клапан; 9—отверстие; 10—впускной клапан; 11—седло; 12—ядро; 13—корпус; 14—крышка; 15—пробка; 16—кнопка ручного управления

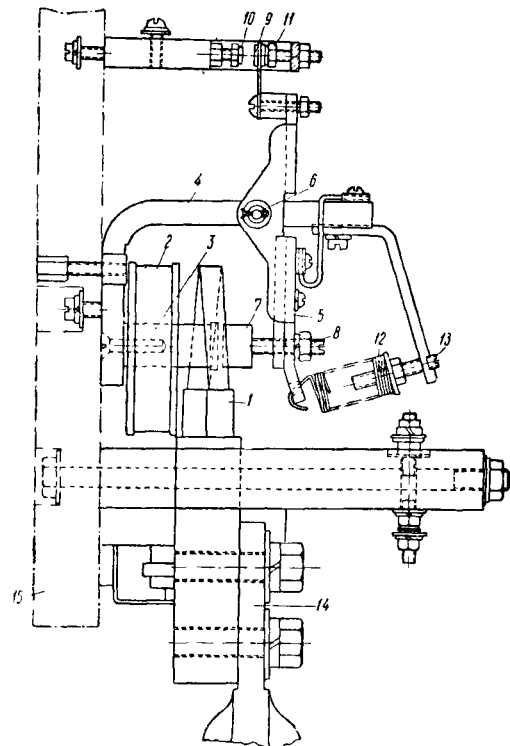
в рабочем положении (конечное давление) определяются усилием притирающей пружины. В пневматическом контакторе конечное давление определяется давлением сжатого воздуха.

В тепловозе Э-ЭЛ применён один электромагнитный контактор МК-601В-1 для включения цепи возбуждения генератора.

В тепловозах ТЭ 1, ТЭ 2 и Д6 применены пневматические контакторы для включения тяговых двигателей, электромагнитные — для включения цепей возбуждения, аккумуляторной батареи, электрического запуска двигателя и ослабления поля двигателей.

### Реле

Реле называется электрический аппарат, служащий для управления другими электрическими аппаратами и приводимый в действие в зависимости от физических величин (напря-

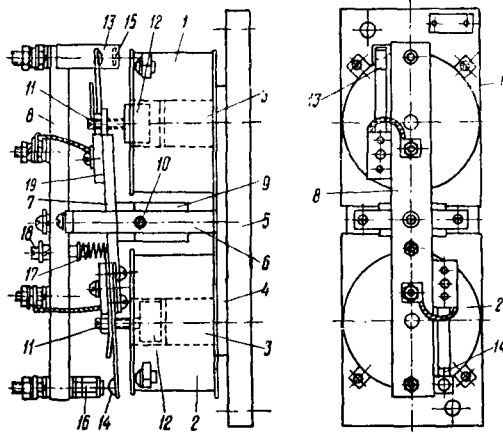


Фиг. 143. Реле ограничения тока Р-47А-1: 1—сердечная катушка; 2—вибрационная (шунтовая) катушка; 3—сердечник; 4—ядро; 5—рычаг; 6—ось; 7—якорь; 8—гайка; 9—подвижной контакт; 10, 11—неподвижные контакты; 12—пружина; 13—регулирующий винт; 14—кабельный наконечник; 15—панель

[реле заземления Р-45Г]. Некоторые реле выполняют с двумя (реле перехода Р-42Б-1, фиг. 144) или тремя (реле обратного тока Р-44А) сердечниками с катушками на каждом. В этом случае якорь находится под действием сил притяжения, создаваемых различными катушками, и приходит в действие при определённых соотношениях между ампервитками катушек.

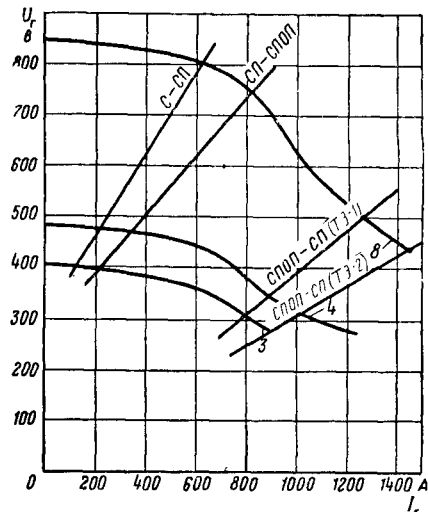
Регулировка срабатывания реле осуществляется изменением натяжения пружины, действующего против усилия, создаваемого какой-либо из катушек, или изменением сопротивления в цепи катушек, если последние предусмотрены в схеме. Последний способ предпочтительнее в условиях эксплуатации,

так как при этом не нарушается режим работы самого реле, устанавливаемый заводом-изготовителем. При регулировке необходимо следить, чтобы ток в катушках не превышал



Фиг. 144. Реле перехода Р-42Б-1: 1—шунтовая катушка; 2—серийная катушка; 3—сердечник; 4—основание; 5—панель; 6—стойка; 7—рычаг; 8—изоляционная планка; 9—противовес; 10—ось; 11—гайка; 12—якорь; 13, 14—подвижные контакты; 15, 16—неподвижные контакты; 17—пружина; 18—регулирующий винт

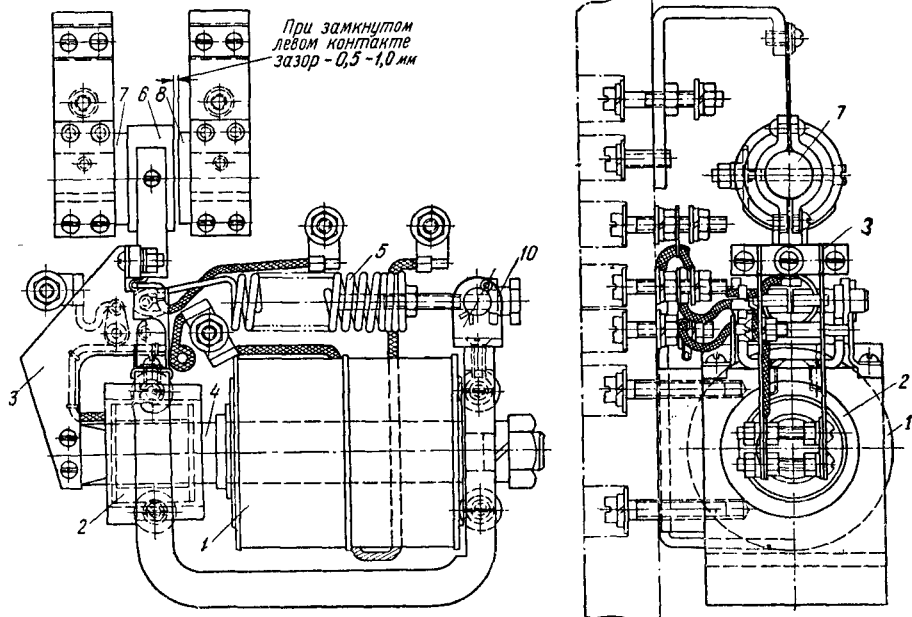
длительного тока, указанного в технических данных, и чтобы раствор, провал и давление контактов соответствовали техническим данным. Характеристика срабатывания реле перехода на тепловозах ТЭ1 и ТЭ2 и показана на фиг. 145.



Фиг. 145. Характеристики срабатывания реле перехода: 3, 4 и 8—характеристики генератора для 3-го, 4-го и 8-го положений контроллера машиниста; С-СП—характеристика срабатывания реле перехода при переключении с последовательного на последовательно-параллельное соединение двигателей; СП-СПОП—то же, при переключении с полного поля на ослабленное; СПОП-СП—то же, при переключении с ослабленного поля на полное

#### Регуляторы напряжения

В тепловозах ТЭ1 и ТЭ2 применён вибрационный регулятор типа СРН-2В-1 (фиг. 146). Регулятор представляет собой электромагнит, в котором вместо якоря использована подвижная катушка, расположенная в кольцевом



Фиг. 146. Регулятор напряжения СРН-2В-1: 1—неподвижная катушка; 2—подвижная катушка; 3—рамка; 4—сердечник; 5—пружина; 6—подвижной контакт; 7, 8—неподвижные контакты; 10—регулирующий винт

воздушном зазоре и подвешенная на лёгкой алюминиевой рамке. На другом конце алюминиевой рамки укреплен подвижной угольный контакт. Рамка опирается призматической осью на призматическую опору и прижимается к ней пружиной. Неподвижная и подвижная катушки соединены последовательно. При отсутствии в них тока пружина прижимает подвижной контакт к правому неподвижному угольному контакту. При некотором токе (ток равновесия) усилие притяжения, испытываемое подвижной катушкой, заставляет контакты разомкнуться. При токе несколько большем тока равновесия, подвижной контакт замыкается с левым серебряным контактом.

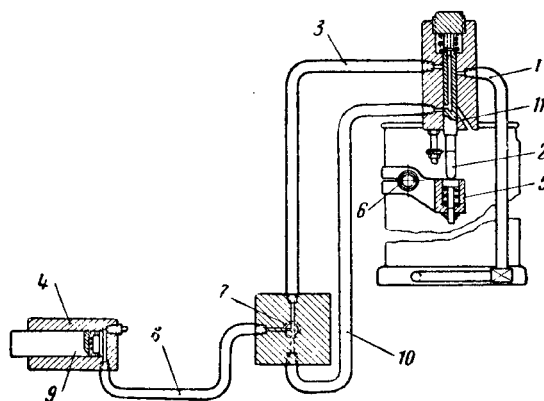
При работе в схеме подвижной контакт вибрирует около правого (при малой скорости вращения дизеля) или около левого контакта, включая или выключая сопротивление в цепи возбуждения вспомогательного генератора, и тем поддерживает напряжение последнего постоянным.

В тепловозе Дб для той же цели применяют вибрационный регулятор с двойным комплектом контактов (два подвижных и четыре неподвижных контакта).

В тепловозе Да регулятор напряжения вспомогательного генератора также имеет неподвижную и подвижную катушки и основан на вибрационном принципе. Подвижная катушка состоит из двух секций: шунтовой и серийной, установлена в кольцевом воздушном зазоре на четырёх плоских пружинах и связана механически с контактной планкой. При отсутствии тока в катушках контактная планка замыкает все 14 контактных пальцев, укрепленных над планкой, и тем самым замыкает коротко сопротивление в цепи возбуждения вспомогательного генератора. При незначительном превышении тока выше некоторого тока равновесия контакты последовательно размыкаются, уменьшая возбуждение генератора. Нормально контактная планка чуть-чуть покачивается, замыкая и размыкая пару контактов и поддерживая постоянное напряжение вспомогательного генератора.

### Регулятор нагрузки (карбонстат)

В тепловозе Дб применено устройство для автоматического регулирования мощности генератора в соответствии с мощностью, развиваемой дизелем. Это устройство состоит из угольного реостата, управляющего клапана и распределительного вращающегося золотника. Угольное сопротивление представляет собой два столбика, собранных из угольных шайб, сжимаемых пружиной, против которой действует гидропривод (фиг. 147). Если гидромеханический регулятор дизеля увеличивает подачу топлива выше установленного предела, золотник управляющего клапана открывает доступ масла под давлением через вращающийся золотник к гидроприводу угольного реостата, давление на угольные столбики уменьшается, их сопротивление увеличивается и ток возбуждения возбудителя, в цепь которого они включены, уменьшается. Угольный реостат поддерживает постоянную подачу топлива в цилиндры дизеля, действуя на возбуждение генератора.



Фиг. 147. Регулятор нагрузки (карбонстат): 1 — трубка, подводящая масло; 2 — золотник; 3 — канал для масла; 4 — цилиндр карбонстата; 5 — рычаг вала наполнения; 6 — вал наполнения; 7 — вращающийся золотник; 8 — труба; 9 — поршень карбонстата; 10 — канал отвода масла; 11 — канал для спуска масла

## РЕГУЛИРОВКА МАШИН И АППАРАТОВ

### Регулировка мощности генератора

После капитального ремонта или замены дизеля, генератора, возбудителя или сопротивлений в цепи возбудителя следует отрегулировать характеристику генератора в соответствии с мощностью дизеля. Это в особенности необходимо для тепловозов типов ТЭ 1 и ТЭ 2, где автоматическое регулирование мощности достигается формой характеристики генератора. Ниже приведен метод регулирования генератора применительно к тепловозам ТЭ 1 и ТЭ 2.

Для регулирования генератор должен быть отсоединён от тяговых двигателей и включён на жидкостный реостат. Напряжение и ток генератора следует проверять точными приборами. В первую очередь должна быть проверена регулировка мощности дизеля. Для этого при помощи жидкостного реостата устанавливают ток нагрузки генератора 1 000 а на 8-м положении контроллера машиниста. Далее при неизменном положении жидкостного реостата уменьшают сопротивление в цепи независимого возбуждения возбудителя до тех пор, пока мощность генератора (произведение напряжения  $U$  и тока  $I$ ) перестанет увеличиваться и начнёт падать (вследствие падения числа оборотов от перегрузки дизеля). Максимальное значение мощности  $UI$  соответствует полной мощности дизеля. Если при увеличении тока в обмотке возбудителя мощность сразу начинает падать, нужно уменьшить ток обмотки. Максимальное значение мощности генератора должно быть в пределах 610 — 630 квт [при включённом компрессоре]. Если полученное значение выходит за эти пределы, необходимо изменить положение упора, ограничивающего положение реек топливных насосов. После регулировки дизеля вновь производится изменение возбуждения возбудителя при токе 1 000 а для определения точки максимальной мощности генератора. Полученную регулировку сопротивления в цепи возбуждения возбудителя для максимальной мощности сохраняют, после чего путём регули-

рования жидкостного реостата снимают внешнюю характеристику — зависимость напряжения от тока. Если максимальное напряжение генератора при токе 300 а и ниже не достигает 850 в, следует несколько уменьшить сопротивление в цепи самовозбуждения возбuditеля, после чего проверяют регулировки в цепи независимого возбуждения. Так как характеристика генератора зависит от температуры обмотки возбuditеля, регулировку следует производить при нагретой обмотке. Для этого до регулировки следует прогреть генератор с тем, чтобы установить температуру обмотки возбуждения близкой к наблюдающейся в эксплуатации. Режим прогрева: ток 300 а на 7-м положении контроллера машиниста. Характеристику надо снимать начиная с малых нагрузок.

#### Регулировка реле ограничения тока

Работа реле ограничения тока лучше всего может быть проверена при нагрузке генератора на реостат. Увеличивая ток нагрузки генератора, отмечают ток и напряжение, при котором подвижной контакт реле начинает выбривать около заднего неподвижного, и снимают зависимость напряжения от тока при работе реле. Начало работы реле (точка пересечения характеристики генератора при работе реле с характеристикой при выключенном реле) должно соответствовать току генератора 1,280—1,320 а. Если полу-

ченное значение не соответствует указанным данным, должно быть изменено натяжение пружины реле. В условиях жаркого климата, если наблюдается недопустимый нагрев генератора, ток генератора, при котором срабатывает реле, должен быть снижен до 1220—1250 а.

#### Регулировка реле перехода

Проверку работы реле перехода целесообразно также проверять при нагрузке генератора на реостат. При проверке записывают напряжение и ток генератора, при котором срабатывает и отпадает реле. Так как параметры срабатывания реле зависят от нагрева генератора и катушек реле, проверку их следует производить в нагретом состоянии. На фиг. 145 приведена желательная характеристика срабатывания реле при переходе с последовательного соединения с двигателей на последовательно-параллельное СП, с полного поля СП на ослабленное СП-ОП и с ослабленного поля на полное. Проверку нужно производить по меньшей мере для двух положений контроллера: для 8-го положения и 3-го или 4-го положения. Изменение регулировки реле производят изменением величины сопротивлений в цепи шунтовой и силовой катушек реле.

В тепловозах ТЭ 2 с ослаблением поля до 42% характеристика отпадения должна быть ниже, чем в ТЭ 1.

## ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ И МЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛОВОЗОВ, МОТОВОЗОВ И АВТОМОТРИС

### ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА

#### Элементы гидравлической передачи и принцип действия

На тепловозах применяют гидравлическую турбопередачу, которая увеличивает момент на ведомом валу при трогании тепловоза в 4—5 раз по сравнению с моментом двигателя, плавно изменяет силу тяги тепловоза при всех скоростях следования, обеспечивает постоянство момента двигателя при всех числах оборотов ведомого вала, позволяет иметь холостой ход двигателя (после выпуска жидкости из рабочей машины).

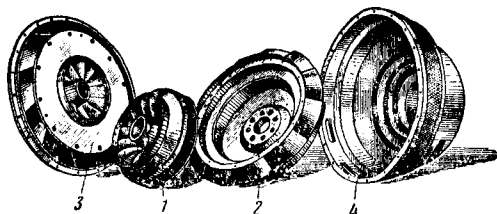
Элементами турбопередачи являются турботрансформатор и турбомуфта. Одноступенчатый турботрансформатор (фиг. 148) состоит из четырех отдельных частей — насоса, турбины, направляющего аппарата и кожуха. Вращение от насоса турбине передается посредством жидкости, циркулирующей по лопаткам колёс и обладающей скоростью и напором.

Трансформаторы, у которых число турбинных колёс больше единицы, называются многоступенчатыми.

Колёса всякого трансформатора имеют кривые лопатки (фиг. 148).

Крутящий момент на валу турбины  $M_t$  трансформатора плавно изменяется в зависимости от числа оборотов турбины (фиг. 149). Момент двигателя  $M_n$  при этом остаётся постоянным.

Двигатель никогда не имеет перегрузки. С уменьшением числа оборотов двигателя момент на турбине также плавно уменьшается, а к. п. д. трансформатора остаётся почти постоянным. Эта характеристика получается



Фиг. 148. Колёса одноступенчатого гидравлического турботрансформатора: 1 — насос; 2 — турбина; 3 — направляющий аппарат; 4 — кожух

когда трансформатор полностью заполнен жидкостью.

Если число оборотов двигателя оставлять постоянным, а количество жидкости в трансформаторе изменять, то с уменьшением количества жидкости к. п. д. сильно понижается. Такой способ регулирования неэкономичен и на тепловозах не применяется.

Турбомуфта состоит из двух колёс: насосного и турбинного. Моменты на ведущем и ведомом валах в турбомуфте всегда равны.

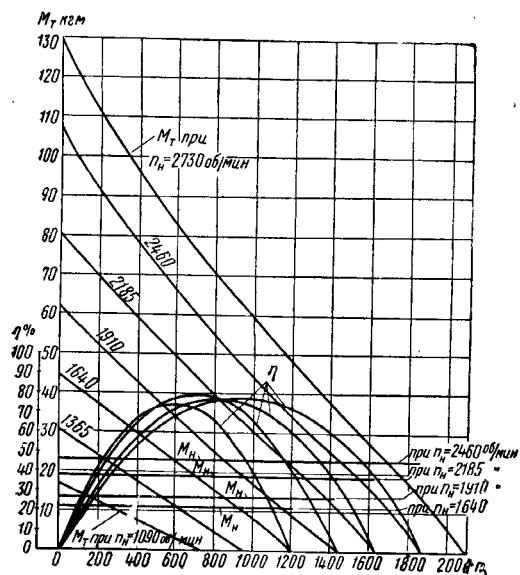
Колёса турбомуфты для тепловозов выполняют с прямыми радиальными лопатками

(фиг. 150). На фиг. 151 представлена универсальная (процентная) характеристика турбомуфты.

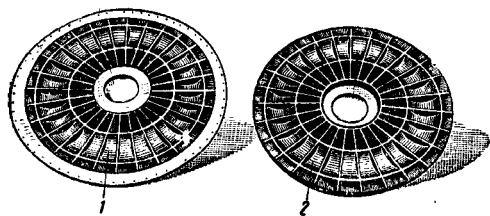
Передача постоянного момента может производиться турбомуфтой или при её полном заполнении жидкостью и при соответствующей.

является более экономичным, поэтому оно и применяется на тепловозах.

Рабочей жидкостью в трансформаторах и муфтах на тепловозах служит масло. В стационарной (иногда), а чаще в морской практике применяется вода.

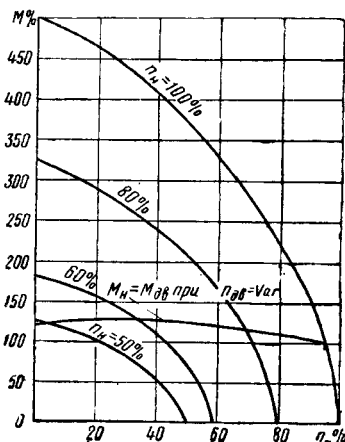


Фиг. 149. Характеристика трансформатора

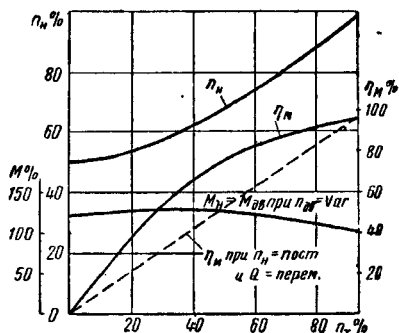


Фиг. 150. Колёса турбомуфты: 1—насос; 2—турбина

шем снижении числа оборотов двигателя (фиг. 152 — сплошные кривые) или при постоянных оборотах двигателя и при частичном заполнении муфты жидкостью (пунктирные кривые). Как видно из фигуры, регулирование изменением числа оборотов двигателя



Фиг. 151. Универсальная характеристика нормальной турбомуфты



Фиг. 152. Тяговая характеристика гидравлической муфты:  $n_n$ ,  $n_t$  — числа оборотов в минуту насоса и турбины;  $\eta_n$  — к. п. д. гидромуфты

### Принципиальные схемы турбопередач

Гурботрансформатор и турбомуфта в сочетании с зубчатыми колёсами образуют типы турбопередач (табл. 39), которые применяются на тепловозах, мотовозах и автомотрисах.

Таблица 39

Типы турбопередач

Тип турбопередачи	Где установлена	Конструкция	Характеристика	Схема управления
Два трансформатора . . . . .	Дизель-поезд ДП-15	Фиг. 153	—	—
Трансформатор и муфта . . . . .	Автомотриса АвГ	Фиг. 154	—	Фиг. 160
Трёхступенчатый трансформатор	Мотовоз	Фиг. 155 и 156	—	—
Трансформатор и две турбомуфты	Тепловоз, мотовоз ДГ-14	Фиг. 157	Фиг. 159	Фиг. 161

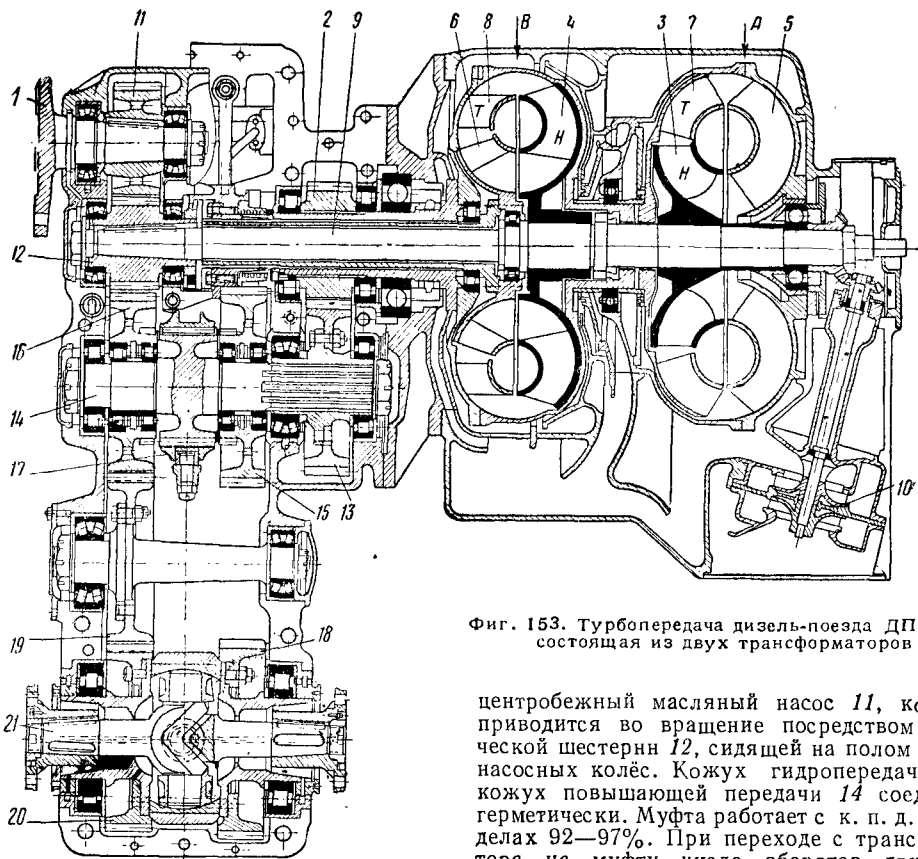
### Устройство турбопередачи

Передача из двух трансформаторов (фиг. 153) установлена на дизель-поезде ДП-15 с двигателем 600 л. с.

Фланец 1 соединяется с валом двигателя и через пару цилиндрических зубчаток 11 и 12 приводит в движение вал 9. На этом валу вращаются насосные колёса 3 и 4 трансформаторов А и В. Направляющие аппараты 5 и 6 крепятся к неподвижному корпусу. Турбинные колёса 7 и 8 связаны между собой и соединены со втулкой, на которой сидит зубчатое колесо 2. Зубчатое колесо 2 вращает шестерню 13, на валу 14 которой свободно вращаются шестерни 15 и 16. На валу 14 на шлицах сидит также муфта 17, которая соединяет

Турбопередача из трансформатора и муфты (фиг. 154) установлена на автомотрисе АВг с двигателем 165 л. с. От маховика двигателя через упругую муфту 15 приводится во вращение вал повышающей передачи 1. Через повышающую пару шестерён 2 и 3 с передаточным числом 0,457 приводится во вращение вал 4 с колоколом, с которым связано насосное колесо 5 турбомуфты (5, 9).

С насосным колесом турбомуфты соединён полый вал 6, несущий на себе насосное колесо 7 трансформатора (7, 8). Турбинные колёса 8 трансформатора и 9 муфты укреплены на валу 10, который через карданный вал и реверсивную зубчатую передачу передаёт момент на ведущую ось автомотрисы. Для наполнения маслом турбопередачи служит



Фиг. 153. Турбопередача дизель-поезда ДП-15, состоящая из двух трансформаторов

шестерни 15, 16 с валом 14. Через шестерни 15, 18 осуществляется передний ход, а через шестерни 16, 19, 20 — задний ход. Движение на оси локомотива в обе стороны передаётся от вала 21.

Заполнение трансформатора маслом осуществляется центробежным насосом 10. Трансформатор А работает на скоростях от 0 до 108 км/час. Трансформатор В работает на больших скоростях — от 108 до 160 км/час.

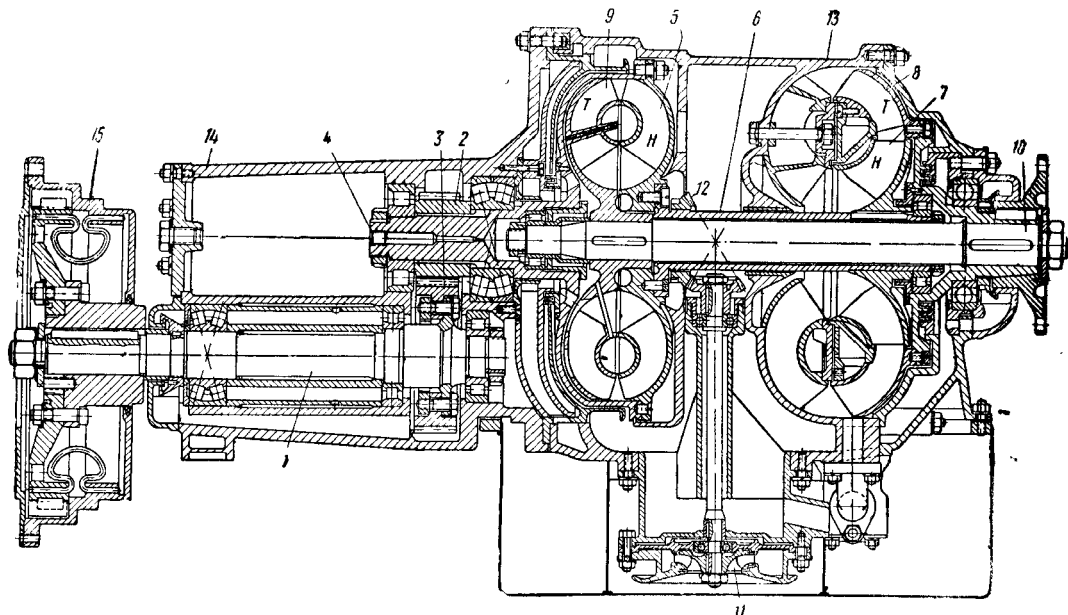
Переход с одного трансформатора на другой осуществляется плавно, без толчков, а к. п. д. возрастает с 80 до 86% при максимальной скорости.

центробежный масляный насос 11, который приводится во вращение посредством конической шестерни 12, сидящей на полом валу 6 насосных колёс. Кожух гидropередачи 13 и кожух повышающей передачи 14 соединены герметически. Муфта работает с к. п. д. в пределах 92—97%. При переходе с трансформатора на муфту число оборотов двигателя снижается на 30%.

Турбопередача с многоступенчатым трансформатором установлена на мотовозе мощностью 360 л. с. (фиг. 155). Трёхступенчатый турбо-трансформатор (фиг. 156) состоит из насосного колеса 3 с валом 1, трёх турбинных колёс 4 и двухступенчатого направляющего аппарата 5. Вал насосного колеса приводится во вращение через шестерню 6. Вал турбинного колеса 2 передаёт движение двухступенчатой коробке перемены передач. Поворотные лопатки насосного колеса 7 устанавливаются на цапфах, жёстко закреплённых в насосном колесе и несущих на внутреннем торце лопастей круглые диски, снабжённые

зубчатыми сегментами, с которыми находится в зацеплении зубчатое колесо 8, сидящее на регулировочном валу 9. Последний на шлицах несёт шпindel 10, который с полым валом насосного колеса соединяется при помощи спиральных шлиц. При воздействии штангой 11

колёса 1 и 2. Вал 3 приводит во вращение одновременно все колёса насосов ( $H, H_1, H_2$ ) передачи. Турбина трансформатора  $T$  связана с турбиной первой муфты  $T_1$  и передаёт движение промежуточному валу 4 парой зубчатых колёс 5 и 6. Турбина второй муфты  $T_2$



Фиг. 154. Продольный разрез гидравлической передачи на 165 л. с.

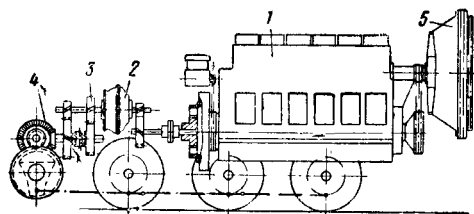
на шпindel 10 последний, перемещаясь аксиально, поворачивает колесо 8. Колесо 8 производит поворот лопаток насосного колеса от полностью закрытого положения до наибольшего открытия.

Поворотом лопастей предусматривается: 1) повышение к. п. д., 2) уменьшение нагрузки на двигатель при запуске и 3) переключение передач.

Турбопередача из трансформатора и двух турбомуфт была установлена на мотовозах

передаёт вращение валу 4 через зубчатые колёса 7 и 8.

На мотовозе устроена двухступенчатая механическая передача для маневрового режима до  $V = 30$  км/час и поездного режима до  $V = 60$  км/час.

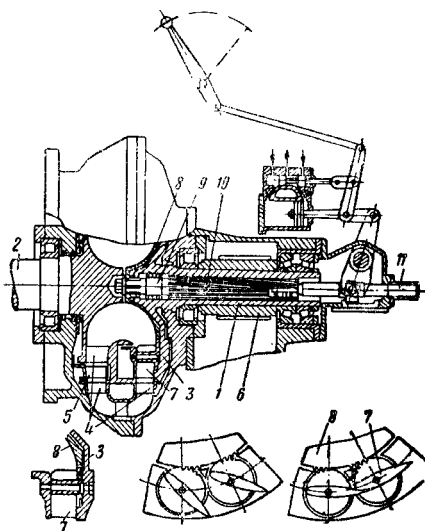


Фиг. 155. Схема турбопередачи мотовоза с трёхступенчатым турботрансформатором на 360 л. с.: 1 — двигатель; 2 — турботрансформатор; 3 — коробка перемены передач; 4 — реверс; 5 — холодильник

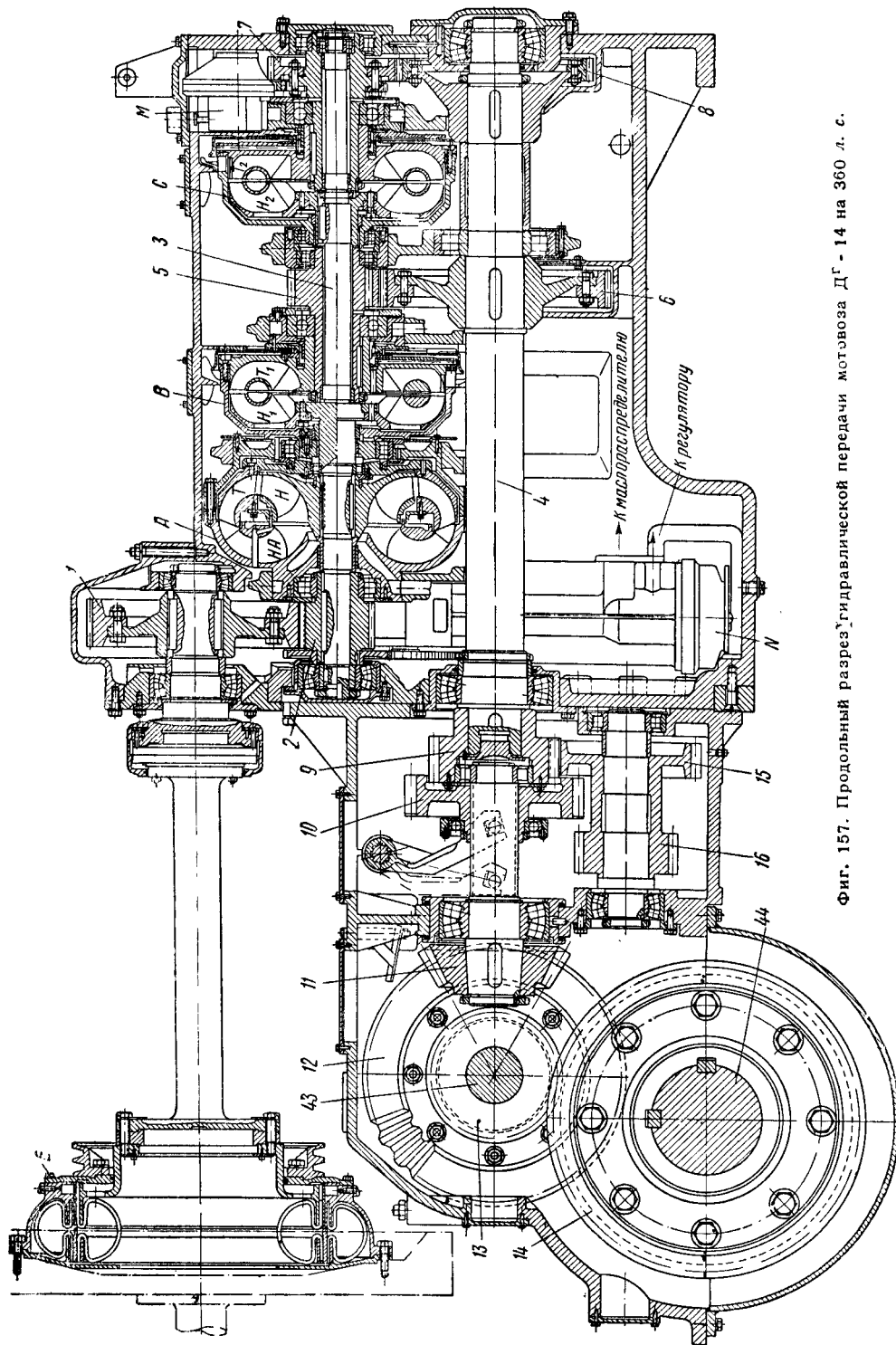
мощностью 200, 360 и 550 л. с., а также на тепловозе 1 400 л. с.

Для мотовоза в 360 л. с. передача (фиг. 157) состоит из трансформатора  $A$ , первой муфты  $B$  и второй муфты  $C$ .

Вал двигателя приводит гидравлическую передачу через упругую муфту  $E$  и зубчатые



Фиг. 156. Трёхступенчатый турботрансформатор на 360 л. с.



Фиг. 157. Продольный разрез гидравлической передачи мотовоза ДГ - 14 на 360 л. с.

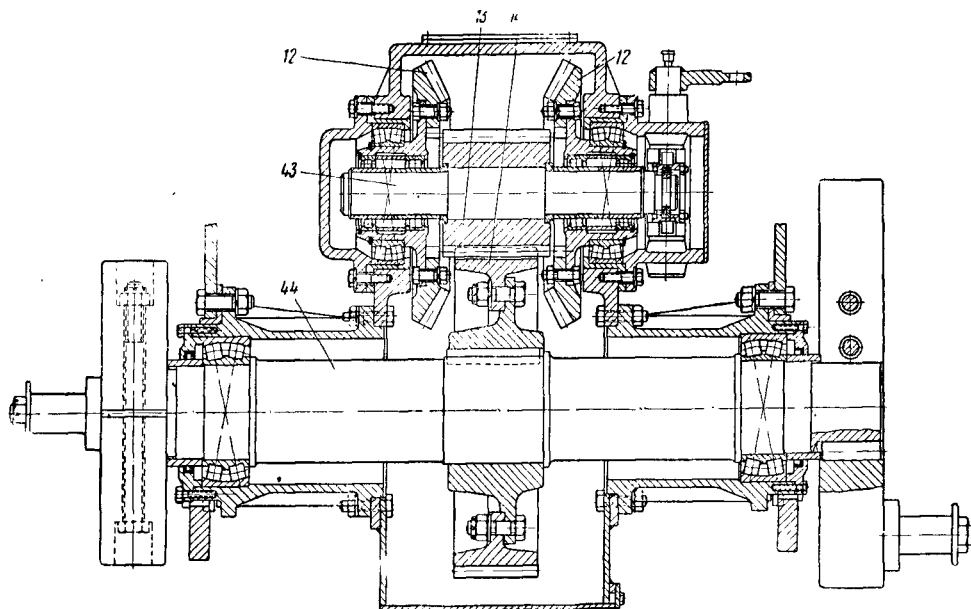


Когда зубчатое колесо 9 промежуточного вала сцеплено с колесом 10 коробки скоростей, движение передаётся через коническое колесо 11, одно из конических колёс 12, сидящих на валу 43, и цилиндрические колёса 13 и 14 на тяговый вал 44. Скорость мотовоза при этом равняется 60 км/час.

ствует маневровому режиму мотовоза до  $V = 30$  км/час.

Для заполнения маслом передачи служит центробежный насос  $N$ .

Реверс мотовоза (фиг. 158) производится передвижением вала 43 с колесом 13, которое сцепляется с одним из конических колёс 12.

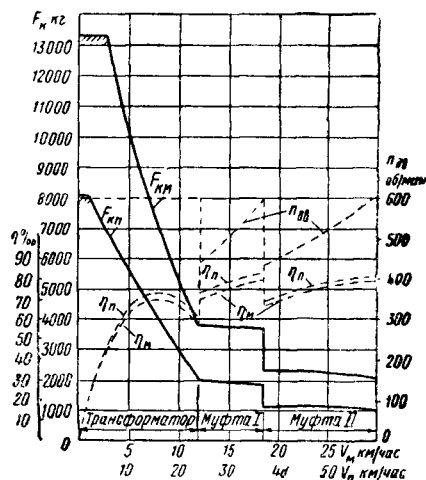


Фиг. 158. Реверс мотовоза ДГ - 14 на 360 л. с

Когда колесо 10 находится в зацеплении с колесом 16, движение от промежуточного вала на тяговый вал передаётся через колёса 9—15, 16—10, 11—12, 13—14, что соответ-

ствует тяговой характеристике передачи для маневрового и поездного режимов приведена на фиг. 159.

Основные параметры тепловозов с турбопередачей указаны в табл. 40.



Фиг. 159. Тяговая характеристика мотовоза ДГ - 14 на 360 л. с. с гидравлической передачей:  $F_k$  — касательная сила тяги;  $v$  — скорость мотовоза;  $n_d$  — обороты двигателя;  $\eta_n$  — к. п. д. передачи

#### Системы управления турбопередачей

На тепловозах с турбопередачами применяется полуавтоматическое и автоматическое управление.

Полуавтоматическое управление применено на 2-осной автомотрисе АВГ (фиг. 160). Оно заключается в том, что машинист достигнув определённой скорости, переставляет рукоятку управления в другое положение для перехода на другой гидравлический агрегат, т. е. для получения больших скоростей.

Управление пневматическое может производиться с двух постов машиниста. При положении крана «Трансформатор включён» воздух по трубопроводу 10 идёт к распределительному золотнику в пространство под поршнем 11, который, передвигаясь до упора, переместит поршни 12, 13 и 14 вниз настолько, что средняя полость золотника будет сообщена с верхней. Масло по трубопроводам 15 и 16 поступает в трансформатор, а из него через обратный клапан 17 частично идёт в холодильник 24. По достижении скорости 80 км/час кран переставляют в положение

Таблица 40

## Тепловозы с гидравлической передачей

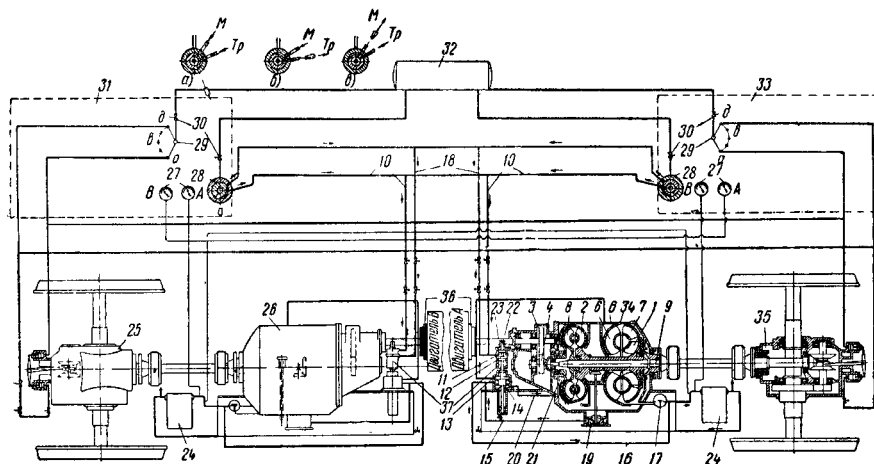
Элементы характеристики	Единица измерения	Тип тепловоза				
		Мотовоз	Автомотриса АВГ	Автомотриса ДП-13	Мотовоз ДГ-14	Тепловоз
		Мощность в л. с.				
Род службы . . . . .	—	100	2 × 165 = 330	2 × 180 = 360	360	1 400
Осевая формула . . . . .	—	0-2-0	2+2	2 (2)	0-3-0	1-3-1
Главный двигатель:						
Число цилиндров . . . . .	—	6	6	8	6	8
» тактов . . . . .	—	4	4	—	4	4
Диаметр цилиндров . . . . .	мм	130	130	130	260	300
Ход поршня . . . . .	»	170	180	—	350	380
Наибольшее число оборотов . . . . .	об/мин.	1 250	1 350	1 500	600	700
Наибольшая мощность на валу без наддува . . . . .	л. с.	500	—	500	300	—
То же с наддувом . . . . .	л. с.	107	165 × 2	180 × 2	360	920
Число оборотов газовой турбины . . . . .	об/мин.	—	—	—	—	1 400
Тип гидравлической передачи . . . . .	—	Тр + 2ГМ	Тр + ГМ	2Тр + 2ГМ	Тр + 2ГМ	Тр + 2ГМ
Скорости на гидротрансформаторе:	км/час	0 — 10	0 — 80	0 — 58	0 — 12	0 — 48
Маневровый режим . . . . .	»	—	—	—	0 — 24	—
Поездной режим . . . . .	»	—	—	—	—	—
Скорости на гидромуфте 1:	»	10 — 18,5	80 — 120	55 — 82	12 — 18,5	48 — 70
Маневровый режим . . . . .	»	—	—	—	24 — 38	—
Поездной режим . . . . .	»	—	—	—	—	—
Скорости на гидромуфте 2:	»	18,5 — 30	—	82 — 120	18,5 — 30	70 — 100
Маневровый режим . . . . .	»	—	—	—	38 — 60	—
Поездной режим . . . . .	»	—	—	—	—	—
Экипаж:	мм	—	—	22 240	9 200	14 400
Расстояние между буферами . . . . .	»	—	—	14 500	2 600/1 350	1 900
Расстояние между сцепными осями . . . . .	»	—	—	3 600	3 800	4 117
Наибольшая высота кузова . . . . .	»	860	—	900	1 100	1 400
Диаметр ведущих колёс . . . . .	»	—	—	900	—	—
Диаметр поддерживающих колёс . . . . .	»	—	—	—	—	—
Вес двигателя . . . . .	кг	—	1 150	1 400	—	—
Удельный вес гидротрансформатора . . . . .	кг/л. с.	—	3	—	10	—

«Муфта включена». Воздух по трубопроводу 18 проходит к золотнику и передвигает поршни 12, 13 и 14 в крайнее нижнее положение. Масло от масляного насоса 19 пойдет по трубопроводам 15, 20 и 21 в гидромufту. На гидромufте автоматриса развивает скорость до 120 км/час.

На случай порчи воздушной системы имеется ручной переключатель 22, который закрыт колпаком 23.

Автоматическое управление состоит в том, что регулятор, приводимый во вращение от ведомого вала передачи, без участия маши-

проходит по трубопроводу 23 к коробке F и закрывает клапан 25. Масло от центробежного насоса проходит по трубопроводу 26 к средней части коробки L, выходит в верхнюю полость и по трубопроводу 27 через направляющий аппарат заполняет трансформатор. Для охлаждения масло из трансформатора сливается через две трубки 28, идущие от направляющего аппарата. При движении мотовоза приводится во вращение регулятор. По достижении мотовозом скорости на маневровом режиме 12 км/час грузы регулятора 29 расходятся и продвигают поршень регулятора



Фиг. 160. Гидравлическая передача с трансформатором и гидравлической муфтой автоматрисы АВ: 1—насос трансформатора; 2—насос гидравлической муфты; 3, 4—повышающая передача; 5—направляющий аппарат, 6—кожух передачи; 7—турбина трансформатора; 8—турбина гидравлической муфты; 9—вал; 10—трубопровод; 11—14—поршни; 15—16—трубопроводы; 17—обратный клапан; 18—трубопровод; 19—масляный насос; 20—21—трубопроводы; 22—переключатель; 23—колпак; 24—масляный холодильник; 25—реверсивная передача А; 26—гидравлическая передача А; 27—дистанционные термометры; 28—пневматический кран гидравлической передачи; 29—пневматический кран реверсивной передачи; 30—запорный вентиль; 31—пост водителя А; 32—резервуар сжатого воздуха; 33—пост водителя В; 34—гидравлическая передача В; 35—реверсивная передача В; 36—упругая муфта; 37—распределительный золотник. Позиции крана реверсивной передачи: а—вперед; в—выключено; б—назад. Позиции пневматического крана управления гидравлической передачи: а—передача выключена; б—трансформатор включен; в—муфта включена

ниста, в зависимости от скорости тепловоза включает тот или иной гидравлический агрегат (подаёт в него жидкость).

На фиг. 161 приведена автоматическая схема управления мотовоза Дг-14 мощностью 360 л. с. посредством масла, находящегося под давлением.

Для подачи масла в передачу служит центробежный насос. Масло для управления подаётся вихревым насосом. Масло направляется в трансформатор или в гидравлические муфты через распределительные коробки F и L, которые действуют от регулятора M, приводимого во вращение от ведомого вала.

В начале работы мотовоза запускается двигатель, который приводит в движение насосы заполнения передачи и смазочный насос.

Посредством штурвала с поста управления золотник 20 поднимается вверх. Масло от вихревого насоса проходит по трубопроводу 19, 21 и 22 под поршень 24 коробки L и поднимает его вверх. Одновременно масло

30 влево на такую величину, что масло поступает одновременно в трубопроводы 31 и 32.

По трубопроводу 31 масло проходит поверх поршня 24 коробки L, опуская его вниз; по трубопроводу 32 поступает под поршень 33 коробки F и поднимает его вверх. В этот момент масло от насоса подходит к средней полости коробки L и через нижнюю полость по трубопроводу 34 попадает в среднюю полость коробки F. Из средней полости масло через верхнюю полость, трубопровод 35 и подшипник поступает в первую муфту.

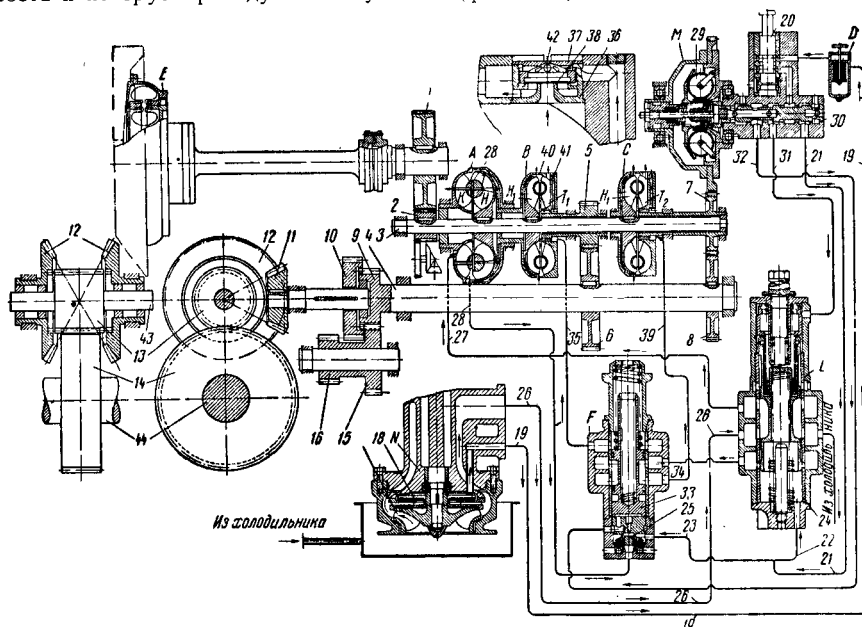
По горизонтальным сверлениям в корпусе турбины масло поступает для наполнения муфты, а по вертикальным сверлениям 41 проходит в клапан опоражнивания муфты. Клапан состоит из корпуса 36, крышки 37 и мембраны 38. Масло проходит в крышку 37 и давит на мембрану 38. Так как площадь давления масла со стороны крышки больше чем со стороны муфты, то мембрана будет прижата, и масло не может выливаться из муфты через клапан. Для охлаждения масло постоянно

сливается из муфты через два отверстия 40 диаметром 2 мм в колоколе муфты.

При достижении скорости  $V=18,5$  км/час на маневровом режиме грузы регулятора расходятся и передвигают золотник регулятора 30 настолько, что каналы 32 и 21 перекрыты, и масло идет по каналу 31 поверх поршня 24, удерживая золотник в нижнем положении. Поршень 33 коробки F под действием пружины опускается вниз. Масло из средней полости коробки F протекает в нижнюю полость и по трубопроводу 39 поступает

турбопередачи реверс ставят в центральное положение, запускают двигатель и включают передачу. При этом замечают переключение с трансформатора на первую и вторую муфты.

При переходе с трансформатора на первую и вторую муфты число оборотов двигателя будет несколько снижаться. Если не происходит переключения, то следует проверить, не загустело ли масло в передаче. Если масло не загустело, то нужно проверить золотниковые коробки 37 (фиг. 160), F и L (фиг. 161).



Фиг. 161. Схема гидравлической передачи мотовоза ДГ-14 на 360 л.с.: А—трансформатор; В—первая гидравлическая муфта; С—вторая гидравлическая муфта; D—щелевой фильтр; E—упругая муфта; F—распределительная коробка; L—распределительная коробка; M—регулятор; N—центробежный насос; K—направляющий аппарат; H—насос трансформатора; T—турбина трансформатора; H<sub>1</sub>—насос первой муфты; T<sub>1</sub>—турбина первой муфты; H<sub>2</sub>—насос второй муфты; T<sub>2</sub>—турбина второй муфты; 1, 2—зубчатые колеса повышающей передачи; 3—вал насосов; 4—промежуточный вал; 5, 6—зубчатые колеса трансформатора и первой муфты; 7 и 8—зубчатые колеса второй муфты; 9, 10, 15, 16—зубчатые колеса коробки скоростей; 11, 12—конические зубчатые колеса; 13, 14—зубчатые колеса; 17—колесо центробежного насоса; 18—колесо вихревого насоса; 20—золотник; 19, 21, 22, 23—трубопроводы; 24—поршень; 25—клапан; 26, 27—трубопроводы; 28—сливные трубки трансформатора; 29—грузы регулятора; 30—золотник регулятора; 31, 32—трубопроводы; 33—поршень; 34, 35—трубопроводы; 36—корпус клапана; 37—крышка; 38—мембрана; 39—трубопровод; 40—сливные отверстия муфты; 41—каналы муфты; 42—отверстие клапана; 43—вал реверса; 44—тяговый вал

во вторую муфту; подача масла в первую муфту прекращается. Затем масло через сверление 41 и через отверстие 42 в крышке клапана 37 идет на слив для охлаждения.

Давлением масла в муфте мембрана откидывается к периферии, и масло из муфты по сопловому отверстию в корпусе клапана 36 вытекает в коробку гидропередачи. Муфта освобождается от масла.

Работа на второй муфте происходит так же, как и на первой.

Переход с гидравлических муфт на трансформатор происходит в обратном порядке.

#### Обслуживание турбопередачи

**Подготовка и проверка турбопередачи.** Масло в передачу должно быть залито чистым, профильтрованным. Для проверки работы

После проверки работы турбопередачи необходимо проверить уровень масла и при необходимости долить его. Следует также проверить наличие и достаточность масла в коробке реверса.

Езда на тепловозе. Для трогания тепловоза необходимо: 1) выключить турбопередачу, 2) включить реверс, 3) включить режимную коробку перемены передач, 4) включить турбопередачу, 5) увеличивать число оборотов двигателя от холостых до нормальных.

**Остановка тепловоза.** Выключить турбопередачу, привести в действие тормоза.

**Особо важные случаи.** 1. Реверс переключать только при полностью остановленном тепловозе и выключенной турбопередаче.

2. Если коробка перемены передач установлена на маневровом режиме (мотовоз мощностью 360 л. с.), то на спусках не допускать

Таблица 41

## Неполадки в турбопередачах

Характеристики неполадок	Причины	Устранение
Передача включена, тепловоз не трогается с места	1. Реверс не включён  2. Сильно вспенилось масло	1. Выключить передачу 2. Включить реверс 3. Включить передачу 1. Выключить передачу 2. Снизить число оборотов двигателя до холостых 3. Включить передачу 4. Быстро увеличить число оборотов до нормального 5. Проверить, нет ли подсоса воздуха Долить масла до нормы
Не происходит переключения с трансформатора на муфту	3. В передаче мало масла 1. Загрязнилась золотниковая коробка (фиг. 161) 2. Загрязнился регулятор	Разобрать коробку и промыть Если и после этого не происходит переключения, то нужно разобрать и промыть регулятор
Медленно происходит переключение с первой муфты на вторую, и при этом тепловоз не развивает надлежащей скорости При трогании с места тепловоз пробуксовывает Передача сильно греется	Загрязнились отверстия 40 и 42 (фиг. 161)  Большие числа оборотов двигателя 1. Загрязнены отверстия в муфтах 40 и 42 (фиг. 161) 2. Не отрегулирован регулятор	Открыть люк коробки передачи и проволокой прочистить отверстия 40 и 42  Уменьшить обороты двигателя Снять люк коробки передач и прочистить отверстия 40 и 42. Если и после этого передача греется, то нужно отрегулировать регулятор на переключение скоростей по паспорту

скорости выше 30 км/час (а на поездном режиме — выше 60 км/час); в противном случае турбинное колесо трансформатора может разорваться от центробежной силы.

Наблюдение за турбопередачами в пути сводится к наблюдению за уровнем и за температурой масла.

Нормальная допустимая утечка масла составляет 1 л на 500 км. Для наблюдения за температурой масла в передаче на посту машиниста устанавливается гальванометр, а в коробке передачи — термометр.

При достижении температуры масла  $90 \div 100^\circ$  масло направляют через холодильник. В мотовозе ДГ-14 мощностью 360 л.с. (фиг. 161) масло от коробки L всегда частично уходит на холодильник, поэтому в этом случае наблюдения за температурой не ведут.

Чтобы масло не загрязняло регулятор, один раз в сутки необходимо повернуть рукоятку щелевого фильтра D (фиг. 161).

Смена масла в турбопередаче. Если тепловоз поступил в эксплуатацию с завода или из ремонта, то после 500 км пробега необходимо масло слить, профильтровать и снова залить в передачу.

После первых 2 000 км пробега масло заменить свежим.

После 40 000 км пробега масло сливают, профильтровывают и подвергают лабораторному анализу.

В случае большого вспенивания масла и замедления вследствие этого разгона тепловоза масло должно быть заменено свежим.

Причины неполадок и способы их устранения указаны в табл. 41.

Транспортировка тепловоза с турбопередачами в холодном состоянии. При транспортировке тепловоза в холодном состоянии необходимо реверс ставить в нейтральное положение. При этом турбопередача не будет

вращаться. Если реверс будет включён, то передача будет вращаться без смазки, подшипники и шестерни также не будут смазываться, так как смазка их производится от насоса, приводимого во вращение работающим двигателем.

## МЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА

## Элементы механической передачи и принцип действия

Механическая передача, применяемая в настоящее время на транспорте для самоходного подвижного состава, представляет собой коробку скоростей с несколькими ступенями скоростей, служащую в совокупности с другими механизмами (реверс, муфты ступеней и т. п.) для преобразования и передачи крутящего момента двигателя внутреннего сгорания на движущие оси повозки.

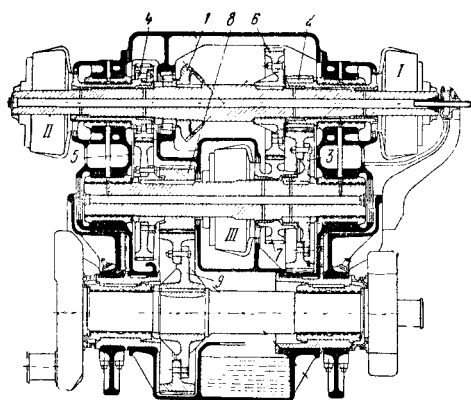
Эксплуатируемые на железных дорогах механические передачи выполнены по схемам, указанным в табл. 42.

Таблица 42

## Принципиальные схемы механических передач

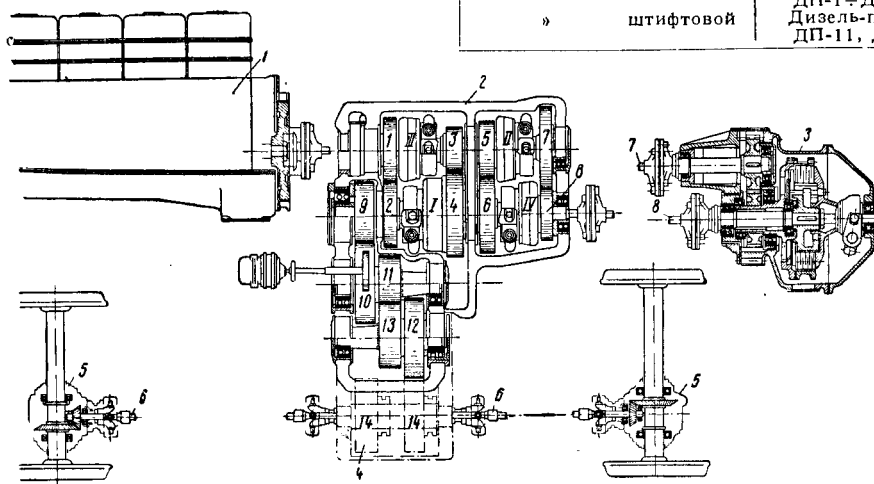
Наименование принципиальной схемы	Пример выполнения
Трёхступенчатая, трёхвальная . . . . .	Тепловоз ЭМХ-3 Фиг. 162
Четырёхступенчатая, четырёхвальная . . . . .	Дизель-поезда ДП-1 ÷ ДП-10 Фиг. 163
Пятиступенчатая, четырёхвальная . . . . .	Дизель-поезда ДП-11, ДП-12 Фиг. 171

Зубчатые колёса современных коробок скоростей находятся в постоянном зацеплении<sup>1</sup>. В результате этого соответствующая часть шестерён коробки при работе свободно



Фиг. 162. Передача тепловоза ЭМХ - 3

вращается вхолостую, не передавая момента. Включение ступеней скорости осуществляется с помощью муфт сцепления, связывающих шестерни данной ступени с их валами.



Фиг. 163. Механическая передача дизельпоездов ДП-1÷ДП-10: 1—двигатель внутреннего сгорания; 2—коробка скоростей с реверсом; 3—главная фрикционная муфта; 4—шестерни реверса; 5—осевой конический привод; 6—главные карданные валы; 7—вал от двигателя к главной муфте

Типы муфт ступеней приведены в табл. 43. Переключение ступеней (управление муфтами) как механической передачи, так и турбопередачи может осуществляться вручную, полуавтоматически и автоматически.

<sup>1</sup> Кроме маломощных мотовозных, использующих автомобильные коробки скоростей.

Таблица 43

Типы муфт, употребляемые для переключения ступеней скорости

Типы муфт	Пример выполнения
Фрикционные дисковые электромагнитные . . . . . Фрикционные дисковые с механическим включением . . . . .	Тепловоз ЭМХ-3  Дизель-поезда ДП-1÷ДП-10 Мотовозы Калужского завода МПС
Кулачковые . . . . .	
Комбинации парных муфт: Фрикционные конические для синхронизации при переключениях и кулачковые для передачи мощности . . . . .	Дизель-поезда ДП-11, ДП-12

Для предотвращения возможности одновременного включения двух и более ступеней в механических передачах применяются блокировочные устройства, указанные в табл. 44.

Таблица 44

Типы блокировочных устройств муфт ступеней

Тип блокирующего устройства	Пример выполнения
Электрический . . . . . Механический рычажный . . . . .	Тепловоз ЭМХ-3 Дизель-поезда ДП-1÷ДП-10 Дизель-поезда ДП-11, ДП-12
» штифтовой	

Механическая передача предусматривает также наличие главной фрикционной муфты для осуществления трогания и разгона.

Главная фрикционная муфта ставится между валом двигателя внутреннего сгорания и приёмным валом коробки передач.

Реверсирование (изменение направления

движения) механических и турбопередач может осуществляться способами, указанными в табл. 45.

Т а б л и ц а 45

## Способы реверсирования механических передач и турбопередач

Способ реверсирования	Пример выполнения
Реверсированием двигателя внутреннего сгорания . . . . .	Тепловоз ЭМХ-3
С помощью конических шестерён . . . . .	Тепловоз ДГ -14
С помощью паразитной цилиндрической шестерни, включаемой для обратного хода . . . . .	Дизель-поезда ДП-1÷ДП-12, ДП-15
Применением двух отдельных двигателей внутреннего сгорания с самостоятельными передачами для прямого и обратного хода . . . . .	Мотовоз Брянского завода

Механический реверс ставится после коробки передач. Реверсивная коробка может быть изготовлена либо за одно целое с коробкой передач, например, у дизель-поездов ДП-11, ДП-12 (фиг. 171), либо отдельно, но тогда она примыкает непосредственно к коробке передач (например у тепловоза ДГ-14, (фиг. 157) или располагается в корпусе осевого привода непосредственно на движущей оси, например, у 2-осной автомотрисы АВ<sup>мх</sup> (фиг. 169).

Передача мощности от ведомого вала коробки передач к движущим осям производится способами, указанными в табл. 46.

Т а б л и ц а 46

## Передача мощности

Способ передачи мощности	Пример выполнения
При помощи отбойного вала и дышлового механизма	Тепловоз ЭМХ-3
При помощи карданного вала и конических приводов на движущих осях . . . . .	Дизель-поезда ДП-1÷ДП-13, ДП-15
При помощи цепной передачи . . . . .	Маломощные мотовозы

## Конструктивные особенности механических передач

Механическая коробка скоростей тепловоза ЭМХ-3 — трёхвальная, трёхступенчатая. Включение отдельных ступеней производится фрикционными электромагнитными муфтами I, II III сухого трения (см. фиг. 162).

Переключение ступеней производится с поста машиниста при помощи специального электрического переключателя (см. табл. 47, 48).

Предельная скорость и предельная сила тяги на отдельных ступенях при 400 об/мин. двигателя:

Ступень	Скорость в км/час	Сила тяги в км
I . . . . .	14,36	15 200
II . . . . .	25,12	11 300
III . . . . .	48,52	5 900

Т а б л и ц а 47

## Включение шестерён коробки скоростей тепловоза ЭМХ-3

Ступень	Муфты			Шестерни									Переда- точное число
	I	II	III	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
I . . . . .	0			0	0	0					0	0	6,923
II . . . . .		0		0			0	0			0	0	3,966
III . . . . .			0	0					0	0	0	0	2,053

П р и м е ч а н и е. Знак «0» обозначает «Включено».

Т а б л и ц а 48

## Характеристика шестерён коробки скоростей тепловоза ЭМХ-3

№ на фиг.	Число зубьев	Модуль	Угол наклона зубьев	Посадка на валу	Примечание
1	Венец большой 48 Венец малый 39	10	10°10'55"	На шпонке	—
2	33	10	12°33'59"	»	—
3	90	10	7°16'53,33"	Свободная	Соединена с муфтой I ступени
4	48	10	7°16'53,33"	На шпонке	—
5	75	10	7°16'53,33"	Свободная	Соединена с муфтой II ступени
6	68	10	7°16'53,33"	На шпонке	—
7	55	10	7°16'53,33"	»	—
8	33	10	4°52'12,3"	Свободная	Связана с муфтой III ступени
9	99	10	4°52'12,3"	На шпонке	—
				»	—

Таблица 49

Включенные шестерни коробки скоростей дизель-поездов ДП-1÷ДП-10

Степень	Муфты				Шестерни										Переда- точное число
	I	II	III	IV	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
I . . . . .	0						0	0			0	0	0	0	5,13
II . . . . .		0							0	0	0	0	0	0	3,19
III . . . . .			0		0	0					0	0	0	0	1,97
IV . . . . .				0									0	0	1,92

Примечание. Знак «0» обозначает «Включено».

Шестерня 9 укреплена на отбойном валу. Сцепные оси и отбойный вал соединены дышловой системой.

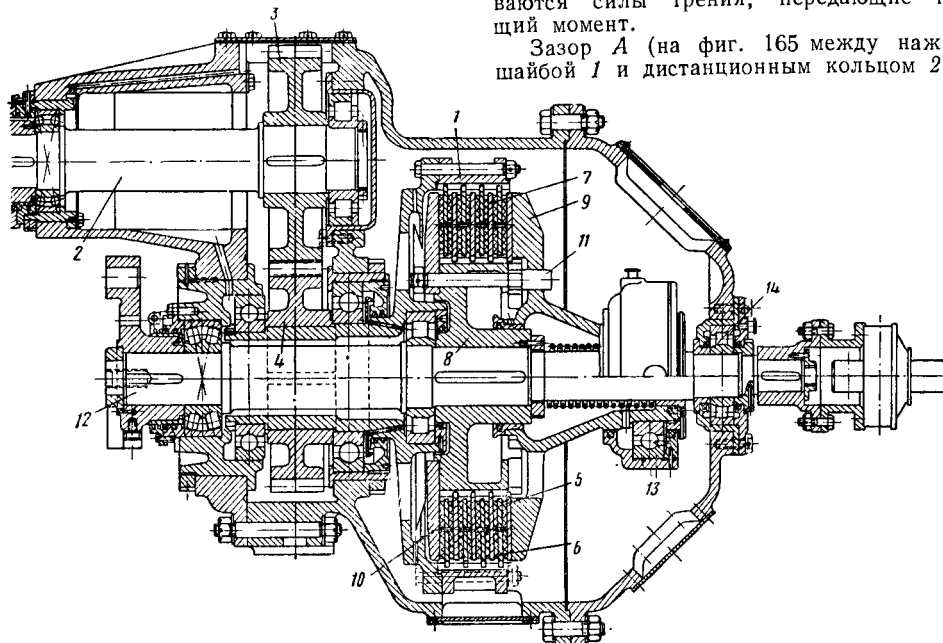
Механическая передача дизель-поездов ДП-1÷ДП-10. Части привода от мотора (см. фиг. 163): 7 — главный карданный вал; 3 — главная муфта; 8 — карданный вал; 2 — коробка скоростей; 4 — реверс; 6 — карданные валы (в обе стороны); 5 — конические приводы осей.

Главная фрикционная муфта (фиг. 164) — сухая, включается с помощью пневматических цилиндров.

На передний диск опирается нажимное кольцо 9, которое вместе с задним упорным диском 10 с помощью болтов 11 скреплено с барабаном 8 и вращается вместе с ним. Барабан 8 насажен на шпонке на вал 12, вращающийся на роликовых подшипниках, расположенных в корпусе муфты.

Включение муфты может быть произведено как электропневматическим способом с любого поста, так и педалью с механическим приводом. Диск 9, перемещающийся в осевом направлении, сжимает диски между дисками 6 и 7, в результате чего развиваются силы трения, передающие крутящий момент.

Зазор А (на фиг. 165 между нажимной шайбой 1 и дистанционным кольцом 2) сле-



Фиг. 164. Главная фрикционная муфта

Барабан муфты 1, имеющий внутри нарезанные шлицевые канавки, приводится от ведущего вала 2 через шестерни 3 и 4 с передаточным отношением, равным единице. Шестерня 4 насажена на полый вал, составляющий одно целое с барабаном 1 и вращающийся в шариковых и роликовом подшипниках. В шлицевые канавки барабана входят зубья четырех дисков 5, на обеих сторонах которых наклепаны фрикционные накладки 6. Между дисками 5 расположены диски 7, которые соединены (внутренними шлицами) с барабаном 8, имеющим наружные шлицы.

дует проверять ежедневно. Этот зазор должен составлять: при выключенной муфте не более 4÷5 мм; при включенной муфте — не менее 11 и не более 33 мм.

Если в первом случае расстояние А будет больше 4÷5 мм, это значит, что муфта не вполне выключилась из-за возможного заедания либо в дисках, либо в пневматическом цилиндре.

Если во втором случае расстояние А будет меньше 11 мм, это значит, что диски, возможно, искривились и их необходимо сменить.

Если расстояние А больше 33 мм, это

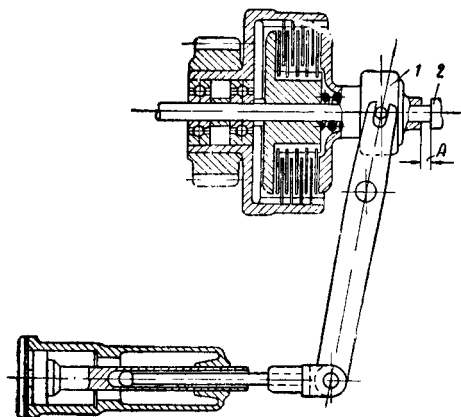


значит, что имеет место сильный износ дисков. Муфта будет проскальзывать.

Толщина новых фрикционных дисков 6 мм, наибольший допустимый износ — 4 мм.

Смазка шестерён главной муфты осуществляется маслом, залитым в кожух привода.

Муфта изолирована от кожуха привода маслозащитным уплотнением (фиг. 164).



Фиг. 165. Разбег включающего механизма между положениями полного включения и полного выключения

Отдельно необходимо смазывать через сальники нажимной подшипник 13 и подшипник главной оси 14 со стороны привода вспомогательных устройств.

Коробка скоростей трёхвагонных дизель-поездов ДП-1 ÷ ДП-10 четырёхвальная, имеет четыре ступени скорости. Включение отдельных ступеней (табл. 50) производится фрикционными муфтами (I, II, III, IV), вращающимися в масле (фиг. 163).

Управление муфтами электропневматическое (аварийное — механическое только для I ступени).

Коробка имеет механическую рычажную блокировку, допускающую одновременное включение только одной муфты ступени, и обеспечивающую расцепление всех муфт в момент перехода с одной на другую ступень (фиг. 166).

Переключение ступеней производится вручную с поста машиниста.

Реверс дизель-поездов ДП-1 ÷ ДП-10. Реверсирование дизель-поезда осуществляется путём включения «паразитной» шестерни (табл. 51).

Таблица 51

Включение шестерни реверса дизель-поездов ДП-1 ÷ ДП-10

Деталь \ Ход	Шестерни					Передаточное число	Положение скользящей шестерни
	10	11	12	13	14		
Прямой . . . . .	0				0	1	Крайнее левое Промежуточное
Выключение . . . . .							
Обратный . . . . .	0	0	0	0	0	1	Крайнее правое

Примечание. Знак «0» обозначает «Включено».

Управление реверсом пневматическое (аварийное — механическое).

Главные карданные валы дизель-поездов ДП-1 ÷ ДП-10. Эти валы передают крутящий момент от коробки скоростей на две крайние ведущие оси тележки. Карданные валы имеют на обоих концах механические шарнирные сочленения. Крайние

Таблица 50

Характеристика шестерён коробки скоростей и реверса трёхвагонных дизель-поездов ДП-1 ÷ ДП-10

№ на фиг.	Число зубьев	Модуль	Характер зубьев	Посадка на валу	Примечание
1	37	8	Нормальные	Свободная	Соединяется с валом муфтой III
2	33	8	»	На шлицах неподвижно	
3	21	8	»	На шпонке	Соединяется с валом муфтой I Соединяется с валом муфтой II
4	49	8	»	Свободная	
5	29	—	Корректированные	»	
6	42	—	»	К фланцу	
7	45	8	Нормальные	На шпонке	Соединяется с валом муфтой I Соединяется с валом муфтой II
8	25	8	»	»	
9	27	10	»	На шлицах неподвижно	
10	33	10	»	На шлицах неподвижно	
11	24	10	»	На шлицах неподвижно	
12	33	10	»	На шлицах неподвижно	
13	24	10	»	На шлицах неподвижно	
14	33	10	»	На шлицах неподвижно	

вилки шарнирных сочленений шлицевым соединением посажены на валы конических приводов осей. Шлицевые соединения защищены от пыли кожаным чехлом. Механические шарнирные соединения состоят из двух взаимно перпендикулярно расположенных пальцевых вилок, прикреплённых к соответствующим концам валов.

Сочленения защищены от пыли кожаными чехлами.

Смазка втулок и пальцев шарнирных сочленений, а также шлицевых соединений производится жиром через сальники.

Конические осевые приводы. Большая коническая шестерня привода крепится призонными болтами к фланцу ведущей оси. Малая шестерня на шпонке насажена на валу, соединённом через шарнирное сочленение с карданным валом. Вал малой шестерни вращается на двух самоустанавливающихся роликовых подшипниках.

Передаточное число конических шестерён привода равно 1,46.

Смазка шестерён и подшипников обеспечивается маслом, налитым в кожух привода.

Уровень масла проверяется мерной рейкой. В кожухе помещается около 8 л масла.

**Механическая передача 2-осной автомотрисы АВ<sup>мх</sup>.** Части привода от мотора к движущей оси: вал от двигателя внутреннего сгорания к коробке скоростей, кулачковая муфта, коробка скоростей, карданный вал, конический реверс, установленный на движущей оси.

Коробка скоростей 2-осной автомотрисы — трёхвальная, четырёхступенчатая (фиг. 167). Включение отдельных ступеней

Таблица 52  
Включение шестерён коробки скоростей

Ступень	Муфты				Шестерни								Передаточное число
	I	II	III	IV	1	2	3	4	5	6	7	8	
I . . . .	0				0	0						0	3,68
II . . . .		0			0	0				0		0	2,26
III . . . .			0		0	0	0	0					1,61
IV . . . .				0									1,0

Примечание. Знак «0» обозначает «Включено».

Таблица 53  
Характеристика шестерён коробки скоростей автомотрисы АВ<sup>мх</sup>

№ на фиг.	Число зубьев	Модуль	Посадка на валу	Примечание
1	25	6	На шпонке	Соединяется с валом муфтой III
2	45	6	»	
3	37	6	Свободная	
4	33	6	На шпонке	Соединяется с валом муфтой II
5	31	6	Свободная	
6	39	6	На шпонке	Соединяется с валом муфтой I
7	23	6	»	
8	47	6	Свободная	

(табл. 52, 53) производится фрикционными муфтами I, II, III, IV, вращающимися в масле.

Управление муфтами пневматическое, обеспечивающее одновременное включение только одной муфты ступеней и разъединение всех муфт в момент перехода с одной на другую ступень (фиг. 168).

Переключение ступеней производится вручную с поста машиниста.

Реверс 2-осной автомотрисы АВ<sup>мх</sup> (фиг. 169) состоит из трёх конических шестерён 1, 2, 3, находящихся в постоянном зацеплении; меньшая шестерня 1 связана с карданным валом; две большие шестерни 2, 3 сидят на подшипниках на общей оси и могут на ней свободно вращаться. Между двумя коническими шестернями на той же оси свободно посажена цилиндрическая шестерня 4, которая может перемещаться с помощью отводки вдоль оси и зубьями входить во впадины зубчатых венцов внутреннего зацепления 6, 7, скреплённых болтами с большими коническими шестернями. С малой цилиндрической шестерней 4 находится в постоянном зацеплении большая шестерня 5, сидящая на шпонке на движущей оси 8 автомотрисы. Кроме двух крайних положений, перемещающаяся цилиндрическая шестерня 4 имеет промежуточное положение, соответствующее выключенному состоянию реверса. В этот момент цилиндрическая шестерня не сцеплена ни с правой 3, ни с левой 2 коническими шестернями. Реверс переключается посредством пневматического привода с поста машиниста.

Передаточное число реверса как для прямого, так и для заднего хода равно 3,375.

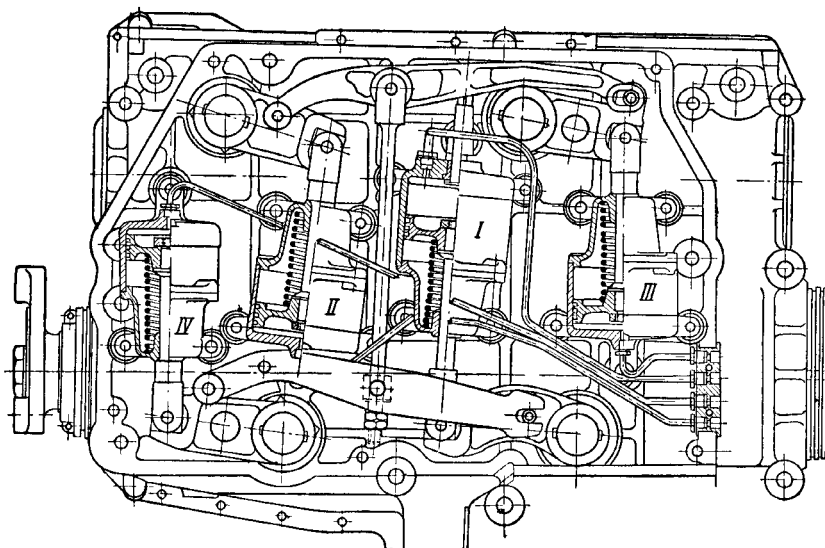
**Механическая передача дизель-поездов ДП-11, ДП-12.** Части привода от двигателя внутреннего сгорания к движущим осям состоят из промежуточного вала с двумя гибкими муфтами и храповым механизмом свободного хода (фиг. 170); коробки скоростей с главной фрикционной муфтой и реверсом, выполненным за одно целое с коробкой (фиг. 171, 172); двух карданных валов от коробки скоростей к обоим движущим осям и двух осевых конических приводов колёсных пар (фиг. 174).

Храповой механизм промежуточного вала автоматически отсоединяет двигатель внутреннего сгорания от коробки скоростей, как только обороты его по какой-либо причине окажутся ниже оборотов ведущего вала коробки.

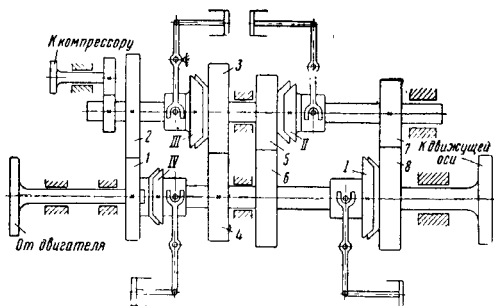
Устройство механизма свободного хода основано на защемлении роликов между ведомой и ведущей орбитами при рабочем относительном направлении их вращения и освобождении роликов в случае, если направление относительного вращения орбит изменится на обратное.

Главная фрикционная муфта (фиг. 171) — пластинчатая, сухого трения, служит для безударного выключения и включения силовой передачи от двигателя до коробки скоростей и включается совместно с последней.

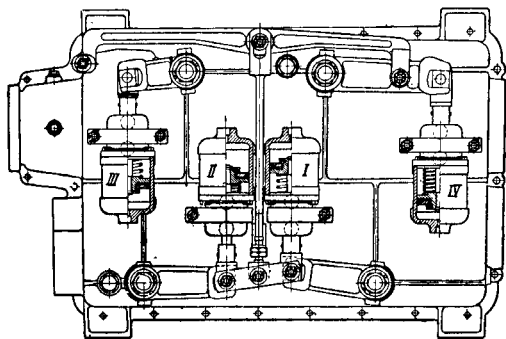
Муфта пристроена непосредственно к коробке скоростей со стороны, противоположной двигателю, и соединена с маховиком двигателя посредством приводного вала K12



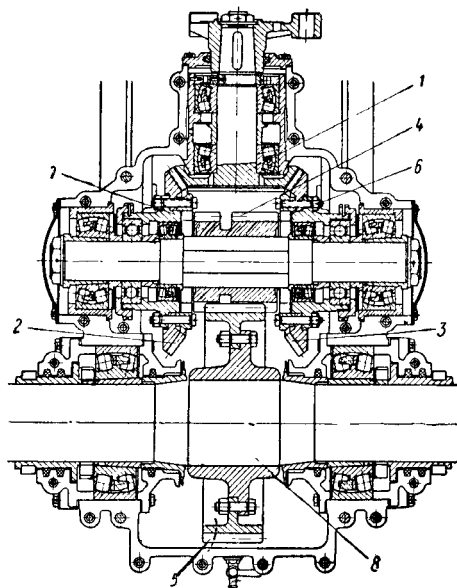
Фиг. 166. Механическая рычажная блокировка включения ступеней скорости



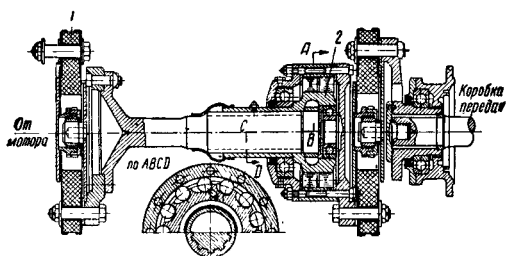
Фиг. 167. Схема коробки скоростей двухосной автомотрисы АВМХ



Фиг. 168. Механическая рычажная блокировка включения ступеней скорости



Фиг. 169. Реверс и осевой конический привод автомотрисы АВМХ

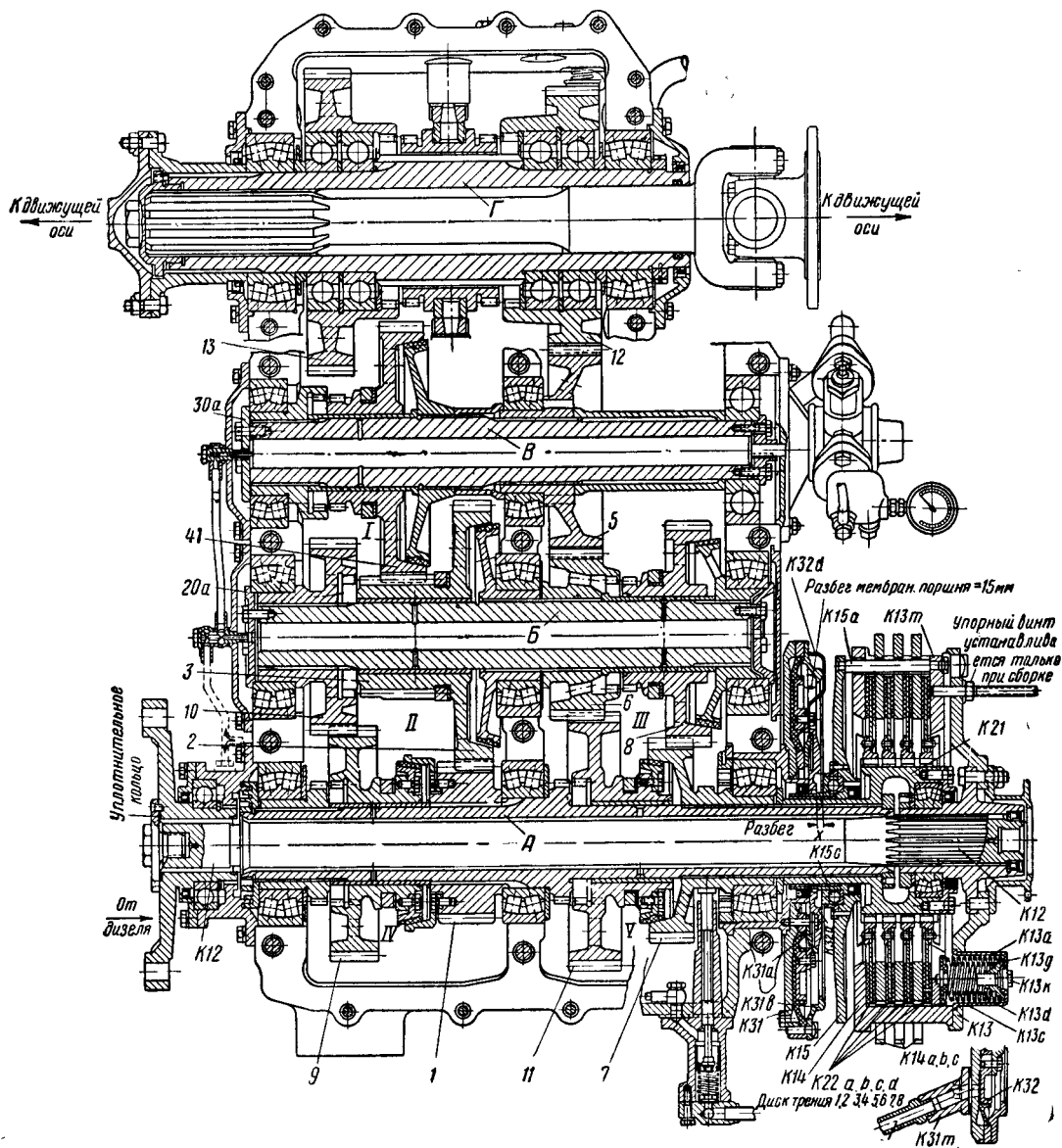


Фиг.170. Промежуточный вал между двигателем и коробкой скоростей дизель-поездов ДП-11 и ДП-12: 1—гибкие муфты; 2—храповой механизм свободного хода

и эластичного промежуточного вала. Включение и выключение муфты производится непосредственно мембранным поршнем при помощи сжатого воздуха. Комплект мембранного поршня *K32* состоит из трёх металлических колец, которые специальной резиной способом вулканизации соединены с мембраной.

Муфта включена, когда пружины муфты *K13a* прижимают пластины друг к другу.

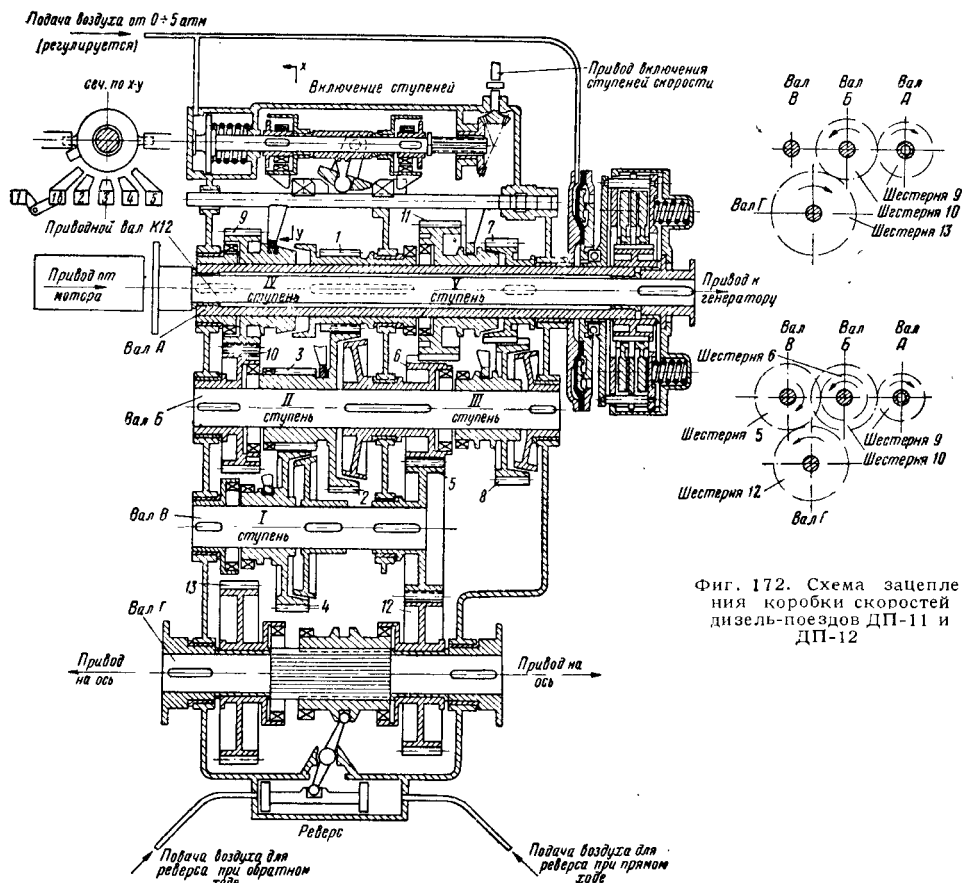
Для выключения муфты подводится сжатый воздух через штуцер *K31m* позади мембранного поршня, который благодаря этому переместится вправо и нажмёт выдвигающимся кольцом *K32n* на упорный подшип-



Фиг. 171. Реверсивная коробка скоростей дизель-поездов ДП-11 и ДП-12

ник *K15c* выдвигающейся тарели *K15*. Болты *K15a* отожмут тарель *K13m* и сожмут пружины *K13a*, благодаря чему пластины освободятся и муфта выключится.

новых накладок 4 мм; допустимый максимальный износ накладок 2 мм. Свободный ход муфты (разбег включающего механизма между положениями полного включения и на-



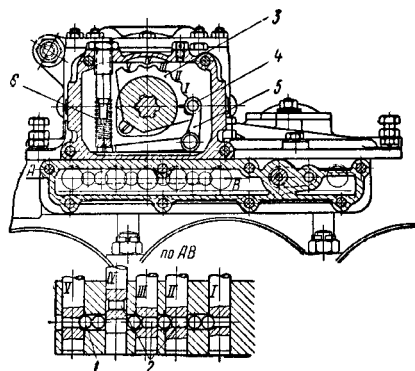
Фиг. 172. Схема зацепления коробки скоростей дизель-поездов ДП-11 и ДП-12

При давлении воздуха около 1,6 ат, соответствующем полному сжатию пружин муфты, мембранный поршень достигает своего крайнего положения, сделав ход, равный 15 мм. В конце хода поршень прижимается к кольцам *K31a* и *K31b*. Благодаря этому резиновая мембрана не перегружается при дальнейшем повышении давления воздуха до 5 ат, которое необходимо для переключения шестерён при переходе с одной скорости на другую.

Для плавного трогания вагона необходимый для включения муфты выпуск воздуха регулируется. При двух или более моторных вагонах все муфты при включении должны срабатывать одновременно. Для этого на колпачках пружин *K13c* предусмотрены установочные винты *K13k*, которыми пружины муфты могут быть соответствующим образом установлены. Но всегда внутри каждой муфты все пружины по возможности должны быть затянуты равномерно, что можно проконтролировать через смотровое отверстие *K13d*.

В эксплуатации необходимо следить за износом фрикционных накладок. Толщина

чалом выключения) при новых фрикционных накладках должен составлять приблизительно



Фиг. 173. Механическая (шарико-штифтовая) блокировка включения ступеней скорости: 1—шарики; 2—штифты; 3—установочный зубчатый сектор, сидящий на включающей штанге; 4—ролик; 5—угловой рычаг; 6—пружина

Таблица 54

## Включение шестерён коробки скоростей и реверса дизель-поездов ДП-11 и ДП-12

Ступень	Ход	Муфты					Шестерни													Передаточное число
		I	II	III	IV	V	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
I	Прямой	0					0	0	0	0	0					0		0	0	4,81
	Обратный	0					0	0	0	0	0	0				0		0	0	2,70
II	Прямой		0				0	0			0	0				0		0	0	1,74
	Обратный		0				0	0			0	0	0	0		0		0	0	1,30
III	Прямой			0							0	0	0	0		0		0	0	1,02
	Обратный			0							0	0	0	0	0	0		0	0	
IV	Прямой				0						0	0			0	0		0	0	
	Обратный				0						0	0			0	0	0	0	0	
V	Прямой					0					0	0				0	0	0	0	
	Обратный					0					0	0				0	0	0	0	

Примечание. Знак «0» обозначает «Включено».

но 8 мм. Минимальный, предельно допустимый свободный ход составляет 1 мм, после чего изношенные накладки необходимо заменять новыми.

Коробка скоростей двухвагонных 8-осных дизель-поездов ДП-11, ДП-12 четырёхвальная, имеет пять ступеней скорости и соединена в одно целое с реверсом. Включение отдельных ступеней производится фрикционно-кулачковыми муфтами I, II, III, IV, V, вращающимися в масле (фиг. 171 и 172).

Включение шестерён коробки скоростей приведено в табл. 54.

С учётом передаточного отношения осевого привода, равного 27:50, достигаются общие передаточные отношения между мотором и осью, так что при диаметре колёс 900 мм и числах оборотов дизеля 1300 и 1400 об/мин. получаются скорости, приведённые в табл. 55.

Характеристика шестерён приведена в табл. 56.

Управление муфтами — электропневматическое.

Коробка имеет шарико-штифтовую блокировку, допускающую одновременное включение только одной муфты ступеней и обеспечивающую расцепление всех муфт в момент перехода с одной ступени на другую (фиг. 173).

Переключение ступеней производится вручную с поста машиниста.

Передача снабжена фрикционными коническими муфтами ступеней малой мощности, служащими только для синхронизации оборотов ведущей и ведомой частей; синхронизация необходима для включения основных кулачковых муфт ступеней, передающих полную мощность.

При переключении ступеней автоматически соблюдается следующая последовательность операций: 1) выключается главная фрикционная муфта; 2) выключается кулачковая муфта работавшей ступени; 3) включается фрикционная муфта ступени, намеченной к включению, благодаря чему достигается синхронизация оборотов ведущей и ведомой частей кулачковой муфты этой ступени; 4) включается кулачковая муфта новой ступени и одновременно расцепляется её фрикционная муфта; 5) включается главная фрикционная муфта.

В эксплуатации необходимо уделять большое внимание смазке зубчатых колёс.

Запас масла передачи составляет около 23 л.

Наивысший допустимый уровень масла — 60 мм ниже линии разъёма частей корпуса.

Наинизший допустимый уровень масла — 80 мм ниже линии разъёма частей корпуса (уровни могут быть определены по маслоуказателю смотровому стеклу).

При нагревом во время эксплуатации масла и скорости вращения двигателя примерно 1000 об/мин. давление масла по манометру

Таблица 55  
Передаточные отношения и скорости

Ступень	Общее передаточное отношение	Скорости в км/час при	
		1300 об/мин.	1400 об/мин.
I	1:8,9	24,7	26,6
II	1:5	44,2	47,5
III	1:3,2	68,5	73,4
IV	1:2,4	91,2	98,8
V	1:1,9	116,5	125,5

Таблица 56  
Характеристика шестерён коробки скоростей и реверса дизель-поездов ДП-11, ДП-12

№ на фиг.	Число зубьев	Муфта	Посадка на валу	Примечание
1	31	6	На шпонке	
2	53	6	Свободно	Соединяется с валом муфтой II
3	23	6	»	Соединяется с валом муфтой II
4	51	6	»	Соединяется с валом муфтой I
5	41	6	На шпонке	
6	33	6	»	»
7	40	6	»	»
8	41	6	Свободно	Соединяется с валом муфтой III
9	46	6	»	Соединяется с валом муфтой IV
10	38	6	На шпонке	
11	51	6	Свободно	Соединяется с валом муфтой V
12	52	6	»	Соединяется с валом муфтой реверса
13	60	6	»	То же

должно составлять: на нулевом ходу (когда работает вспомогательный масляный насос) минимум 0,2 ат, на пятой ступени, когда работает главный масляный насос около 2,5 ат.

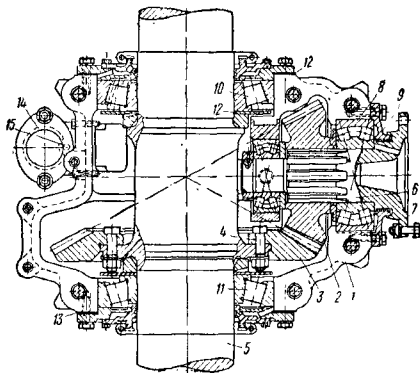
Главные карданные валы двух-вагонных 8-осных дизель-поездов ДП-11, ДП-12 передают крутящий момент от реверсивной коробки скоростей на две крайние ведущие оси тележки. Карданные валы имеют на обоих концах механические шарнирные сочленения, состоящие из двух взаимно перпендикулярно расположенных вилок с цапфами, которые соединены между собой с помощью кольца. В кольце цапфы вращаются на игольчатых подшипниках, смазывающихся через крестовину посредством ниппелей.

При сборке карданного вала необходимо обращать внимание на то, чтобы внутренние вилки лежали в одной плоскости. Правильное положение карданов относительно друг друга отмечено на шлицевой ступице и на шлицевой цапфе вала.

Конические осевые приводы дизель-поездов ДП-11 и ДП-12 передают на обе движущие оси крутящий момент двигателя, преобразованный коробкой скоростей и реверсом (фиг. 174).

Передаточное отношение осевого привода 27 : 50.

Осевой привод состоит в основном из двух частей корпуса 1, из ведущей конической



Фиг. 174. Конический осевой привод дизель-поездов ДП-11 и ДП-12

шестерни 2 и зубчатого венца 3. Последние имеют криволинейные зубья и находятся в постоянном зацеплении друг с другом. Модуль зубьев 6 мм.

Зубчатый венец 3 привёрнут призонными болтами 4 к выточенному на движущей оси 5 фланцу.

Малая ведущая коническая шестерня 2 сидит на шлицах на ведущем валу 6, который фланцем 7 соединён с карданным валом. Ведущий вал уложен в корпусе на двух самоустанавливающихся роликовых подшипниках.

Внешний самоустанавливающийся роликовый подшипник 8, а с ним также и коническая шестерня фиксированы в корпусе от продольного перемещения посредством крышки 9 и воспринимают, кроме радиальных, также

аксиальные усилия. Корпус 1, имеющий разъем посредине, покоится на движущей оси 5, опираясь на два конических роликовых подшипника 10 и 11. Внутренние кольца последних неподвижно сидят на оси. Регулировка безлюфтного, но свободного хода подшипников и необходимого зазора зубчатого зацепления шестерён осуществляется с помощью набора прокладок 12, 13.

Для замера уровня масла у заливного патрубка 14 предусмотрен мерный щуп 15.

### Уход за механической передачей

1. Уход за главной фрикционной муфтой. Правильное обслуживание и внимательное наблюдение являются основным условием безаварийной работы и долгого срока службы муфты.

Особенно тщательно необходимо следить за тем, чтобы фрикционные накладки постоянно были сухими. Для промывки применяют масло или горючее; утюжение воды не допускается.

Регулярно после поездок наощупь проверяется нагрев муфты. Одновременно необходимо проверять ход муфты (разбег включающего механизма между положениями полного включения и полного выключения). Чрезмерное отклонение его от нормального, сопровождающееся иногда перегревом муфты, может свидетельствовать либо о сильном износе фрикционных накладок, либо об искривлении одного или нескольких дисков, либо о засаждении включающего механизма. Неисправность должна быть найдена и устранена. Искривленные диски выправляются и шлифуются.

Необходимо также регулярно открывать продувочные краники для удаления скопившейся влаги из системы пневматического включения муфты, а также проверять плотность соединений и особенно резиновых диафрагм на герметичность.

2. Уход за коробкой скоростей и реверсом. Необходимо следить за правильным уровнем смазки. Заниженный уровень смазки опасен, так как может привести к заеданию и быстрому износу деталей при сухом трении, завышенный — беспечен и ведёт к потере мощности и повышению температуры передачи. Нормальная температура — примерно на 40—70° выше температуры наружного воздуха. Уровень масла должен проверяться ежедневно и по потребности восстанавливаться.

Необходимо следить за давлением масла. При новой передаче фильтры необходимо промывать вначале не реже чем через 500 км пробега и производить полную смену масла через 10 000 км пробега. Дальнейшую смену масла производят лишь при общей переборке всей силовой установки (при смене после каждых 100 000 км пробега). При каждой смене масла необходимо произвести промывку картера, корпусов фильтров и других деталей горячим маслом того же сорта (керосин или другое горючее не применять).

Раз в две недели необходимо тщательно очищать передачу снаружи для осмотра с целью выявления трещин, неплотностей и т. п.,

которые могут возникнуть и при непродолжительной эксплуатации.

Особенное внимание необходимо уделять маслопроводам, винтовым уплотнениям, пробкам и т. п.

3. Необходимо регулярно проверять болты, передающие движущее усилие (болты гибких муфт, карданного сочленения, крепления корпусов передачи, реверса, осевых приводов и т. п.).

4. При транспортировке подвижной единицы с механической передачей в холодном состоянии необходимо предварительно реверс перевести в среднее положение и обращать внимание на соблюдение необходимого уровня масла в коробке передач.

5. При невозможности перевести реверс в нулевое положение (в случае его аварии) следует снять карданные валы или отвернуть болты в соединении с осевыми приводами.

#### Материалы, применяемые в передачах

Детали механических и гидравлических передач изготавливают из материалов, указанных в табл. 57.

Рабочие колёса трансформатора и муфт выполняются из лёгкого сплава типа силумина или бронзы или из стали в том случае, если скорости вращения их превышают допустимые скорости для чугуна.

Рабочей жидкостью для турбопередачи служит масло. Воду не применяют из-за возможности коррозии и сложности защитного устройства подшипников. Масло для турбопередачи при достаточной смазочной способности должно иметь малую вязкость, низкую температуру застывания, высокую температуру вспышки.

В этом масле не должно быть пенообразования при всех температурах.

Таблица 57

#### Материалы для изготовления деталей механических и гидравлических передач

Наименование детали	Материал
Корпус передачи	Чугун (литьё), алюминий
Валы	Ст. 50 (поковки)
Шестерни и венцы зубчатых колёс	Хромо-никель-молибденовая сталь
Втулки зубчатых колёс	Стальное литьё
Насосное колесо трансформатора	Чугун, стальное литьё, бронза
Насосные колёса турбомуфт	Чугун, стальное литьё, бронза
Турбинные колёса турбомуфт	Чугун, стальное литьё, бронза
Турбинное колесо трансформатора	Силумин, стальное литьё, бронза
Направляющий аппарат	Чугун, стальное литьё, бронза

Для характеристики можно указать следующие свойства масла: удельный вес 0,86 при 20°C, вязкость  $E = 1,8$  при 50°C и  $E = 1,25$  при 100°C, температура вспышки 150°, температура застывания до -40°C.

Из существующих масел может быть рекомендовано турбинное Л (ГОСТ 32-47).

Температуру масла в турбопередаче следует держать не выше 100°C, так как при более высокой оно начинает терять смазочные свойства.

Для поддержания температуры в допустимых пределах масло прогоняется насосом через холодильник.

Применяемые в механических и турбопередачах сорта масел и сроки смазки приведены в табл. 58.

Таблица 58

#### Сорта масел и сроки смазки передач

Место смазки	Сорт масла	Срок смазки
Коробка скоростей, реверсивный привод, осевой привод и другие зубчатые приводы	Летом: нигрол автотракторный Л; зимой: нигрол автотракторный З (ГОСТ 542-41)	Пополнять по мере необходимости, смена через 40 000 км пробега
Шлицевые и карданные сочленения	Летом солидол Л; зимой: солидол З (ГОСТ 1033-41)	Пополнять при ежедневном осмотре через 5 000 км пробега
Одиночные подшипники качения, оси рычагов, шарниры тяг и т. п.	Смазка (1-13) УТ-В (ГОСТ 1631-42 г.) или консталин УТ-1 (ГОСТ 1957-43)	Пополнять по мере необходимости (при всех осмотрах)
Включающие цилиндры главной муфты, цилиндры реверса и т. п., где имеются поршни с кожаными манжетами	Смазка 4А (ЖТ) (ТУ МПС от 10/Х 1949 г.) или смазка КВ (ГОСТ 2931-45)	Пополнять по мере необходимости при ревизиях
Прожировка кожаных манжет	Прожировочный состав «40» (ТУ МПС от 10/Х 1949 г.)	Перед постановкой манжет



## ТЕПЛОВОЗНЫЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ

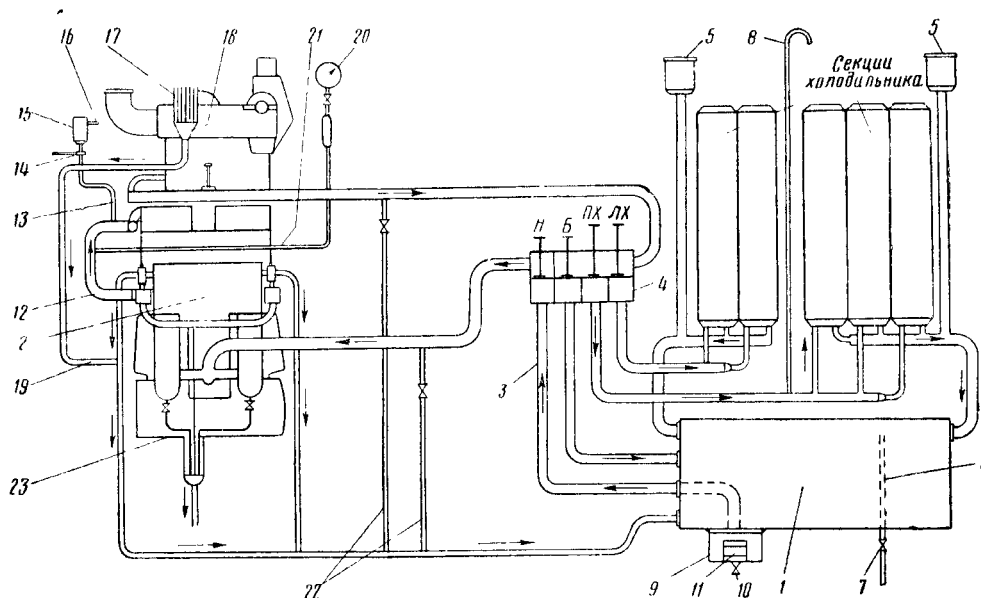
ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ  
ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

На тепловозах применяют принудительную циркуляционную систему водяного охлаждения двигателя. Рабочий объем охлаждающей воды в процессе эксплуатации тепловоза изменяется лишь вследствие незначительных утечек в соединениях трубопровода и за счёт её испарения через атмосферную трубку. Например, тепловозы серии ТЭ1

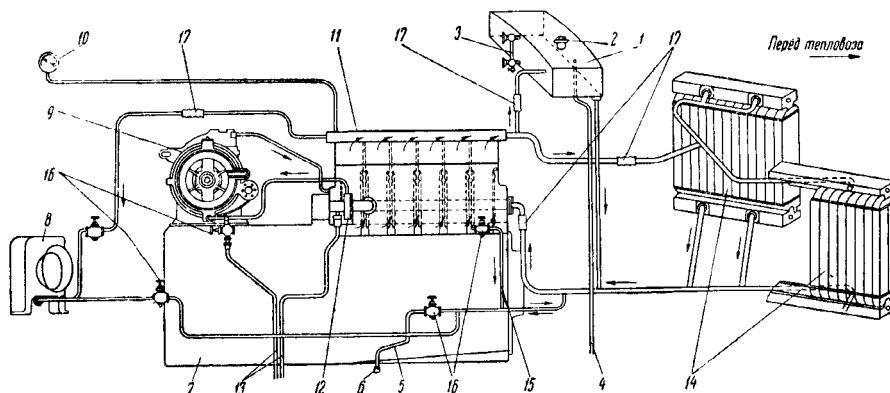
и другие расходуют воды на охлаждение двигателя не более 10 л на 1 000 км поездного пробега (фиг. 175—178).

Система смазки, применяемая на тепловозах, также циркуляционная под давлением и имеет примерно постоянный объем циркулируемого в системе масла (см. фиг. 179—181).

У двигателей мощностью в цилиндре менее 100 л. с. охлаждаются цилиндры рубашки и крышки, у двигателей же мощностью в цилиндре 100 л. с. и выше охлаждаются ещё



Фиг. 175. Схема водяного трубопровода ТЭ1: 1—бак водяной; 2—циркуляционный насос; 3—всасывающая труба; 4—распределительная коробка; 5—воронки; 6—востовая трубка; 7—кран востовой трубки; 8—воздушная трубка; 9—отстойник; 10—спускной кран; 11—приёмная сетка; 12—нагнетательная магистраль; 13—трубка к форсункам; 14—трёхходовой кран; 15—фильтр; 16—трубка к форсункам; 17—трубки от форсунок; 18—воронка; 19—сливная трубка; 20—манометр; 21—манометровая трубка; 22—сливные трубки; 23—сливная трубка



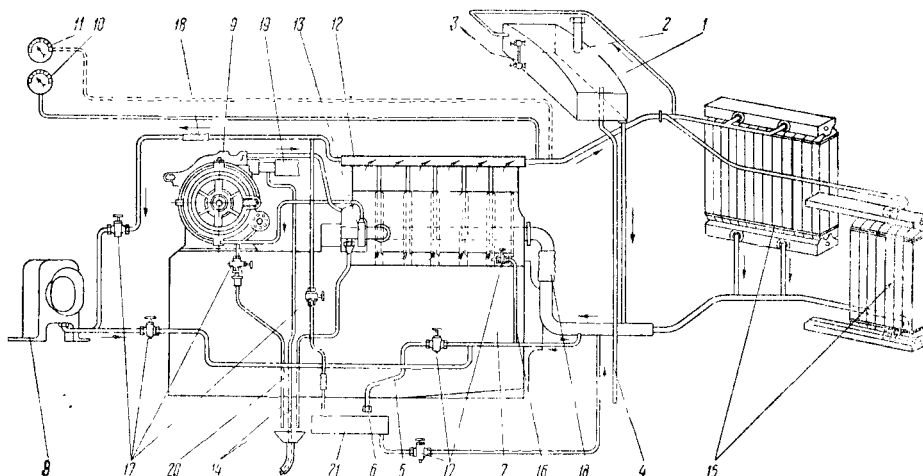
Фиг. 176. Схема водяного трубопровода и холодильника тепловоза ТЭ1: 1—бак для воды; 2—горловина для заливки воды; 3—водомерное стекло; 4—контрольно-вытяжная трубка; 5—заливочно-сливная трубка; 6—головка для присоединения к водопроводу; 7—двигатель; 8—калорифер (в будке машиниста); 9—турбовоздуходувка; 10—азеротермометр (температура воды после двигателя); 11—водяной коллектор; 12—насос (расположен на левой стороне тепловоза); 13—сливные трубки; 14—секции водяных холодильников; 15—сливная трубка из блока; 16—вентили; 17—соединительные шланги

и головки поршней, а на некоторых марках двигателей, кроме того, охлаждаются форсунки и корпуса выпускных клапанов. Головки поршней в одних системах охлаждаются водой, а в других маслом.

Водяное охлаждение головок поршней включается в общую сеть водяного охлаждения двигателя; масляное же охлаждение порш-

По этой схеме масло в охлаждаемую полость головок поршней подается циркуляционным насосом посредством полного шарнирного механизма *A, B, C, D, F*.

Шарнир *A* этого механизма неподвижно расположен на фундаментной раме дизеля, шарнир *C* расположен неподвижно на тронковой части поршня, шарнир *B* при возвратно-

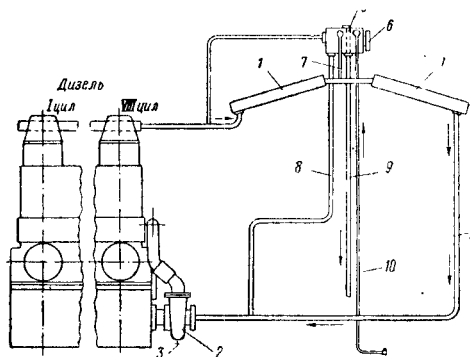


Фиг. 177. Схема водяного трубопровода тепловоза ТЭ 2: 1—бак для воды; 2—горловина для заливки воды; 3—контрольно-вытяжная трубка; 4—заливочно-сливная трубка; 5—головка для присоединения к водопроводу; 6—двигатель; 7—калорифер (в кабине управления); 8—турбовоздуховод; 9—аэротермометр; 10—электротермометр; 11—водяной коллектор; 12—насос; 13—сливные трубы; 14—секции водяного холодильника; 15—сливная труба из блока; 16—клапаны; 17—шланги соединительные (резиновые); 18—выхлопной коллектор дизеля; 19—газовая трубка для прогрева; 20—топливонагреватель (водяной); 21—топливонагреватель (водяной)

ней или включается в систему охлаждения смазки или выделяется в самостоятельное устройство с отдельным насосом и отдельным масляным холодильником.

При охлаждении поршней маслом количество тепла, отводимого от поршней, в 3,5—4 раза больше количества тепла, отводимого смазкой двигателей.

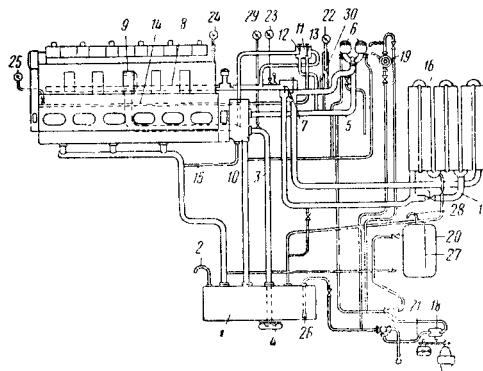
На фиг. 182 показана схема масляного охлаждения головок поршней двигателя серийных тепловозов Э.ЭЛ и тепловоза Э<sup>мх</sup>-3.



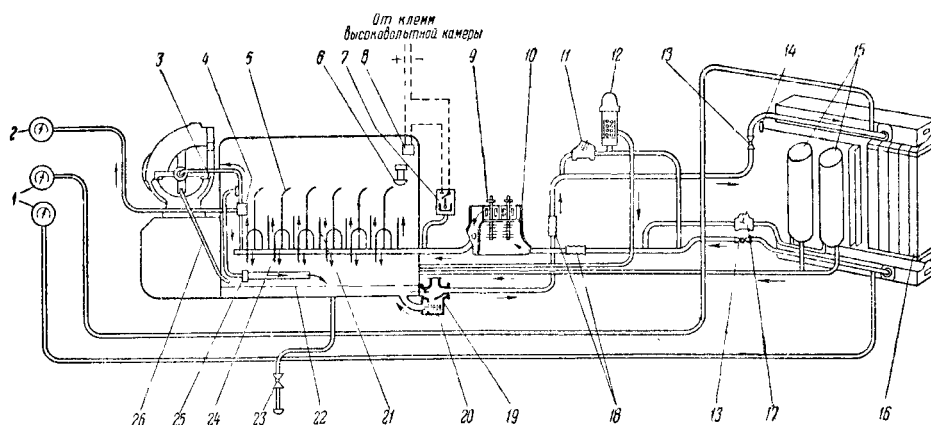
Фиг. 178. Схема водяного охлаждения двигателя тепловоза ДВ: 1—секция холодильника; 2—центробежный водяной насос; 3—спускной кран; 4—всасывающий трубопровод; 5—расширительный бак; 6—водомерное стекло; 7—воздухоотводная трубка; 8—перепускная труба; 9—вспомогательная трубка; 10—труба для набора воды

поступательных движениях поршня совершает качательные движения.

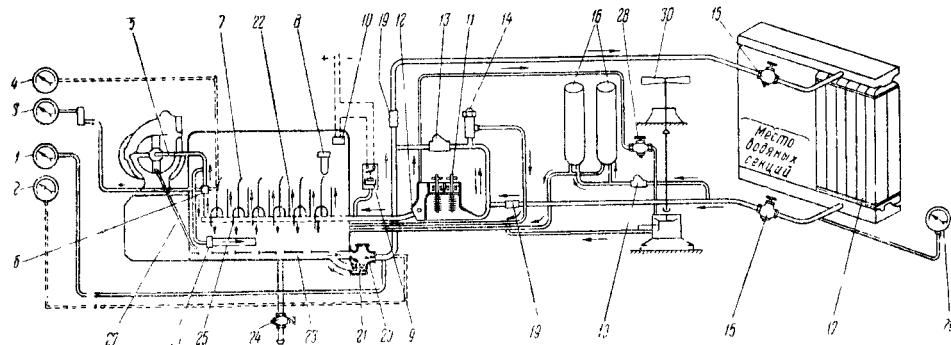
Каждый поршень имеет две такие шарнирные системы: одну *F* для подвода, другую *D* для отвода масла от головки поршня.



Фиг. 179. Схема маслпровода тепловоза Э.ЭЛ: 1—бак; 2—атмосферная трубка; 3—всасывающая трубка; 4—обратный клапан; 5—нагнетательная трубка; 6—фильтр; 7—комбинированный вентиль; 8—магистраль охлаждения поршней; 9—сливная воронка; 10—сливная трубка; 11—коробка клапанов прессовой смазки; 12—предохранительный клапан; 13—редукционный клапан; 14—смазочная магистраль; 15—сливная трубка от циркуляционного насоса; 16—масляные секции холодильника; 17—отвод масла; 18—вспомогательный насос; 19—альвейер; 20—вспомогательный бачок; 21—всасывающая трубка; 22, 23, 24, 25—манометры; 26—обратный клапан; 27—мерник; 28—воздушная трубка; 29—вакуумметр; 30—термометр



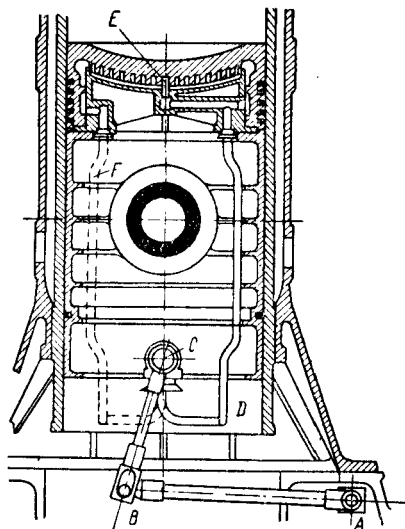
Фиг. 180. Схема масляного трубопровода и холодильника тепловоза ТЭ 1: 1—аэротермометр (температуры масла до и после холодильника); 2—манометр (давление в нагнетательной системе); 3—смазка подшипников турбовоздуходувки; 4—опора распределительного вала; 5—подвод масла к рычагам толкателя, к толкателю, к всасывающим и выпускным рычагам; 6—отверстие для заливки масла; 7—реле давления масла, выключающее подачу топлива при давлении менее 1,8 ат; 8—соленоид у регулятора для остановки двигателя; 9—рукоятка фильтра; 10—фильтр щелевой; 11—вспомогательный байпасный клапан на разность давлений в 1 ат; 12—регулирующий клапан на 2,5 ат; 13—вентиль отключения холодильника; 14—рукоятка управления жалюзи; 15—фильтры; 16—секции масляного холодильника; 17—разгрузочный обратный клапан на 2,5 ат; 18—шланги соединительные; 19—масляный насос; 20—разгрузочный клапан на 5,3 ат; 21—подвод масла к подшипникам распределительного вала; 22—масляный резервуар в раме; 23—вентиль для слива масла; 24—подвод масла к подшипникам коленчатого вала и по шатуну к поршневому пальцу; 25—подвод масла к топливному насосу; 26—слив масла из турбовоздуходувки в раму двигателя



Фиг. 181. Схема масляного трубопровода тепловоза ТЭ 2: 1—аэротермометр, показывающий температуру масла до холодильника; 2—электротермометр, показывающий температуру масла до холодильника; 3—манометр, показывающий давление в нагнетательной магистрали; 4—электроманометр, показывающий давление в нагнетательной магистрали; 5—смазка подшипников турбовоздуходувки; 6—седьмая опора распределительного вала дизеля; 7—подвод масла к рычагам толкателей, к толкателям, к всасывающим и выпускным рычагам; 8—отверстие для заливки масла в картер дизеля; 9—реле давления масла, выключающее подачу топлива при давлении не менее 1,8 ат; 10—соленоид регулятора для остановки двигателя; 11—рукоятка фильтра; 12—фильтр щелевой; 13—вспомогательный байпасный клапан на разность давлений в 1 ат перед и за клапаном; 14—регулирующий клапан на 2,5 ат; 15—вентиль для отключения холодильника; 16—фильтры; 17—секции масляного холодильника; 18—разгрузочный обратный клапан; 19—соединительный шланг (резиновый); 20—масляный шестеренчатый насос; 21—разгрузочный клапан на 5,3 ат; 22—подвод масла к подшипникам распределительного вала; 23—масляный резервуар в раме двигателя; 24—вентиль для слива масла; 25—подвод масла к подшипникам коленчатого вала и по шатуну к поршневому пальцу; 26—подвод масла к подшипнику вала блока топливного насоса; 27—слив масла из турбовоздуходувки в картер двигателя; 28—вентиль, регулирующий подачу масла в редуктор вентилятора; 29—аэротермометр, показывающий температуру масла после холодильника; 30—вентиляторное колесо холодильника

Для лучшего охлаждения внутренняя полость головки поршня имеет ряд кольцевых канавок, по которым масло проходит последовательно от периферии к центру и затем отводится по второй ветви шарнирного механизма в маслосборник.

Недостатком этой системы является быстрая разработка шарниров, в результате чего наблюдается большая утечка масла в картер; утечка нарушает процесс охлаждения



Фиг. 182. Система масляного охлаждения головок поршней тепловозов Э-ЭЛ (серийных) и ЭМХ-3

поршней и вызывает частый ремонт самих шарнирных соединений.

На фиг. 183 показана система водяного охлаждения головок поршней, применяемая на тепловозе Ээл-2.

В этой системе вода в полость головок подводится при помощи телескопических трубок *а*, движущихся поступательно вверх и вниз совместно с поршнем.

Вода от циркуляционного насоса поступает в колпак *М*, затем по телескопической трубке *а* и по трубкам *К* и *Н* поступает в полость головки поршня и отводится по такому же второму телескопическому устройству обратно.

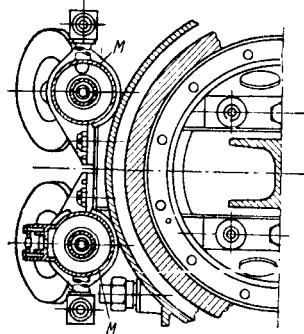
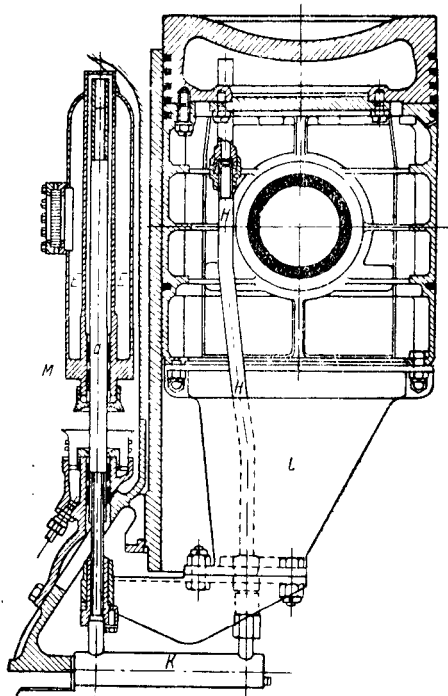
Колпаки *М* служат для смягчения возможных гидравлических ударов при движении жидкости.

Слабым местом этой системы является быстрое расстройство уплотняющих сальников.

На существующих тепловозах температура охлаждающей воды поддерживается в пределах  $65-75^{\circ}$ . Кратковременно температура допускается до  $85-90^{\circ}$ .

Рабочая температура масла двигателя должна поддерживаться в пределах  $40-50^{\circ}$ . Наибольшая температура масла может быть допущена не выше  $75-80^{\circ}$ . При более высоких температурах масло быстро «стареет» и его качество как смазки снижается.

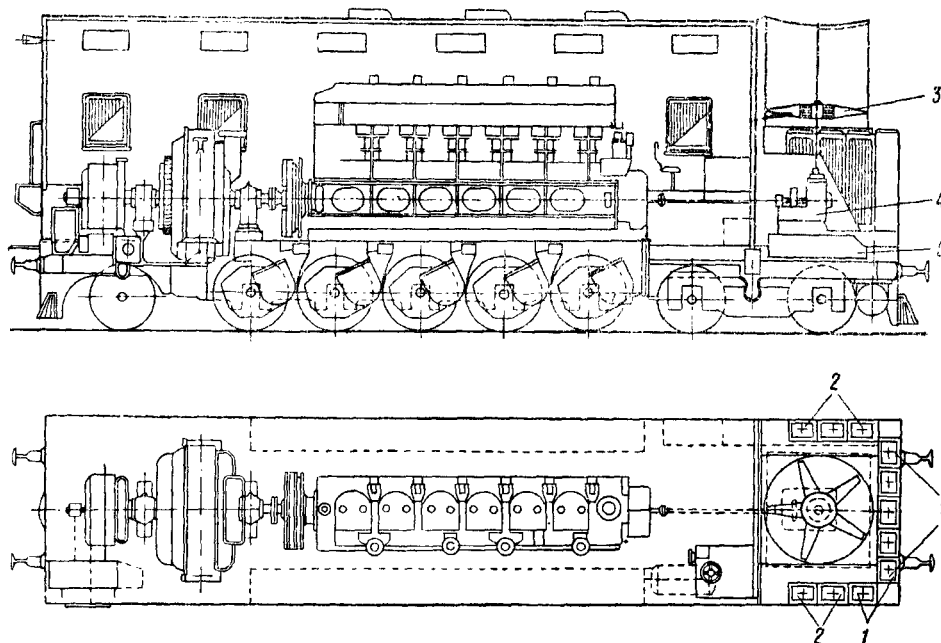
В зависимости от системы охлаждения с охлаждающей водой от двигателя отводится тепла  $550-720$  ккал/э.л. с. час, а со смазкой



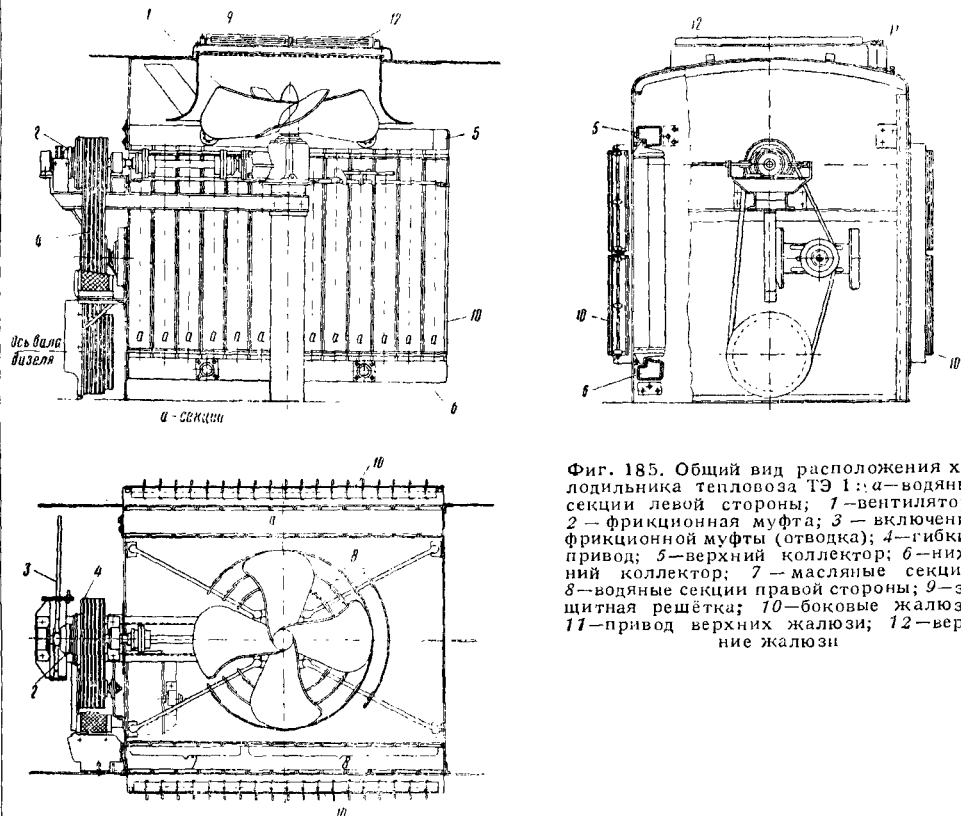
Фиг. 183. Система водяного охлаждения головок поршней тепловоза Ээл-2

при неохлаждаемых поршнях отводится  $50-60$  ккал/э. л. с. час. Охлаждение воды и масла производится посредством атмосферного воздуха, прогоняемого вентилятором через систему специального холодильника (радиатора) по принципу нагнетания или всасывания. Расположение холодильников на тепловозах показано на фиг. 184—190.

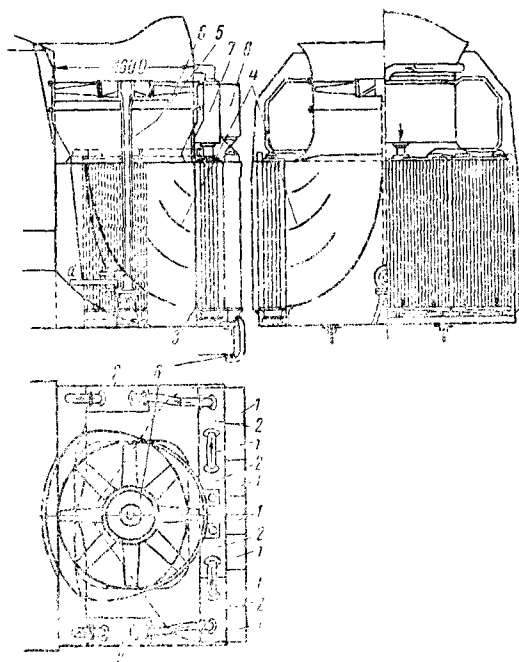
Вентиляторы в тепловозных холодильниках применяются преимущественно осевые типа ЦАГИ и приводятся в действие от вала двигателя при помощи зубчатого или гибкого привода. Встречаются отдельные конструкции с приводом от электромоторов. Включение и выключение вентилятора производится фрикционной муфтой.



Фиг. 184. Расположение холодильника на тепловозе ТЭЛ: 1—секции масляного холодильника; 2—секции водяного холодильника; 3—вентилятор; 4—привод вентилятора; 5—водяной бак



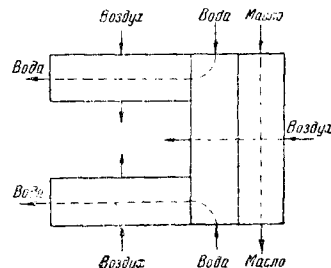
Фиг. 185. Общий вид расположения холодильника тепловоза ТЭЛ: а—водяные секции левой стороны; 1—вентилятор; 2—фрикционная муфта; 3—включение фрикционной муфты (отводка); 4—гибкий привод; 5—верхний коллектор; 6—нижний коллектор; 7—масляные секции; 8—водяные секции правой стороны; 9—защитная решётка; 10—боковые жалюзи; 11—привод верхних жалюзи; 12—верхние жалюзи



Фиг. 186. Расположение секций холодильника тепловоза ЭМХ-3: 1—секции масляного холодильника; 2—секции водяного холодильника; 3—трубки водяного холодильника; 4—направляющие лопатки; 5—вал колеса вентилятора; 6—колесо вентилятора; 7—водяной уравнивательный бак; 8—масляный бак

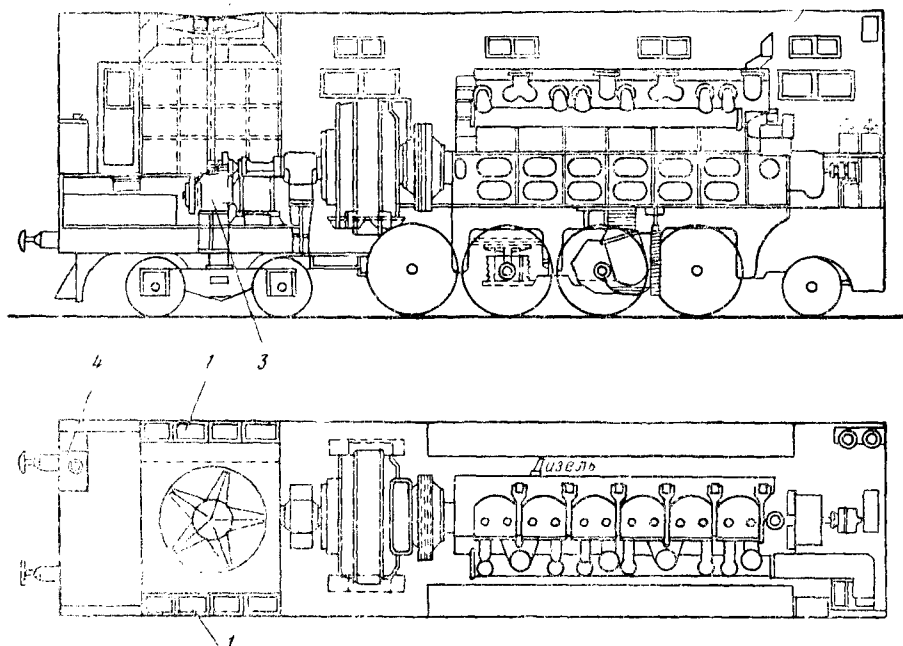
На фиг. 191 показан общий вид привода вентилятора холодильника серийного тепловоза Э-ЭЛ. Горизонтальный вал редуктора этого привода при помощи промежуточного вала 2 и полужесткой муфты 1 соединен с коленчатым валом дизеля.

Включение и выключение вентилятора производится фрикционной муфтой 3 вручную.

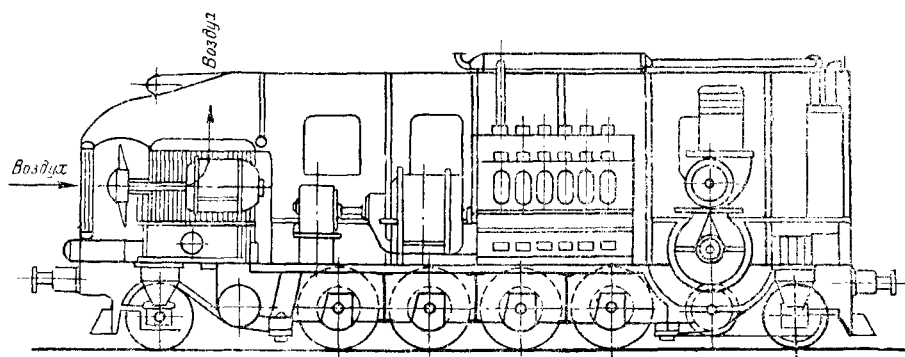


Фиг. 187. Схема потоков воздуха, воды и масла холодильника тепловоза ЭМХ-3

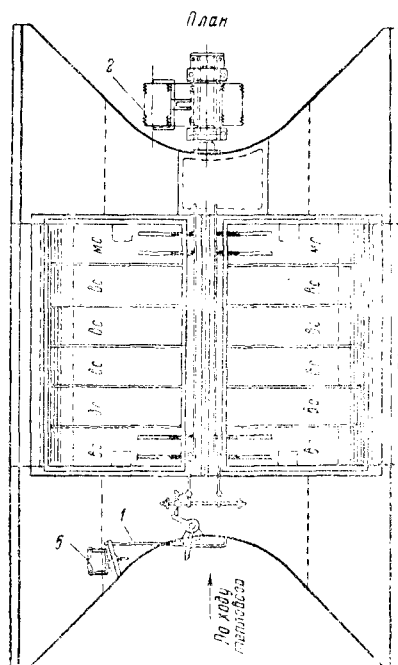
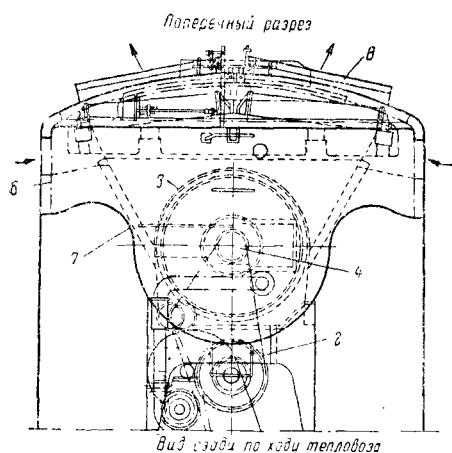
На фиг. 192 показан привод вентилятора холодильника секции сцепленного тепловоза ТЭ 2. Включение и выключение фрикционной муфты на этом тепловозе производится при помощи дистанционного электропневматического привода, управление которым расположено на посту машиниста. При помощи соленоида открывается воздушный клапан, затем происходит включение фрикционной муфты автоматически нажатием штока поршня



Фиг. 188. Расположение холодильника на двоянном тепловозе ВМ: 1 — секции холодильника; 2—вентилятор; 3—привод; 4—контроллер управления



Фиг. 189. Тепловоз ОЖ-6 с горизонтальным расположением оси вентилятора



воздушного цилиндра 6. Ручным приводом пользуются только при регулировке и в аварийных случаях.

На фиг. 193 отдельно показан в разрезе редуктор привода вентилятора холодильника тепловоза ТЭ 2.

Привод вентилятора тепловозов ТЭ 1 серийной постройки приведён на фиг. 185. Включение и выключение вентилятора на этих тепловозах производится вручную при помощи отводки 3.

Вал вентилятора приводится во вращение от вала двигателя при помощи клиновой ременной передачи 4.

Тепловозный холодильник состоит из ряда отдельных секций. Подвод к секциям воды и масла осуществляется от нагнетательного трубопровода или при помощи соединительных патрубков Э-ЭЛ или через общий коллектор ТЭ 1.

Охлаждённая в секциях вода поступает или в промежуточный сборник — водяной бак Э-ЭЛ или непосредственно во всасывающий коллектор циркуляционного водяного насоса.

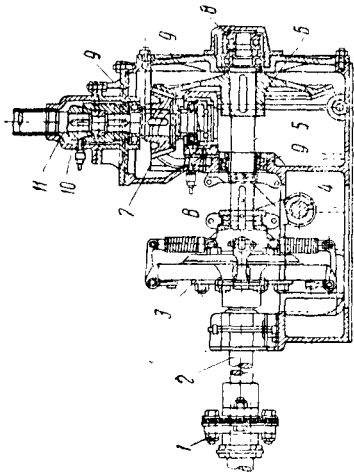
В первом случае циркуляция охлаждающей воды производится по разомкнутой системе. Система циркуляции разрывается в сборном баке Э-ЭЛ (фиг. 175), из которого воду забирает насос.

Во втором случае система циркуляции водяного потока замкнутая, так как в этой системе непрерывность водяного потока не нарушается (ТЭ 1—фиг. 176 и ТЭ 2—фиг. 177).

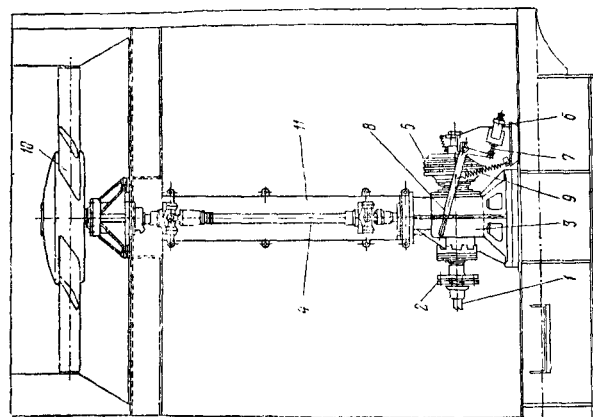
Замкнутая система водяного охлаждения работает под некоторым постоянным напором воды, заключённой в расширительном (компенсационном) бачке (см. фиг. 176 и 177), уровень воды в котором располагается выше цилиндрических крышек двигателя.

Секции в общей системе холодильника располагают преимущественно вертикально. Наклонное и горизонтальное расположение секций

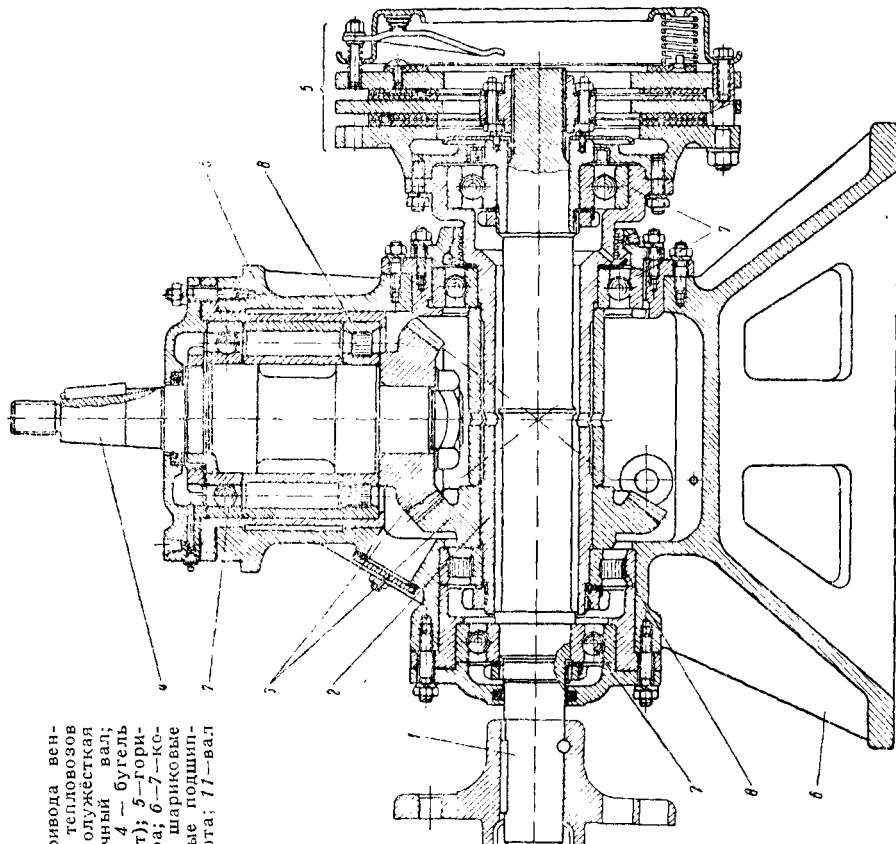
Фиг. 190. Расположение холодильника и привод жалюзи на тепловозе Д<sup>б</sup>: вс — водяные секции; мс — масляные секции; 1 — привод жалюзи; 2 — привод вентилятора; 3 — колесо вентилятора; 4 — вал вентилятора; 5 — воздушный цилиндр привода жалюзи; 6 — боковые всасывающие патрубки; 7 — кожух шахты



Фиг. 191. Общий вид привода вентилятора холодильника тепловозов 9-ЭЛ (серийных): 1 — полужесткая муфта; 2 — промежуточный вал; 3 — фрикционная муфта; 4 — бугель (привод к маховичку снят); 5 — горизонтальный вал редуктора; 6—7 — конические шестерни; 8 — шариковые подшипники; 9 — роликовые подшипники; 10 — кулачковая муфта; 11 — вал вентилятора



Фиг. 192. Привод вентилятора холодильника тепловоза ТЭ2: 1 — промежуточный вал, соединяющий вал редуктора вентилятора с коленчатым валом двигателя; 2 — полужесткая соединительная муфта; 3 — редуктор; 4 — карданный вал; 5 — фрикционная муфта включения вентилятора (тип автомобильный ЗИС 5); 6 — воздушный цилиндр дистанционного электропневматического управления; 7 — шток поршня воздушного цилиндра; 8 — рычаг для ручного включения вентилятора; 9 — пружина; 10 — вентиляторное колесо; 11 — кожух



Фиг. 193. Редуктор привода вентилятора холодильника тепловоза ТЭ2: 1 — вал ведущий; 2 — вал ведомый пустотелый; 3 — коническая шестерня; 4 — вал ведомый вертикальный; 5 — фрикционная муфта; 6 — корпус редуктора; 7 — шариковый подшипник; 8 — роликовый подшипник



встречается чаще на автотормном подвижном составе малой мощности — автотормсах.

Холодильники располагаются на тепловозах преимущественно на боковых стенках на концах кузова, реже по середине кузова (ТЭ 2, ВМ).

В автотормсах встречается также расположение холодильников на крыше кузова. При расположении холодильника в головной части кузова секции размещаются или все по бокам кузова (ТЭ 2, ТЭ 1 и ВМ) или по бокам и на лобовой части (Э-ЭЛ и Эмх-3). При расположении секций на лобовой части кузова, а также на крыше предполагается использование в холодильнике напора воздушного потока, образующегося при движении локомотива. В принудительном потоке, создаваемом работой вентилятора, скорости воздушного потока при входе в секции холодильника обычно достигают 6—10 м/сек.

При движении тепловоза в среде неподвижного воздуха в зависимости от скорости движения  $v_0$  образуются следующие относительные скорости  $v_v$  свободного воздушного потока:

$v_0, \text{км/час}$	10	20	30	40	50	60
$v_v, \text{м/сек}$	2,78	5,56	8,34	11,12	13,9	16,68

### КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Секции водяных холодильников изготавливают из ребристых трубок, секции масляного холодильника — как из ребристых, так и из гладких трубок (фиг. 194, 195 и 196). Трубки в секциях применяют преимущественно медные или латунные, реже стальные.

По форме поперечного сечения трубки применяют эллиптические, круглые и плоские камерного типа.

Толщину стенок трубок выбирают в пределах 0,5—0,65 мм.

Пластины, натягиваемые на трубки для образования рёбер, изготавливают из тонкой (0,1—0,13 мм) меди или латуни (ТЭ 1—фиг. 194 и 198) или из белой жести (0,25 мм) (Э-ЭЛ). Эти пластины бывают или цельные — общие для всего пучка труб в секции (ТЭ 1) или в виде отдельных мелких пластин, натягиваемых на отдельные трубки (Э-ЭЛ—фиг. 194).

Расстояние между отдельными пластинами устанавливают в пределах 2,5—3,5 мм.

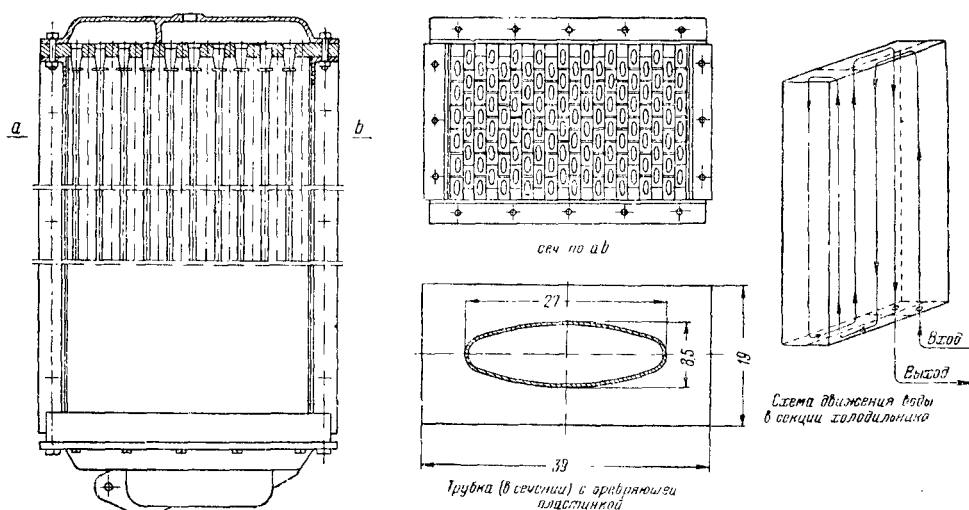
Плотность контакта между наружной поверхностью трубок и пластинами (рёбрами) достигается припайкой пластин к трубкам оловянно-свинцовым припоем при погружении трубок или секций трубок с насаженными пластинами в ванну с расплавленным оловянным припоем. Концы трубок заделывают в общие железные плиты-решётки (верхнюю и нижнюю) и припавляют их оловянистым третником (Э-ЭЛ) или медно-фосфористым +1% серебра припоем (ТЭ 1, ТЭ 2). Лужение секций после их сборки производится припоем Пос. 30. Крышки к решёткам секций на ТЭ 1 и ТЭ 2 припавляются латунью Л-62.

Длину секций между решётками выбирают как по условию размещения их в габарите экипажа, так и для получения конструкций, устойчивых при термических деформациях и при вибрациях. Указанные условия вынуждают в некоторых случаях изготавливать секции по длине составными. На советских тепловозах длина секции равняется 1206 мм (на ТЭ 1 и ТЭ 2) и 1640 мм (на Э-ЭЛ).

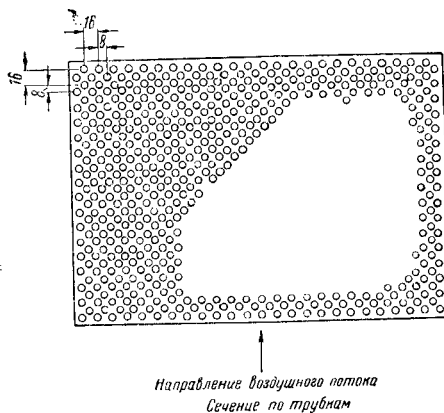
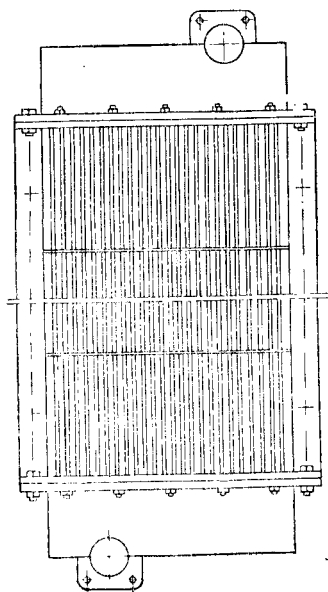
В решётках трубки водяных холодильников размещаются в шахматном порядке, в секциях масляных холодильников встречается как шахматное, так и коридорное расположение трубок (фиг. 194—198).

По концам секции замыкаются металлическими крышками, снабжёнными внутри рёбрами, и укрепляются на плитах болтами (Э-ЭЛ) или припайкой латуни (ТЭ 1 и ТЭ 2).

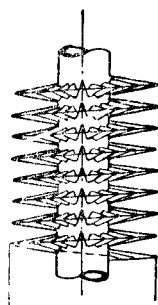
Число рёбер внутри крышек зависит от



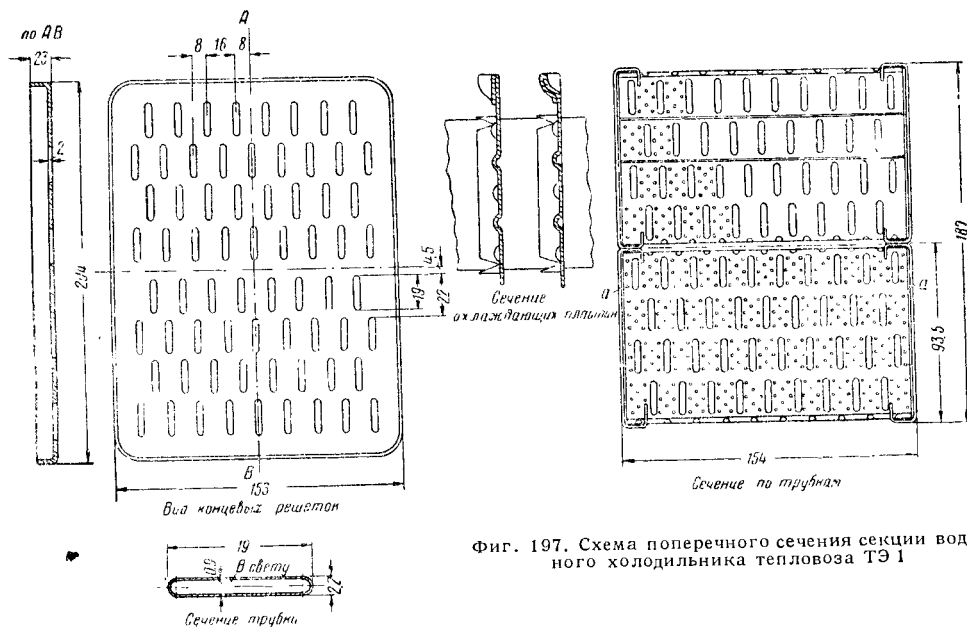
Фиг. 194. Секция водяного холодильника тепловоза Э-ЭЛ с эллиптическими трубками, снабжёнными рёбрами



Фиг. 195. Секция\*масленного холодильника тепловоза Э-ЭЛ с круглыми гладкими трубками



Фиг. 196. Оребрение трубки холодильника Э<sup>мх</sup>-3



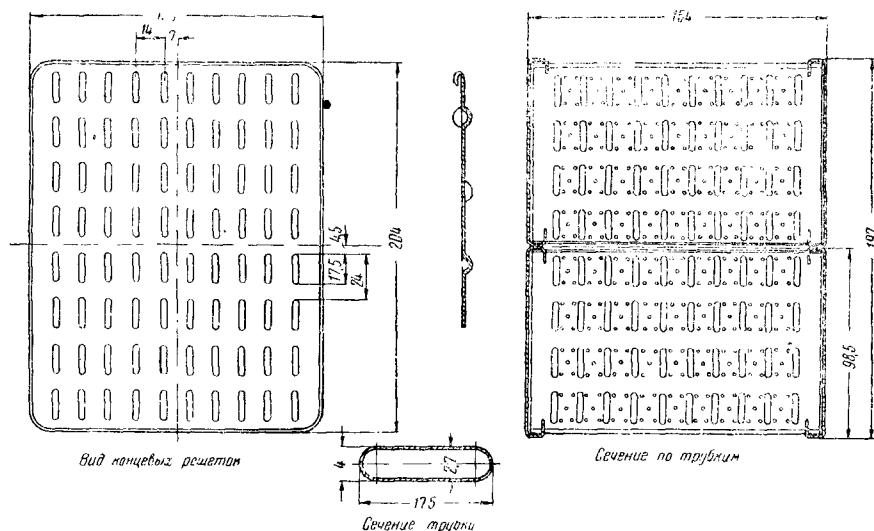
Фиг. 197. Схема поперечного сечения секции водяного холодильника тепловоза ТЭ 1

числа ходов охлаждаемой жидкости в секциях (см. фиг. 194 и 199).

Фланцевые соединения трубопроводов и коллекторов уплотняют прокладками из кар-

тона, встречаются и конусовые соединения без прокладок на притирке.

В табл. 59 и 60 приведены сравнительные характеристики водяных и масляных холодильников советских тепловозов ТЭ 1 и Э-ЭЛ



Фиг. 198. Схема концевых решёток и оребряющих пластинок масляных секций тепловоза ТЭ 1

Таблица 59

Сравнительная характеристика водяных холодильников тепловозов ТЭ 1 и Э-ЭЛ

Элементы характеристики	Единица измерения	Тип тепловоза	
		ТЭ 1	Э-ЭЛ
Наружная поверхность, омываемая воздухом, $H_a$	м <sup>2</sup>	429	410
Внутренняя поверхность, омываемая жидкостью, $H_b$	»	69,6	57,5
Поверхность на единицу мощности дизеля $H_a/H_b$	м <sup>2</sup> /э. л. с.	0,4	0,39
Число секций	—	21	5
Число трубок в секции	—	68	120
Тип трубок	—	Плоские (медь)	Эллиптические (медь)
Расположение трубок в решётке	—	Шахматное	Шахматное
Число рядов трубок по глубине секций	—	8	6
Число ходов потока жидкости в секциях	—	1	6
Внутренние осевые размеры трубок	мм	0,9×17,7	7,5×26
Длина трубок и секций между решётками	»	1 220	1 690
Живое сечение трубок одной секции	м <sup>2</sup>	1 206	1 640
Толщина трубок	мм	0,00107	0,00306
Толщина оребряющих пластин	»	0,65	0,5
Число рядов пластин	—	0,12	0,25
Порядок включения секции	—	422	510
Производительность водиногo насоса (наибольшая)	м <sup>3</sup> /час	Параллельное 80	Параллельное 43,5
Наибольшее число оборотов вентилятора	об/мин.	$n_в = 1\ 240$	$n_в = 1\ 200$
Полная производительность воздушного вентилятора при максимальных оборотах (по тепловому балансу)	м <sup>3</sup> /час	64 000	150 000
Подача воздуха на масляные секции	»	9 500	67 200
Подача воздуха на водяные секции	»	54 500	(оребрённые) 56 800
Живое сечение водяных секций для прохода воздуха	м <sup>2</sup>	2,835	1,65
Диаметр вентиляторного колеса	мм	1 144	1 690
Мощность, потребляемая вентилятором (наибольшая)	л. с.	42	51,3
Мощность, потребляемая циркуляционным насосом	» »	15	—
Коэффициент теплопередачи холодильника при полной мощности дизеля	ккал/м <sup>2</sup> час°С	41,5	51

Таблица 60

Сравнительная характеристика масляных холодильников тепловозов ТЭ 1 и Э-ЭЛ

Элементы характеристики	Единица измерения	ТЭ 1	Э-ЭЛ	
			трубки оребренные	трубки гладкие
Поверхность, омываемая воздухом, $H_M$	$m^2$	95	492	205,2
Поверхность, омываемая жидкостью, $H_M$	»	17,2	69	30,4
Поверхность на единицу мощности двигателя $H_M/H_M$ . . . . .	»	0,096	0,47	0,195
Число секций . . . . .	—	0,0161	0,066	0,029
Число трубок в секции . . . . .	—	5	6	6
Тип трубок . . . . .	—	80	120	823
Расположение трубок в решётке . . . . .	—	Плоские	Эллиптические	Круглые (медь)
Число ходов потока жидкости в секциях . . . . .	—	Коридорное	(медь) Шахматное	Шахматное
Число рядов трубок по глубине секции . . . . .	—	1	1	1
Внутренние осевые размеры трубок . . . . .	мм	8	6	34
Длина трубок и секций между решётками . . . . .	мм	2,7×16,2	7,5×26	$d=7$
Живое сечение трубок одной секции . . . . .	$m^2$	1 220	1 690	1 690
Толщина трубок . . . . .	мм	1 206	1 640	1 640
Толщина рёберных пластин . . . . .	»	0,00336	0,0181	0,0317
Число рядов рёберных пластин . . . . .	—	0,65	0,5	0,5
Живое сечение масляных секций для прохода воздуха . . . . .	$m^2$	0,1	0,25	—
Производительность масляного циркуляционного насоса . . . . .	$m^3/час$	365	540	—
Подача масла на смазку . . . . .	»	(латунь)	(белая жель)	—
Подача масла на охлаждение поршней . . . . .	»	0,55	1,98	1,96
Коэффициент теплопередачи при номинальных режимах двигателя . . . . .	$ккал/м^2 час ^\circ C$	18	23	23
		13—15	5,75	5,75
		—	17,25	17,25
		20,5	15	47,5

В табл. 61 приведены основные данные холодильника одного из первых опытных тепловозов Э<sup>мх</sup>-3.

Таблица 61

Характеристика холодильника тепловоза Э<sup>мх</sup>-3

Элементы характеристики	Единица измерения	Показатели
Поверхность водяного холодильника . . . . .	$m^2$	530
Поверхность масляного холодильника . . . . .	»	200
Наибольшее число оборотов вентилятора . . . . .	об/мин.	1 200
Наибольшая подача воздуха . . . . .	$m^3/час$	110 000
Мощность, потребляемая вентилятором . . . . .	л. с.	68
Коэффициент теплопередачи водяного холодильника при полной производительности . . . . .	$ккал/м^2 час ^\circ C$	46
Коэффициент теплопередачи масляного холодильника . . . . .	$ккал/м^2 час ^\circ C$	39

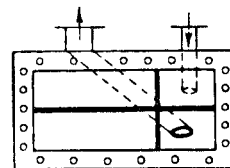
Примечание. Данные при скорости воздуха в секциях 11 м/сек.

На принятом сейчас к серийной постройке сочленённом тепловозе ТЭ 2 установлены секции холодильников той же конструкции, что

и на тепловозах ТЭ 1. Установка холодильника ТЭ 2 отличается от установки холодильника ТЭ 1 лишь формой шахты, конструкцией привода вентилятора и распределением общей поверхности охлаждения между водяным и масляным холодильниками.

Из общего количества секций (26 шт.) на ТЭ 2 двадцать водяных и шесть масляных, а на ТЭ 1 двадцать одна секция у водяного холодильника и пять секций у масляного; на ТЭ 1 диаметр вентиляторного колеса 1144 мм, на ТЭ 2 — 1600 мм.

Наибольшее число оборотов колеса на ТЭ 1 — 1 240 об/мин., на ТЭ 2 — 975 об/мин.



Фиг. 199. Нижняя крышка секции холодильника тепловоза Э-ЭЛ

Расчётная производительность холодильника обеспечивается поддержанием в чистом виде наружных и внутренних поверхностей охлаждения секций, а также поддержанием герметичности шахты холодильника.

Внутренняя поверхность трубок водяных холодильников может загрязняться в случае применения охлаждающей воды, содержащей шлам, соли временной жёсткости, масло.

Поддержание в чистоте внутренних поверхностей водяного холодильника обеспечи-

вается применением в качестве охлаждающей воды конденсата или воды, предварительно обработанной химическим способом.

Химическая обработка воды может производиться путём добавления к ней 100 г хромпика и 50 г соды — углекислого натрия — на 100 л воды.

При попадании масла в водяную систему её следует промывать следующим образом: к свежей воде добавляется 5 кг тройного фосфорнокислого натрия и в таком виде оставляют систему на сутки, затем она промывается и заполняется свежей водой обычным способом.

Тепловозостроительный завод рекомендует производить очистку внутренних полостей секций холодильника следующим способом:

а) секции водяного холодильника вначале промывают чистой водой с подачей воды насосом; затем секции наполняют 50%-ным водным раствором соляной кислоты и выдерживают в течение 15—20 мин., после этого раствор сливают и через секции пропускают 25—30 л 2%-ного горячего раствора кальцинированной соды и в заключение промывают чистой водой;

б) секции масляного холодильника вначале промывают горячей водой температурой 90°, затем в течение 40—60 мин. производится промывка раствором:

Жидкого стекла . . . . .	1%
Кальцинированной соды . . . . .	1%
Мыла . . . . .	1%
Хромпика . . . . .	0,1%

В заключение секции промывают чистой горячей водой в течение 5 мин.

Внутренние поверхности секций масляного холодильника могут загрязняться смолистыми отложениями и всякого рода продуктами разрушения, заносимыми в секции с поверхностей смазываемых деталей и из картера.

В порядке профилактики внутренние поверхности секций водяных и масляных холодильников промывают один раз в год весной перед наступлением летних высоких температур. Промывка производится горячей водой, паром, а в случае большого их загрязнения необходимо промывать керосином и прочищать металлическими иглами и «ершами».

Наружные поверхности секции следует обдувать воздухом и промывать горячей водой при каждом месячном осмотре тепловозов.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВОЗНОГО ХОЛОДИЛЬНИКА

По условию взаимного соответствия характеристик агрегатов системы охлаждения двигателя полная тепловая характеристика охлаждения выражается следующими тремя уравнениями:

$$1) \text{ по теплопередаче холодильника} \quad Q_{w_1} = kH\Delta t \text{ ккал/час}; \quad (1)$$

2) по количеству тепла, отводимого от охлаждаемой жидкости в холодильнике,

$$Q_{w_2} = C_{ж} \gamma_{ж} V_{ж} (\tau_1^{жс} - \tau_2^{жс}) \text{ ккал/час}; \quad (2)$$

3) по количеству тепла, воспринимаемого от холодильника воздухом, прогоняемым при помощи вентилятора,

$$Q_{w_3} = C_p \gamma_0 L (t_{02} - t_{01}) \text{ ккал/час}, \quad (3)$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи холодильника в  $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$ ;

$H$  — поверхность холодильника, омываемая воздухом, в  $\text{м}^2$ ;

$\Delta t$  — средняя разность температур охлаждаемой жидкости и нагреваемого воздуха в  $^\circ\text{C}$  (Фиг. 200);

$L$  — часовая производительность вентилятора в  $\text{м}^3/\text{час}$ ;

$C_p$  — средняя теплоёмкость воздуха при постоянном давлении в  $\text{ккал/кг}^\circ\text{C}$ ;

$\gamma_0$  — средний удельный вес воздуха в  $\text{кг/м}^3$ ;

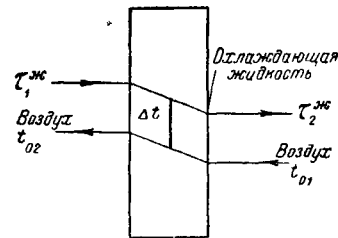
$C_{жс}$  — средняя теплоёмкость охлаждаемой жидкости в  $\text{ккал/кг}^\circ\text{C}$ ;

$V_{жс}$  — количество охлаждаемой жидкости, прошедшей через холодильник, в  $\text{м}^3/\text{час}$ ;

$\gamma_{жс}$  — средний удельный вес охлаждаемой жидкости;

$t_{01}, t_{02}$  — температура воздуха до и после секций холодильника в  $^\circ\text{C}$ ;

$\tau_1^{жс}, \tau_2^{жс}$  — температура охлаждаемой жидкости до и после холодильника в  $^\circ\text{C}$ .



Фиг. 200. Температурная схема теплового холодильника

Для решения приведённых уравнений теплового баланса теплового холодильника при предельных значениях температур воздуха 35—45° и охлаждаемой жидкости 75—80° можно пользоваться приведёнными ниже соотношениями температур охлаждаемых воды, масла и воздуха, полученных при испытаниях ряда советских тепловозов.

Разность температур охлаждающей воды при входе в двигатель и на выходе из двигателя 6—8°.

Разность температур дизельного масла на входе и выходе из системы двигателя 10—12°.

Разность температур воздуха при входе и выходе из водяных секций в зависимости от производительности вентилятора 25—35°.

Разность температур воздуха при входе и выходе из масляных секций 14—18°.

Разность между температурой охлаждающей воды при входе в секции и температурой воздуха за секциями в шахте 5—10°. Разность между температурой охлаждаемого масла и температурой воздуха при выходе из секции 30—32°.

По условию теплового равновесия левые части уравнений (1), (2), (3) должны быть равны между собой, следовательно, должны быть равны между собой и правые части

$$Q_{w_1} = Q_{w_2} = Q_{w_3} = Q_w \text{ ккал/час},$$

поэтому

$$Q_w = kH\Delta t = C_{ж} \gamma_{ж} V_{ж} (\tau_1^{ж} - \tau_2^{ж}) = C_p \gamma_0 L (t_{02} - t_{01})$$

Количество тепла, переходящего от стенок двигателя в охлаждающую воду, определяют из условия поддержания теплового состояния системы дизеля, обеспечивающего от перегрева отдельные детали и нормальное протекание рабочего цикла по его фазам.

Многочисленными испытаниями установлено, что при нормальной работе двигателя с охлаждающей водой отводится тепло в пределах 30—35% от общего его количества, израсходованного по двигателю, т. е.

$$Q_w = (0,30 - 0,35) Q_r \text{ ккал/час}, \quad (4)$$

где  $Q_r$  — общий часовой расход тепла по двигателю.

Наряду с этим при испытаниях тепловозов установлено, что в двигателях без наддува с охлаждающей водой отводится тепла в среднем 680—720 ккал/э. л. с. час, а в двигателях с газотурбинным наддувом 450—560 ккал/э. л. с. час.

Отсюда для установок без наддува

$$Q_w = g_{ox} N_e = 700 N_e \text{ ккал/час}, \quad (5)$$

с наддувом

$$Q_w = g_{ox} N_e = 510 N_e \text{ ккал/час}, \quad (6)$$

где  $g_{ox}$  — количество тепла, отводимого водой на эффективную силу-час;

$N_e$  — максимально допустимая эффективная мощность двигателя с учётом нормальной часовой перегрузки.

При охлаждении дизельной смазки в холодильнике отводится тепла 50—60 ккал/э. л. с. час, т. е. масляный холодильник должен обеспечить отвод от охлаждаемой смазки следующего количества тепла

$$Q_m = g_{ox}^M N_e = 55 N_e \text{ ккал/э. л. с. час}. \quad (7)$$

При охлаждении головок поршней маслом количество тепла, отводимого масляным холодильником, а следовательно, и поверхность его увеличиваются в четыре раза. В этом случае будем иметь:

$$Q'_m = 4Q_m = 220 N_e \text{ ккал/э. л. с. час}. \quad (8)$$

Мощность  $N_e$ , температурные условия и производительность масляного насоса при расчёте холодильника бывают заданы. Подлежащими определению являются:

- 1) поверхность водяного и масляного холодильников  $H \text{ м}^2$ ;
- 2) характеристика водяного циркуляционного насоса  $V_в \text{ м}^3/\text{час}$ ,  $P \text{ кг/м}^2$ ;
- 3) характеристика воздушного вентилятора  $L \text{ м}^3/\text{час}$  и  $h \text{ мм вод. ст.}$

Поверхности холодильников определяют, пользуясь уравнениями (1), (5), (6), (7), (8).

Из уравнения (1) имеем: для водяного холодильника

$$H_в = \frac{Q_w}{\kappa_в \Delta t_в} = \frac{g_{ox} N_e}{\kappa_в \Delta t_в} \text{ м}^2; \quad (1a)$$

для масляного холодильника

$$H_m = \frac{Q_m}{\kappa_m \Delta t_m} = \frac{55 N_e}{\kappa_m \Delta t_m} \text{ м}^2 \quad (1б)$$

или (при охлаждаемых поршнях)

$$H_m = \frac{220 N_e}{\kappa_m \Delta t_m} \text{ м}^2. \quad (1в)$$

Среднюю разность температур жидкости и воздуха  $\Delta t$ , по условию малой разности температур жидкости и воздуха, определяют приближённо из равенства

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_{02} + t_{01}}{2}. \quad (9)$$

После замены в уравнениях (1a), (1б), (1в) значений температур жидкости и воздуха, получающихся за холодильником, величинами из соотношений, приведённых выше, эти уравнения примут следующий вид:

$$H_в = \frac{g_{ox} N_e}{\kappa_в \left( \frac{\tau_1^в - t_{01}^в}{2} + 3 \right)} \text{ м}^2; \quad (1a')$$

$$H_m = \frac{55 N_e}{\kappa_m \left( \frac{\tau_1^m - t_{01}^m}{2} + 7,5 \right)} \text{ м}^2; \quad (1б')$$

$$H_m = \frac{220 N_e}{\kappa_m \left( \frac{\tau_1^m - t_{01}^m}{2} + 7,5 \right)} \text{ м}^2. \quad (1в')$$

Здесь  $\tau_1^в$  — температура воды при входе в холодильник;

$t_{01}^в$  — температура воздуха при входе в полости водяных секций;

$\tau_1^m$  — температура масла при входе в холодильник;

$t_{01}^m$  — температура воздуха при входе в полости масляных секций.

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{f_1}{f_2} + \frac{\delta_m}{\lambda} \frac{f_{1m}}{f_2} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}, \quad (10)$$

где  $\alpha_1$  — коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенкам трубок в  $\text{ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$ ;

$\alpha_2$  — коэффициент теплоотдачи от внешней охлаждающей поверхности к воздуху в  $\text{ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$ ;

$\lambda$  — средний коэффициент теплопроводности металла трубок и рёбер;

$\delta_m$  — средняя ширина ребра в м;

$f_1$  — поверхность трубок со стороны охлаждаемой жидкости в  $\text{м}^2$ ;

$f_2$  — поверхность со стороны воздуха в  $\text{м}^2$ .

Коэффициент теплоотдачи для воды в цилиндрических трубах при турбулентном потоке

$$\alpha_1 = b w^{0,87d}, \quad (11)$$

где  $w$  — скорость жидкости в м/сек;

$d$  — диаметр трубы в м;

$b$  — коэффициент, берётся по табл. 62.

Таблица 62

Значение коэффициента  $b$ 

$t_{cp}$	30	40	50	60	70	80	90	100
$b$	2 572	2 845	3 100	3 350	3 610	3 860	4 100	4 320

Для некруглых трубок, при условии равенства скоростей охлаждаемой жидкости и воздуха, значение диаметра трубки определяют из соотношения эквивалентных сечений, проектной трубки и условной круглой:

$$d_{yc} = \frac{4F}{s}, \quad (12)$$

где  $F$  — площадь сечения трубки в  $m^2$ ;  
 $s$  — периметр трубки в  $m$ .

Для определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  от любой другой жидкости к стенкам трубки, найденную величину  $\alpha_1$  для воды нужно умножить на коэффициент, равный

$$\varphi = \left( \frac{\lambda_0}{\lambda_g} \right)^{0,565} \left[ \left( \frac{\gamma_0}{\gamma_g} \right)^2 \frac{C_0 \mu_0}{C_g \mu_g} \right]^{0,435}, \quad (13)$$

где  $\gamma_0$  — удельный вес воды;

$\gamma_0$  — удельный вес жидкости, для которой отыскивается коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$ ;

$C_g$  — теплоёмкость воды;

$C_0$  — теплоёмкость данной жидкости;

$\frac{\mu_0}{\mu_g}$  — отношение коэффициентов вязкости воды и данной жидкости;

$\frac{\lambda_0}{\lambda_g}$  — отношение коэффициентов теплопроводности данной жидкости и воды<sup>1</sup>.

Коэффициент теплопроводности для воды

$$\lambda_g = 0,4769 (1 - 0,002984 t) \text{ ккал/м час } ^\circ\text{C};$$

для нефтяных масел

$$\lambda_m = 0,293 \left( \frac{\gamma^{2,15} C^{1,55} M^{0,192}}{\mu^{0,12}} \right) \text{ ккал/м час } ^\circ\text{C},$$

где  $\gamma$  — удельный вес масла;

$C$  — теплоёмкость в  $\text{ккал/кг } ^\circ\text{C}$ ;

$M$  — молекулярный вес масла;

$\mu$  — вязкость в сантипуазах.

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воздуху

$$\alpha_2 = 18,85 b_d b x v^{0,56}, \quad (14)$$

где  $v$  — скорость воздуха в самом узком сечении потока;

$b$  — коэффициент, учитывающий температуру стенки трубок (берётся по кривой фиг. 201);

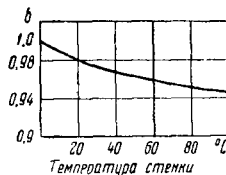
$x$  — коэффициент, учитывающий рядность трубок при шахматном их расположении:

Количество рядов трубок	$x$
2	1,1
3	1,18
4 и более	1,26

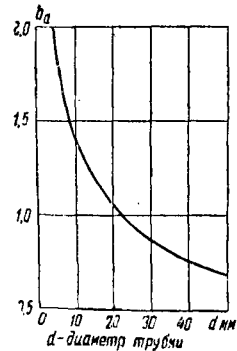
<sup>1</sup> Г. М. К л ю е в и В. С. Ч и р к и н. Краткий курс теплопередачи.

Для коридорного расположения трубок  $x = 1$ .

$b_d$  — коэффициент, учитывающий изменение  $\alpha_2$  при трубках, отличающихся от применяемых, при выводе зависимости — 14 (берётся по кривой фиг. 202).



Фиг. 201. Значения коэффициента  $b$  [формула (14)] в зависимости от температуры стенки



Фиг. 202. Значения коэффициента  $b_d$  [формула (14)] в зависимости от диаметра трубки

Учитывая наличие больших пересчётов и некоторых существенных допущений при определении коэффициента теплопередачи [по формуле (10)], что в некоторых случаях может приводить к ошибкам, рекомендуется при расчётах пользоваться в сходных конструкциях опытными значениями  $k$ , установленными для холодильников советских тепловозов (см. табл. 59 и 60).

Если коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке  $\alpha_1$  больше, чем от внешней стенки к воздуху  $\alpha_2$ , целесообразно развивать внешнюю поверхность охлаждения. Если же коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке меньше, чем от внешней стенки к воздуху, целесообразно увеличивать внутреннюю поверхность трубок.

Если коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке не сильно отличается от коэффициента теплоотдачи от внешней стенки к воздуху, развивать отдельные поверхности нецелесообразно.

Этим объясняется тот факт, что трубки секций водяных холодильников всегда делают ребристыми, а масляные стремятся делать или гладкие или с развитой внутренней поверхностью (в последнем случае сильно увеличивается гидравлическое сопротивление).

Более рациональной будет такая конструкция, при которой не намного отличаются тепловые сопротивления по внешней и внутренней поверхностям трубок, т. е. если имеет место такое соотношение:

$$\frac{1}{\alpha_1 d_1} \approx \frac{1}{\alpha_2 d_2}$$

или

$$\frac{1}{\alpha_1 F_1} \approx \frac{1}{\alpha_2 F_2}.$$

Производительность водяного циркуляционного насоса определяется по формулам (2) и (5):

$$V_s = \frac{Q_L}{C_s \gamma_s \Delta t_s} = \frac{g_{ox} N_e}{C_s \gamma_s (t_{s1} - t_{s2})} \text{ м}^3/\text{час.}$$

Мощность, затрачиваемая на водяной насос, определяется по величине производительности и напора

$$N_K = \frac{\gamma V H}{3600 \cdot 75 \eta_K} \text{ л. с.,}$$

где  $V$  — часовая производительность насоса в  $\text{м}^3/\text{час}$ ;

$\gamma$  — удельный вес воды при рабочей температуре;

$H$  — полный напор, создаваемый насосом, в  $\text{м}$ ;

$\eta_K$  — к. п. д. насоса с учётом потерь в приводе.

К. п. д.  $\eta_K$  берётся применительно к выбранному типу и конструкции насоса. Для центробежного насоса с механическим приводом  $\eta_K$  берётся равным 0,55—0,65.

Потребный напор, который должен быть обеспечен насосом, определяют из подсчёта сопротивлений системы водяного охлаждения по общепринятой методике расчётов водопроводных сетей.

При установках, подобных осуществлённым на тепловозах ТЭ1 и Э-ЭЛ, расчётное давление в сети за насосом перед блоком двигателя может быть принято равным 2,2—2,5 ат.

Тип циркуляционного насоса определяется из условий общего проектирования установки двигателя на тепловозе.

На практике лучше зарекомендовали себя насосы центробежные (ТЭ1). Центробежные насосы получают более компактными, потребляют меньшую мощность, проще в уходе и имеют меньший объём ремонта в сравнении с поршневыми (Э-ЭЛ).

Полная производительность воздушного вентилятора определяется из суммы подач воздуха на водяной и масляный холодильники.

Подача воздуха для охлаждения воды

$$L_s = \frac{g_{ox} N_e}{C_p \gamma_s (t_{02}^s - t_{01}^s)} = \frac{g_{ox} N_e}{0,24 \cdot 30 \cdot \gamma_s} = \frac{g_{ox} N_e}{7,2 \gamma_s} \text{ м}^3/\text{час},$$

где  $\gamma_s$  — удельный вес воздуха; берётся по температуре воздуха за секциями в шахте (по  $t_{02}$ );

30 — разность температур воздуха за и перед холодильником;

0,24 — теплоёмкость воздуха.

Подача воздуха для охлаждения смазки

$$L'_M = \frac{55 N_e}{0,24 \gamma_s 16} = \frac{55 N_e}{3,84 \gamma_s} \text{ м}^3/\text{час},$$

а с учётом охлаждения поршней

$$L''_M = \frac{220 N_e}{3,84 \gamma_s} \text{ м}^3/\text{час}.$$

Полная производительность воздушного вентилятора без охлаждения поршней

$$L_{об} = \frac{N_e (g_{ox} + \frac{55}{3,84})}{\gamma_s} \text{ м}^3/\text{час},$$

с учётом охлаждения поршней

$$L'_{об} = \frac{N_e (g_{ox} + \frac{220}{3,84})}{\gamma_s} \text{ м}^3/\text{час}^\circ\text{С}.$$

Полный напор вентилятора складывается из суммы напоров динамического  $h_d$  и статического  $h_{ст}$

$$h_n = h_d + h_{ст} \text{ мм вод. ст.}$$

Динамический напор

$$h_d = \frac{v^2}{2g} \gamma,$$

где  $v$  — скорость воздуха в  $\text{м}^3/\text{сек}$ ;

$\gamma$  — удельный вес воздуха перед колесом вентилятора (в шахте) в  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$g$  — ускорение силы тяжести ( $9,81 \text{ м}/\text{сек}^2$ ).

Статический напор определяется из суммы сопротивлений, образующихся при проходе воздуха через систему холодильника (секции, шахта)

$$h_{ст} = h_{ст.с} + \sum h_{ст.м} \text{ мм вод. ст.} \quad (16)$$

Здесь  $h_{ст.с}$  — сопротивление трения в каналах секций;

$\sum h_{ст.м}$  — сумма местных сопротивлений.

Потеря напора при ударе потока на входе в шахту

$$h_{ст} = \frac{v^2}{2g} \left( \frac{F}{f} - 1 \right)^2,$$

где  $f$  — живое сечение секции;

$F$  — соответствующее сечение шахты.

Потеря при изменении направления воздушного потока за секциями холодильника

$$h_{ст.м} = \zeta \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ мм вод. ст.},$$

где  $\zeta$  может быть принят равным 1,0.

Сопротивление трения в каналах между трубками секций определяется по Рекнагелю

$$h_{ст.с} = \frac{lv^2}{250 d_0} \left( 0,12 + + 2 \frac{\rho v + \varphi}{v \sqrt{d_0}} \right) \text{ мм вод. ст.}, \quad (17)$$

где  $l$  — длина канала в  $\text{м}$ ;

$v$  — скорость воздуха в самом узком сечении в  $\text{м}/\text{сек}$ ;

$d_0$  — эквивалентный диаметр, равный  $\frac{4F}{v}$  м

$$\left( \text{при прямоугольном канале } d_0 = \frac{2ab}{a+b} \text{ м} \right);$$

$\rho$  — коэффициент шероховатости рёберных пластин ( $\rho$  может быть принят равным 0,018);

$\varphi$  — средний коэффициент вязкости воздуха при атмосферном давлении и средней температуре воздуха, принимаемый равным 0,114.



Затрачиваемая на вентилятор мощность

$$N_в = \frac{Lh_n}{3600 \cdot 75 \eta \cdot \eta_{пр}} = \frac{Lh_n}{3600 \cdot 75 \eta_{общ}} \quad (18)$$

где  $\eta$  — к. п. д. вентилятора;

$\eta_{пр}$  — к. п. д. привода.

При механическом приводе  $\eta_{общ}$  может быть принят равным 0,5—0,6, при электрическом и ременном 0,48—0,55.

Коэффициент запаса для мощности вентиляторной установки определяется по конструктивным особенностям выбранного агрегата.

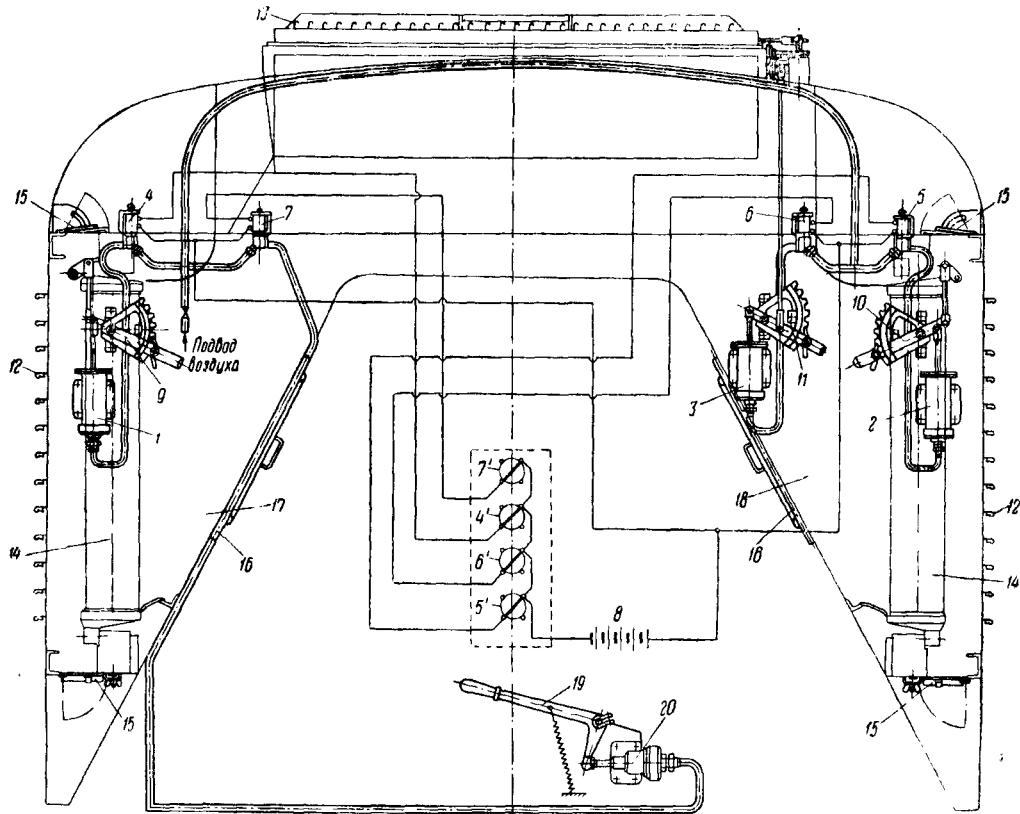
### СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ТЕПЛОВОЗНЫХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Железнодорожный путь, как правило, имеет переменный продольный профиль, наряду с этим поезда, особенно грузовые, отличаются друг от друга как по весу, так и по

общему сопротивлению движению. В силу этих факторов, а также других специфических условий железнодорожного движения тепловоз как локомотив, а следовательно, и все агрегаты силовой его установки работают с переменной мощностью. При этом величина мощности двигателя в зависимости от условий движения может поддерживаться как путём изменения подачи топлива при постоянном числе оборотов, так и путём изменения оборотов при постоянной подаче топлива.

При высоких скоростях движения регулировку мощности производят преимущественно за счёт изменения подачи топлива, так как обороты двигателя поддерживаются на верхних положениях контроллера машиниста.

Поскольку же производительность вентилятора холодильника обусловлена только его оборотами (так как при выполненных конструкциях приводов вентиляторов обороты валов последних и обороты валов двигателей находятся в постоянном отношении), наблюдается разрыв между количеством воздуха, проходящим через холодильник, и количеством



Фиг. 203. Система управления охлаждением двигателя тепловоза ТЭ 2: 1—воздушный цилиндр дистанционного привода правых жалюзи; 2—воздушный цилиндр дистанционного привода левых жалюзи; 3—воздушный цилиндр дистанционного привода верхних жалюзи; 4—электропневматический клапан дистанционного привода правых жалюзи; 5 — электропневматический клапан дистанционного привода левых жалюзи; 6—электропневматический клапан дистанционного привода верхних жалюзи; 7—электропневматический клапан дистанционного привода редуктора вентилятора; 8—аккумуляторная батарея; 9—ручной привод правых жалюзи; 10 — ручной привод левых жалюзи; 11 — ручной привод верхних жалюзи; 12—левые и правые жалюзи; 13 — верхние жалюзи; 14 — секции холодильника; 15—верхние и нижние люки шахты холодильника для вентиляции машинного помещения и обогрева секций холодильника в зимнее время; 16—боковые люки шахты холодильника; 17—левый «карман» шахты холодильника; 18—правый «карман» шахты холодильника; 19—ручной привод вентилятора; 20—воздушный цилиндр дистанционного привода вентилятора; 4', 5', 6', 7' — управление дистанционными приводами жалюзи и вентилятора

тепла, которое требуется отвести от охлаждаемых воды и масла.

Для смягчения указанного недостатка применяются специальные приспособления.

Потребность в таких приспособлениях обуславливается также и наблюдающимися колебаниями температуры наружного воздуха как по времени года, так и по условиям изменения погоды—дождь, снег, ветер.

На тепловозах серии Э-ЭЛ регулировка теплового режима системы водяного охлаждения осуществляется при помощи распределительной коробки 4 (см. фиг. 175), включенной в сеть водяного трубопровода холодильника. Указанная распределительная коробка имеет четыре клапана: *Н* — на камере водяного циркуляционного насоса, *Б* — на трубе водяного бака, *ПХ* — на трубе правых секций холодильника, *ЛХ* — на трубе левых секций холодильника. Комбинируя открытие указанных клапанов, можно направить весь поток горячей воды от дизеля непосредственно в сборный бак *1* или часть в этот бак, а частью через секции холодильника или целиком направить весь поток через холодильник. При помощи тех же клапанов *ПХ* и *ЛХ* в работу может включаться только одна сторона холодильника — правая или левая.

В зимнее время на этих тепловозах для отопления секций холодильника применяют также капоты (типа автомобильных капотов).

Ещё на первом советском мощном тепловозе ШЭЛ для регулировки температур в системе холодильника были применены железные жалюзи (поворотные заслонки). Устройствами такого типа сейчас оборудованы тепловозы ТЭ 2, ТЭ 1 и Дб.

На тепловозах ТЭ 2 и ТЭ 1 жалюзи уста-

новлены как на секциях холодильника (боковые), так и на горловине шахты над колесом вентилятора (верхние) (см. фиг. 185 и 203).

На тепловозах Дб жалюзи 8 установлены над секциями на выходе воздушного потока (см. фиг. 190).

На тепловозах Дб величина открытия жалюзи регулируется автоматически при помощи термостата, установленного на водяном трубопроводе.

На тепловозе ТЭ 2 открытие жалюзи можно регулировать и вручную и при помощи электропневматического привода, управление которым ведётся с поста машиниста (фиг. 203).

Вручную жалюзи можно открывать на любую величину. При помощи дистанционного привода жалюзи можно открывать и прикрывать только на полную величину.

На тепловозах ТЭ 1 для регулировки величины открытия жалюзи имеется только ручной привод.

Как на тепловозах ТЭ 2, так и на тепловозах ТЭ 1 для управления верхними и боковыми жалюзи, имеются отдельные приводы. Кроме жалюзи на этих тепловозах, как и на Э-ЭЛ, в зимнее время применяют отопляющие капоты.

На всех указанных тепловозах жалюзи являются общими как для секций водяного, так и для секций масляного холодильника. Между тем опыт показывает, что интенсивность как повышения, так и понижения температуры воды сильно отличается от интенсивности понижения и повышения температуры масла.

Температура в масляных секциях изменяется медленнее, чем в водяных. Это обстоятельство требует применения отдельного управления жалюзи масляных и водяных секций.

#### ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Анохин В. И. Устройство автомобилей. Машгиз, М., 1951.
2. Глаголев Н. М. Тепловозы, Трансжелдориздат, М., 1948.
3. Гуревич А. Н. и Попов Г. В. Результаты испытаний тепловоза серии Дб, ЦНИИ, Трансжелдориздат, М., 1949.
4. Курбатов С. И., Богоявленский В. Н. Электрическая передача тепловозов. ОНТИ, М.—Л., 1937.
5. Нарских И. И., Пойдо А. А. Изготовление взаимозаменяемых вкладышей подшипников коленчатого вала дизеля тепловоза Дб. Труды ЦНИИ, Трансжелдориздат, М., 1948.
6. Пойдо А. А. и Рудая О. И. Тепловозы. Трансжелдориздат, М., 1949.
7. Семичастнов И. Ф. Турбопередачи тепловозов. Машгиз, М., 1948.
8. Степанов А. Д. Тепловозы и автомотрисы с электрической передачей. Госэнергоиздат, М.—Л., 1945.
9. Тепловоз ТЭ 1, редакционно-издательский отдел МТрМ. М., 1950.
10. Хлебников Г. К. Мотовозы, конструкция и эксплуатация (Труды ЦНИИ, вып. 48). Трансжелдориздат, М., 1939.
11. Хохлов Т. Н. и Платонов Е. В. Паспорт тепловоза серии ТЭ 1, Труды ЦНИИ, вып. 34, Трансжелдориздат, М., 1949.
12. Шафрановский С. А. и др. Тепловозы, Трансжелдориздат, М., 1950.
13. Шелест А. Н. и др. Тепловозы. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 13, Машгиз, М., 1949.
14. Шишкин К. А., Гуревич А. Н., Степанов А. Д., Платонов Е. В. Советские тепловозы. Машгиз, М., 1951.

# ВАГОНЫ



## КЛАССИФИКАЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ВАГОНОВ

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

#### КЛАССИФИКАЦИЯ ВАГОНОВ

Вагон, представляющий собой единицу подвижного состава, предназначен для перевозки пассажиров или грузов по рельсовым путям.

Парк вагонов железных дорог Союза ССР по своему назначению разделяется на две группы:

- 1) грузовые вагоны,
- 2) пассажирские вагоны.

К основным типам вагонов грузового парка относят крытые вагоны, полувагоны, платформы, цистерны, изотермические и вагоны специального назначения.

К пассажирскому парку относят вагоны для перевозки пассажиров, почтовые, багажные, вагоны-рестораны и вагоны специального назначения.

В зависимости от количества колёсных пар вагоны делятся на двухосные, трёхосные, четырёхосные, шестиосные и многоосные.

Двух- и трёхосные вагоны имеют колёсные пары, установленные независимо одна от другой. При большем количестве колёсных пар вагоны проектируются с отдельными поворотными тележками, в которых две или три колёсные пары связаны между собой.

#### Вагоны грузовые

Четырёхосные грузовые вагоны в отличие от двухосных в эксплуатации часто называют большегрузными.

**Крытые вагоны.** К крытым вагонам грузового парка относятся:

1. Вагоны, имеющие полностью закрытый кузов, который позволяет перевозить грузы, требующие защиты от атмосферных осадков, например, зерно, промышленные изделия и т.д.; крытый вагон является наиболее универсальным типом, так как допускает перевозку весьма широкой номенклатуры грузов, кроме грузов особо длинномерных и сосредоточенных; крытые вагоны имеют грузоподъемность 16,5—18,0 и 20 т при двух осях и 50 т при четырёх осях.

2. Вагоны для перевозки скота; кузова таких вагонов обычно делают решётчаты-

ми, а для перевозки мелких животных и птиц — многоярусными.

3. Вагоны для перевозки легковоспламеняющихся грузов.

**Открытые вагоны.** К открытым грузовым вагонам относятся:

1. Саморазгружающиеся полувагоны служат в основном для перевозки навалом массовых сыпучих грузов (каменный уголь, кокс, руда и т.д.), а также лесных и прокатных материалов и прочих грузов, допускаемых к перевозке в открытом подвижном составе. В соответствии со своим назначением основной тип саморазгружающегося полувагона имеет открытый сверху кузов, оборудованный люками с опускающимися крышками, которые в закрытом положении образуют пол, двумя двухстворчатыми дверями, образующими торцевые стенки, и такими же дверями, но меньшей ширины, в продольных стенках кузова<sup>1</sup>. Кроме этого, полувагоны оборудованы скобами для лесных стоек и увязочными кольцами. Погрузка в такие вагоны производится сверху или через двери.

Разгружаются полувагоны через люки в полу, через лобовые и боковые двери кузова или с помощью специальных вагоноопрокидывателей.

Полувагон является у нас основным типом угольно-рудного четырёхосного вагона. Грузоподъемность общесетевых четырёхосных полувагонов составляет 60 т. В парке вагонов имеется небольшое количество полувагонов грузоподъемностью 57 и 58 т.

2. Платформы двухосные и четырёхосные предназначены для перевозки лесоматериалов, металла в слитках и проката, автомобилей, тракторов, сельхозмашин, контейнеров и т.п., а также сыпучих грузов — угля, руды и т.д.

Платформы имеют пол, продольные и торцевые откидные борта. Кроме этого, платформы оборудованы скобами для лесных стоек и увязочными кольцами.

Двухосные платформы имеют грузоподъемность 16,5—18,0 и 20 т, а четырёхосные — 50 и 60 т.

<sup>1</sup> Часть полувагонов дверей в продольных стенках кузова не имеет.

3. Саморазгружающиеся полувагоны-хопперы, двухосные и четырёхосные служат для перевозки каменного угля, руды, флюсов и других грузов, не требующих защиты от атмосферных осадков. Форма кузова хоппера в продольном сечении напоминает воронку. Дно его — седлообразное с двумя продольными бункерами. Боковые, вертикальные и торцевые наклонные стенки — глухие. Разгрузка такого полувагона производится через люки бункеров на обе стороны от рельсов.

Хопперы имеют грузоподъёмность 25 и 50 т. Четырёхосные хопперы проектировались и строились грузоподъёмностью 60 т, которая в эксплуатации была снижена до 50 т.

Хоппер как общесетевой тип вагона сравнительно с обычным полувагоном оказался в эксплуатации менее эффективным, поэтому постройка их в 1935 г. прекращена.

4. Транспортёры шести- и многоосные предназначены для перевозки громоздких и тяжёлых грузов. Транспортёры строятся двух видов — с полом, расположенным на одном уровне (как у обычных платформ), и с полом, опущенным в средней части; последние имеют большее распространение.

**Цистерны.** Цистерны служат для перевозки жидких наливных грузов.

По роду перевозимых грузов различают цистерны нефте-керосиновые, бензиновые, битумные, кислотные, спиртовые и др. Распространённые типы двухосных цистерн имеют грузоподъёмность 15 и 25 т, четырёхосных — 50 т.

В цистернах железных дорог СССР в отличие от остальных типов вагонов количество груза определяют не взвешиванием, а по замеру и подсчёту при помощи специальных таблиц калибровки.

В зависимости от размера и конструкции котлов цистерны подразделяют на 360 разных типов. Номера калибровочных типов цистерн ставят на днищах их котлов. Каждому типу цистерны соответствует своя весовая таблица калибровки, составленная для воды.

Замерно-калибровочный способ определения веса наливного груза был впервые введён на железных дорогах СССР. Такой способ обеспечивает ускорение оборота цистерн и удешевляет перевозку.

**Изотермические вагоны.** В изотермических вагонах перевозят скоропортящиеся грузы — мясо, рыбу, молоко, фрукты и т. п.

В соответствии со своим назначением они оборудованы тепловой изоляцией, вентиляцией, а также источниками холода или тепла, поддерживающими внутри вагона необходимую температуру, предотвращающую порчу перевозимого груза.

### Пассажирские вагоны

Вагоны пассажирского парка различают в зависимости от их назначения.

Соответственно с назначением пассажирские вагоны делят на вагоны пригородного и дальнего сообщения. В пригородных вагонах устраивают диваны, рассчитанные только для сидения пассажиров. Вагоны дальнего следования имеют жёсткие или мягкие спальные

диваны с подъёмными спинками, расположенные в открытых или закрытых купе. По этому признаку вагоны делятся на вагоны некупейные и купейные. Вагоны с мягкими диванами обычно строят купейными.

Все пассажирские вагоны оборудованы уборными и умывальниками, приборами отопления, освещения и вентиляции. Пригородные вагоны умывальниками не оборудуются.

Конструкция и внутреннее оборудование каждого пассажирского вагона должны обеспечивать пассажирам наибольшие удобства и безопасность движения; вагон должен обладать спокойным ходом, не утомляющим пассажиров.

К числу пассажирских вагонов относятся также вагоны-рестораны, багажные и почтовые, курсирующие только в пассажирских поездах. Эти типы вагонов строят обычно на базе типовых пассажирских вагонов.

Основным типом вагона является четырёхосный вагон с двумя двухосными тележками. Шестиосные вагоны имеют две трёхосные тележки. Шестиосных вагонов на дорогах СССР имеется незначительное количество.

### Вагоны специального назначения

Вагоны специального назначения служат для технических или культурно-бытовых надобностей железных дорог. Обычно эти вагоны переделывают из типовых пассажирских или грузовых вагонов или строят на их базе. Иногда они представляют собой самостоятельные специальные конструкции.

К вагонам специального назначения относятся:

- 1) вагоны вспомогательных поездов;
- 2) снегоочистители;
- 3) вагоны пожарных поездов;
- 4) весовые платформы;
- 5) вагоны-лектории, клубы, кино, библиотеки и т. д.;
- 6) вагоны-паровики для отопления пригородных поездов;
- 7) динамометрические вагоны и лаборатории;
- 8) служебные вагоны и др.

### ГАБАРИТЫ ВАГОНОВ<sup>1</sup>

Все вагоны должны вписываться в установленное для них предельное поперечное очертание, называемое габаритом подвижного состава.

Для вагонов железных дорог СССР широкой колеи приняты три типа габаритов (ОСТ 6435):

- 1) габарит 0 с наибольшей шириной 3 150 мм и высотой 4 650 мм, по которому строятся вагоны для обращения в прямом международном сообщении с перестановкой у них колёсных пар. Построенные по этому габариту вагоны свободно проходят по всем дорогам СССР и соседних с ним государств;
- 2) габарит 1-В с наибольшей шириной 3 250 мм и высотой 5 300 мм, по которому строятся вагоны для обращения только по дорогам СССР;

<sup>1</sup> Подробно о габаритах см. ТСЖ, т. 5, стр. 577—589.

3) габарит 2-В с наибольшей шириной 3 600 мм и высотой 5 300 мм, по которому строятся вагоны замкнутых направлений (например, электрифицированных железных дорог).

Отечественные габариты подвижного состава 1-В и 2-В имеют существенные преимущества сравнительно с габаритами зарубежных железных дорог, так как они позволяют проектировать и строить вагоны больших размеров, т. е. с более выгодными технико-экономическими показателями.

#### ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВАГОНОВ

Основными технико-экономическими характеристиками грузовых вагонов являются оснoсть вагона, линейные размеры, тара вагона, грузоподъёмность, коэффициенты тары — технический, погрузочный и эксплуатационный, полный и удельный (на тонну груза) объём кузова, полная и удельная (на тонну груза) площадь пола — для платформ, отношение тары вагона к объёму кузова или к площади пола (для платформ), нагрузка от оси на рельсы, нагрузка на погонный метр пути.

Собственный вес порожнего вагона называется его тарой. Наибольший вес груза, допускаемый к погрузке в вагон, принято называть грузоподъёмностью вагона.

Техническим коэффициентом тары называется отношение тары вагона  $T$  к его номинальной грузоподъёмности  $P$ :

$$k_T = \frac{T}{P}.$$

Технический коэффициент тары не всегда показывает фактический вес вагона, приходящийся на тонну перевозимого в нём груза, так как вследствие недостаточной для ряда грузов ёмкости кузова номинальная грузоподъёмность вагона не используется полностью. Коэффициент тары, учитывающий использование грузоподъёмности вагона, называется погрузочным:

$$k_n = \frac{T}{P_\lambda},$$

где  $\lambda$  — коэффициент использования грузоподъёмности вагона.

Коэффициент тары, дополнительно учитывающий пробеги вагона в гружёном и порожнем состоянии, принято называть эксплуатационным:

$$k_\beta = \frac{T \left(1 + \frac{\beta}{100}\right)}{P_\beta},$$

где  $\beta$  — порожний пробег вагона (отношение порожнего рейса к груженому) в %;

$P_\beta$  — средняя динамическая нагрузка груженого вагона, получаемая от деления тонно-километров на вагоно-километров, в т.

Таким образом, экономичность вагонов определяется прежде всего величиной тары и правильно выбранным соотношением между

погрузочным объёмом  $V$  и грузоподъёмностью  $P$  (в крытых вагонах, полувагонах и т. п.) или между площадью пола  $F$  и грузоподъёмностью (в платформах), т. е. правильным выбором удельных объёмов вагонов

$$V_v = \frac{V}{P}$$

или удельных площадей

$$F_y = \frac{F}{P}.$$

Экономичность вагона в значительной мере также зависит от величины порожнего пробега. Порожний пробег вагонов при прочих равных условиях тем меньше, чем больше универсальность вагона, т. е. его пригодность для перевозок возможно более широкой номенклатуры грузов.

Отношение тары вагона к объёму кузова или площади пола платформы характеризует рациональность конструкции грузовых вагонов.

Оптимальные значения  $V_v$  и  $F_y$  определяются структурой перевозочной работы для каждого типа вагонов.

По данным отделения эксплуатации ЦНИИ МПС, оптимальными удельными объёмами и площадями при современном и перспективном составе грузооборота являются: для крытых вагонов —  $V_v = 2,7 \text{ м}^3/\text{т}$ , для полувагонов —  $V_v = 1,1 \text{ м}^3/\text{т}$ , для нефте-керосиновых цистерн  $V_v = 1,15 \div 1,2 \text{ м}^3/\text{т}$ , для бензиновых цистерн  $V_v = 1,3 \div 1,4 \text{ м}^3/\text{т}$ , для платформ  $F_y = 0,9 \text{ м}^2/\text{т}$ . Практически оптимальные значения  $V_v$  и  $F_y$  осуществить не всегда возможно по условиям габаритных ограничений и конструктивным соображениям.

Экономичность пассажирских вагонов в основном оценивается также коэффициентом тары, который в данном случае равен отношению тары вагона к числу пассажирских мест, и коэффициентом насыщенности, показывающим число пассажиров, приходящееся на 1 пог. м длины кузова. Для вагонов пригородного сообщения, в которых учитывается число мест не только для сидения, но и для стояния, имеет значение величина тары вагона, приходящаяся на 1 м<sup>2</sup> площади пола.

Нагрузки от колёсной пары на рельсы и на погонный метр пути, обусловленные соответствующими нормами, при проектировании и эксплуатации вагонов имеют исключительно важное значение.

При подсчёте нагрузки от колёсной пары на рельсы вес вагона брутто делится на количество колёсных пар (осей) в вагоне, а при подсчёте погонной нагрузки — на длину вагона по осям сцепления автосцепок или по буферам (если вагоны оборудованы винтовой упряжью).

Для повышения экономичности грузоподъёмность вагонов должна быть наибольшей в пределах допускаемых нагрузок от колёсной пары на рельсы и на погонный метр пути.

Отечественные вагоны имеют значительно лучшие технико-экономические характеристики, чем вагоны зарубежных железных дорог.

## ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНЫХ ТИПОВ ГРУЗОВЫХ И ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ СССР

### ВАГОНЫ ГРУЗОВЫЕ

#### Крытые вагоны

Характеристики основных типов крытых вагонов приведены в табл. 1\*.

Крытый вагон грузоподъемностью 16,5—18,0 *т* (фиг. 1) имеет деревянный кузов и смешанную деревянно-металлическую раму без хребтовой балки, приспособленную для установки сквозной упряжи. Небольшая часть вагонов этого типа модернизирована. Грузоподъемность модернизированных вагонов составляет 18,0 *т*.

Вагоны грузоподъемностью 16,5—18,0 *т* имеют колёсные пары с осями I типа\*\* и колёсами диаметром 1050 *мм*. Большинство вагонов оборудовано автотормозами, а часть из них дополнительно и ручными тормозами.

Двухосный вагон грузоподъемностью 20 *т* (фиг. 2) имеет металлический каркас кузова и металлическую из швеллеров раму с хребтовой балкой, оборудованную автосцепкой.

Вагоны имеют колёсные пары с осями II типа и колёсами диаметром 1050 *мм*. Все вагоны оборудованы автотормозами. На части вагонов дополнительно установлены ручные тормоза.

Двухосные вагоны в СССР больше не строят.

Четырёхосные вагоны грузоподъемностью 50 *т* имеют металлический каркас кузова и мощную раму с хребтовой балкой.

До 1936 г. большегрузные вагоны строили клёпаными, а с 1936 г. сварными (фиг. 3). Вагоны имеют типовые тележки с поясными или литыми боковинами. Все вагоны оборудованы автосцепкой и автотормозами. Часть вагонов оборудована дополнительно ручными тормозами.

#### Полувагоны

Основные типы и характеристики полувагонов приведены в табл. 2.

Четырёхосный полувагон грузоподъемностью 60 *т* с деревянной обшивкой кузова (фиг. 4) является наиболее распространённым саморазгружающимся типом вагона. Полувагон имеет металлический каркас кузова и раму с хребтовой балкой.

С 1947 г. строят цельнометаллические полувагоны, у которых деревянная обшивка кузова заменена металлической и несколько изменена конструкция каркаса боковых стен.

Цельнометаллический полувагон грузоподъемностью 58 *т* (фиг. 5) имеет примерно те же основные размеры, что и обычный полувагон с деревянной обшивкой.

Наряду с постройкой новых полувагонов в 1947—1948 гг. изготовлена партия цельнометаллических полувагонов (фиг. 6) путём переделки типовых платформ грузоподъемностью 60 *т*. Грузоподъемность таких полу-

вагонов составляет 57 *т*. В отличие от обычных полувагонов они имеют глухие лобовые стенки и разгрузочные люки не в полу, а в боковых стенках.

В 1949 г. разработана конструкция и освоен выпуск цельнометаллических полувагонов грузоподъемностью 60 *т* с тормозной площадкой. Для обшивки кузова цельнометаллических полувагонов используются обычные углеродистые или низколегированные стали. Цельнометаллический полувагон более рационален, чем полувагон с деревянной обшивкой.

Полувагоны имеют типовые двухосные тележки с поясными или литыми боковинами. Все полувагоны оборудованы автосцепкой и автотормозами. На части вагонов дополнительно установлены ручные тормоза.

Хопперы грузоподъемностью 25 *т* (фиг. 7) имеют кузов с деревянной или металлической обшивкой и раму с хребтовой балкой. Основным типом упряжи вагона является автосцепка. Двухосные хопперы имеют колёсные пары с осями III типа и колёсами диаметром 1050 *мм*. Вагоны оборудованы автоматическими и ручными тормозами.

Конструкция кузова четырёхосного хоппера грузоподъемностью 50 *т* (фиг. 8) сходна с конструкцией двухосного хоппера. Металлический каркас кузова большегрузного хоппера обшит деревянной обшивкой. Рама имеет хребтовую балку и оборудована автосцепкой.

Хоппер имеет двухосные типовые тележки.

Все хопперы оборудованы автотормозами. На части вагонов дополнительно установлены ручные тормоза.

#### Платформы

Основные типы и характеристики платформ приведены в табл. 3.

Основным несущим элементом в конструкции всех платформ являются их рамы. Рама двухосной платформы грузоподъемностью 16,5—18,0 *т* (фиг. 9) деревянно-металлическая, без хребтовой балки. Первоначально эти платформы имели общую высоту бортов 229 *мм*. В дальнейшем у значительной части платформ высота боковых бортов была увеличена до 550 *мм*. Платформы оборудованы сквозной упряжью. Они имеют колёсные пары с осями I типа, диаметр колёс 1050 *мм*. Большинство платформ оборудовано автотормозами. Часть платформ имеет дополнительно ручные тормоза.

Двухосная платформа грузоподъемностью 20 *т* (фиг. 10) имеет мощную металлическую раму с хребтовой балкой. Платформы грузоподъемностью 20 *т* оборудованы автосцепкой и автотормозами. На части платформ дополнительно установлены ручные тормоза. Колёсные пары этих платформ имеют оси II типа и колёса диаметром 1050 *мм*.

Четырёхосная платформа грузоподъемностью 60 *т* (фиг. 11) является основным типом большегрузных платформ. Она имеет мощную раму с хребтовой и боковыми продольными балками, выполненными из двутаврового проката по форме бруса равного сопротивления изгибу. В конструкции платформ грузоподъемностью 50 *т* и части плат-

\* В табл. 1—6 указана длина вагонов с буферами. Для вагонов, оборудованных автосцепкой, наибольшая длина (по осям сцепления автосцепок) превышает этот размер на 50 *мм*.

\*\* Здесь и далее указываются только оси стандартных типов по ГОСТ 4007-48.

Таблица 1

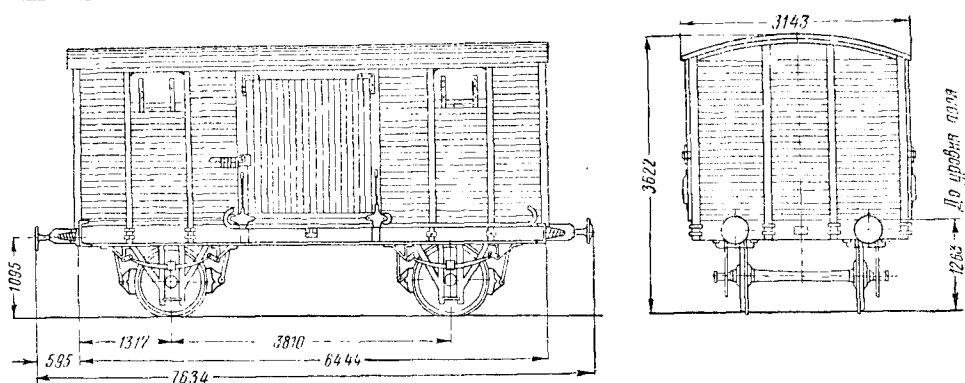
## Характеристики основных типов крытых вагонов

Тип вагона	Тара в т		Длина в мм					Ширина внутри в мм		Высота		Площадь пола в м²	Полезный объём в м³	Наибольший вес (брутто) в т	Нагрузка от оси на рельсы в т	Нагрузка на 1 пог. м пути в т
	с ручным тормозом	без ручного тормоза	с буферами	по буферным брусам		внутри	с ручным тормозом	без ручного тормоза	внутри в мм	до люка						
				с ручным тормозом	без ручного тормоза						с ручным тормозом	без ручного тормоза				
2-осный грузоподъёмностью 16,5—18,0 т . . . . .	8,60	8,20	8 236	7 634	7 046	6 444	6 400	2 743	2 222	1 707	17,56	39,	29,90	15,25	14,95	3,47
2-осный грузоподъёмностью 20 т (первый тип) . . . . .	10,50	9,90	8 792	8 190	7 602	7 000	6 934	2 743	2 350	1 880	19,02	41,70	30,50	15,25	14,95	3,64
2-осный грузоподъёмностью 20 т (второй тип) . . . . .	12,10	11,40	8 490	7 800	7 370	6 680	6 600	2 750	2 500	2 040	18,15	45,40	32,10	16,05	15,65	3,74
4-осный грузоподъёмностью 30 т клепаной конструкции . . . . .	24,20	23,40	15 008	14 258	13 838	13 088	13 000	2 750	2 500	1 960	35,75	89,40	74,20	18,55	18,85	4,93
4-осный грузоподъёмностью 50 т сварной конструкции . . . . .	22,70	21,90	15 300	14 680	14 130	13 510	13 430	2 750	2 412	1 905	36,90	89,00	72,70	18,18	18,00	4,74

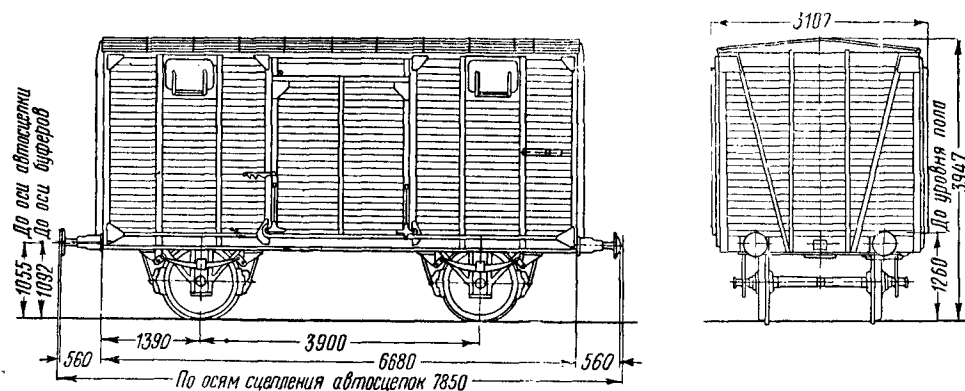
Таблица 2

## Характеристики основных типов полувагонов

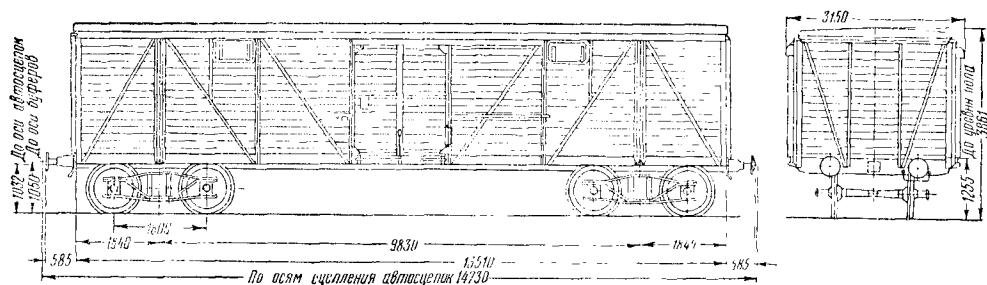
Тип полувагона	Тара в т	Длина в мм			Ширина внутри в мм	Высота внутри в мм	Площадь пола в м²	Объём кузова в м³	Число люков	Наиболь- ший вес (брутто) в т	Нагрузка от оси на рельсы в т	Нагрузка на 1 пог. м пути в т
		с буфе- рами	по бу- ферным брусьям	внутри								
4-осный полувагон грузоподъём- ностью 60 т: а) без тормозной площадки б) с тормозной площадкой 4-осный цельнометаллический полувагон грузоподъёмностью 58 т (тип 1947 г.) 4-осный цельнометаллический полувагон грузоподъёмностью 60 т с тормозной площадкой (тип 1949 г.) 4-осный цельнометаллический полувагон грузоподъёмностью 57 т (построен на базе плат- формы грузоподъёмностью 60 т) 2-осный полувагон-хоппер грузо- подъёмностью 25 т 4-осный полувагон-хоппер грузо- подъёмностью 50 т	22,70 23,20  24,00 24,00  25,5 12,20 21,00	13 870 14 360  13 870 14 360  14 144 7 090 9 980	12 700 13 190  12 700 13 190  12 974 5 920 8 810	12 004 12 050  11 988 12 050  12 954 5 912 8 740	2 960 2 850  2 900 2 920  2 876 2 916 3 080	1 880 1 880  1 880 1 880  1 600 — —	35,53 34,50  35,00 35,50  37,2 — —	66,80 64,00  68,60 68,60  60,00 26,00 59,34	14 14  14 14  14 2 2	82,70 83,20  82,00 84,00  82,5 37,20 71,00	20,67 20,80  20,50 21,00  20,62 18,60 17,75	5,94 5,80  5,90 5,83  5,82 5,21 7,08



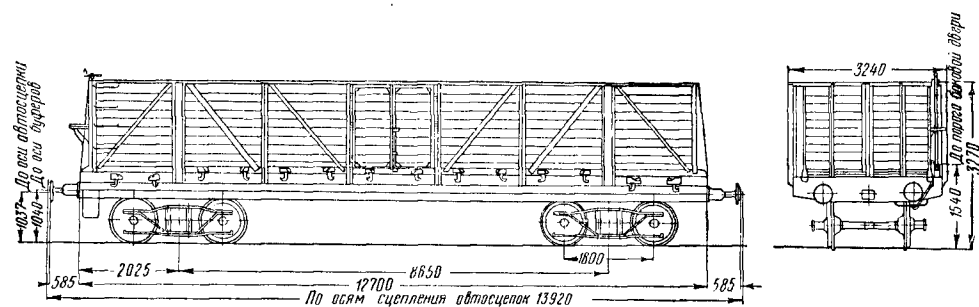
Фиг. 1. Двухосный крытый вагон грузоподъемностью 16,5–18,0 т



Фиг. 2. Двухосный крытый вагон грузоподъемностью 20 т

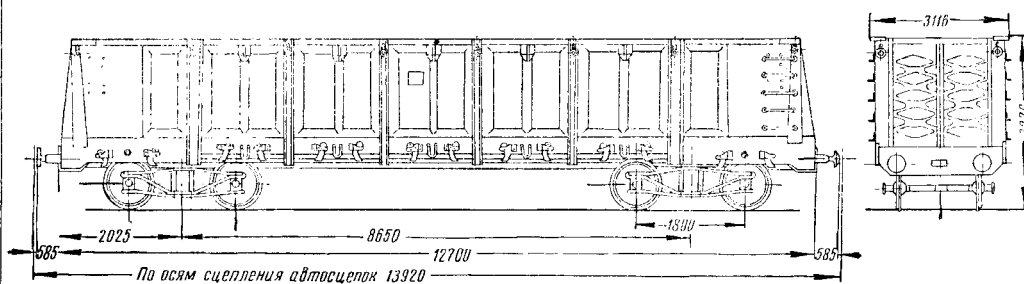


Фиг. 3. Четырёхосный крытый вагон сварной конструкции грузоподъемностью 50 т

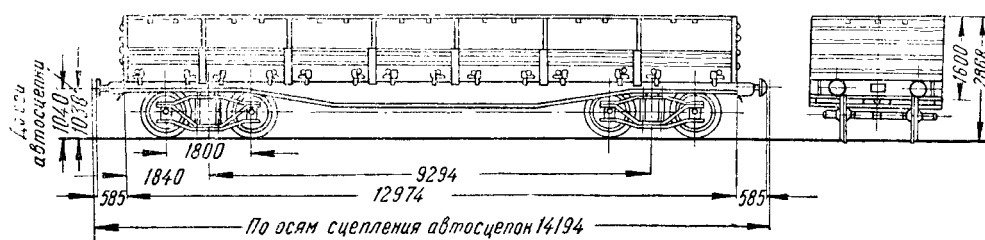


Фиг. 4. Четырёхосный полувагон грузоподъемностью 60 т

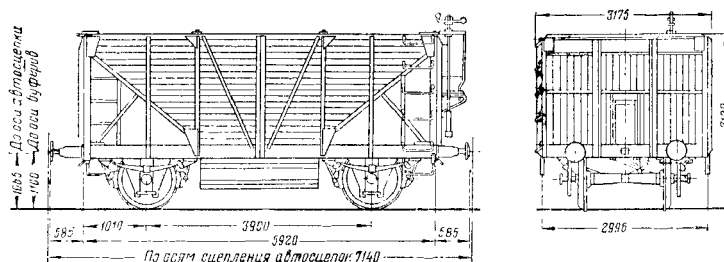




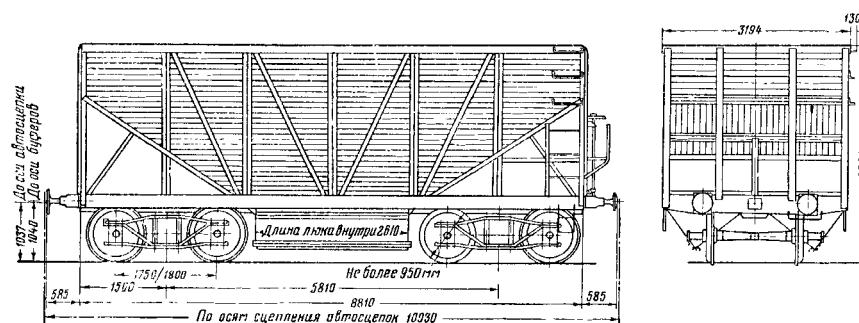
Фиг. 5. Цельнометаллический полувагон грузоподъемностью 58 т



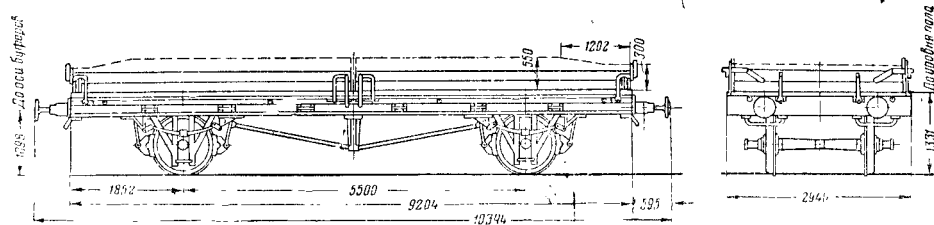
Фиг. 6. Цельнометаллический полувагон грузоподъемностью 57 т (построен на базе большегрузной платформы)



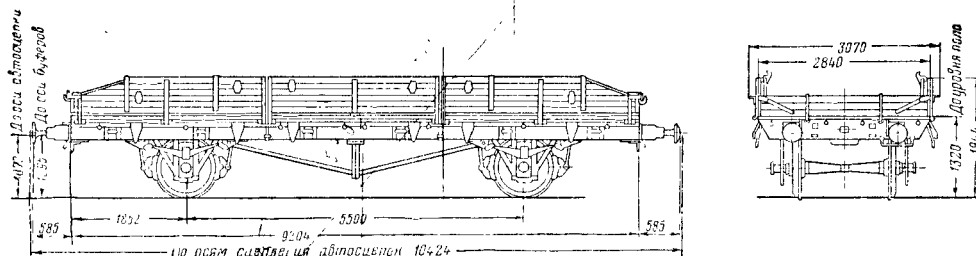
Фиг. 7. Двухосный полувагон-хоппер грузоподъемностью 25 т



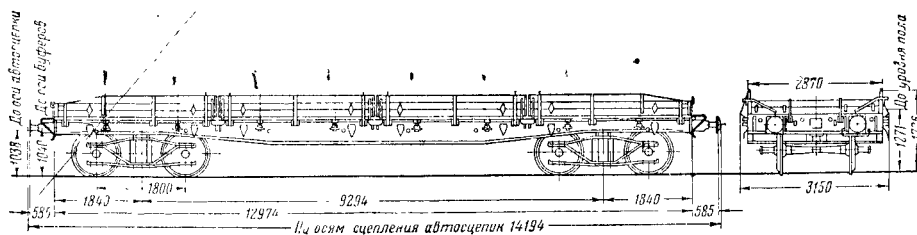
Фиг. 8. Четырёхосный полувагон-хоппер грузоподъемностью 50 т



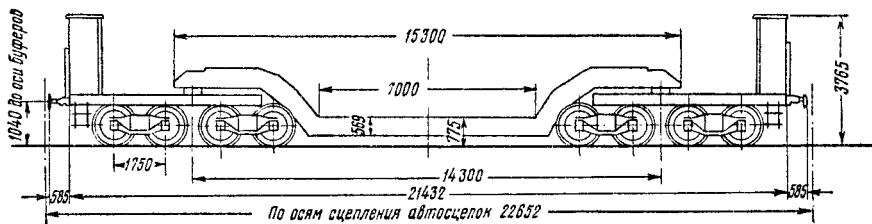
Фиг. 9. Двухосная платформа грузоподъемностью 16,5–18,0 т



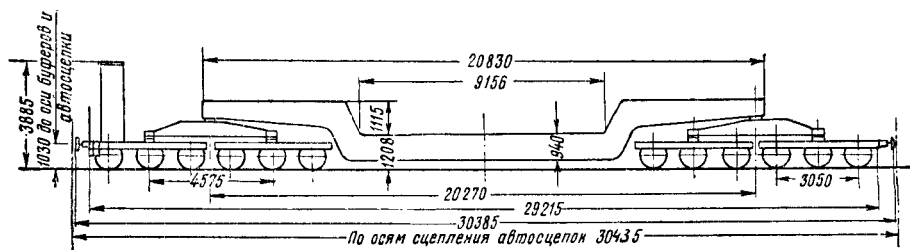
Фиг. 10. Двухосная платформа грузоподъемностью 20 т



Фиг. 11. Четырёхосная платформа грузоподъемностью 60 т



Фиг. 12. Восьмиосный транспортёр грузоподъемностью 70–80 т



Фиг. 13. Двенадцатиосный транспортёр грузоподъемностью 150 т

Таблица 3

Характеристики основных типов платформ

Тип вагона	Тара в т	Длина в мм						Ширина внутри в мм	Высота бортов в мм		Площадь пола в м²		Объём кузова в м³		Наиболь- ший вес (брутто) в т		Нагрузка от оси на рельсы в т		Нагрузка на 1 пог. м пути в т	
		с ручным тормозом	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза		с ручным тормозом	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза		
2-осная платформа грузоподъёмностью 16,5—18,0 т . . . . .	7,80	7,30	10 394	10 394	9 204	8 612	9 104	2 740	229 550	229	23,00	24,94	5,43 12,18	5,71 12,88	25,8	25,3	12,60	12,05	2,48	2,43
2-осная платформа грузоподъёмностью 20 т . . . . .	9,90	9,20	10 374	10 374	9 204	8 364	9 114	2 750	624	311	23,00	25,10	13,84	14,61	29,00	29,20	14,95	14,60	2,87	2,80
2-осная платформа грузоподъёмностью 20 т для перевозки марганца . . . . .	9,40	8,90	7 780	7 780	6 610	6 223	6 520	2 750	624	311	17,11	17,93	9,80	9,80	29,40	28,90	14,70	14,45	3,75	3,69
4-осная платформа грузоподъёмностью 50 т цельносварной конструкции . . . . .	—	13,40	—	14 174	—	13 004	—	12 914	2 780	455	305	—	35,50	15,73	—	68,40	—	17,10	—	4,81
4-осная платформа грузоподъёмностью 60 т с рамой из прокатных профилей . . . . .	22,20	22,00	14 144	14 144	12 974	12 102	12 874	2 770	455	305	35,52	35,66	15,00	15,73	82,20	82,00	20,55	20,50	5,79	5,78
4-осная безбортная платформа грузо- подъёмностью 60 т . . . . .	—	24,00	—	14 170	—	13 000	—	13 000	3 100	—	—	40,30	—	—	—	84,00	—	21,00	—	5,91

Примечание. Для платформ грузоподъёмностью 16,5—18,0 т с наращёнными бортами высота бортов и объём кузова указаны в знаменателе.

Примечание. Для платформ грузоподъёмностью 16,5—18,0 т с наращёнными бортами высота бортов и объём кузова указаны в знаменателе.

Таблица 4

Характеристики основных типов транспортёров

Тип вагона	Тара в т	База в мм	Длина в мм				Ширина погрузоч- ной пло- щадки в мм	Площадь погрузоч- ной пло- щадки в м²	Наиболь- ший вес (брутто) в т	Нагрузка от оси на рельсы в т	Нагрузка на 1 пог. м пути в т	Число тележек
			с бу- ферами	по бу- ферным брусам	главной балки	погру- зочной площадки						
8-осный грузоподъёмностью 70—80 т 12-осный грузоподъёмностью 110 т . 12-осный грузоподъёмностью 150 т .	43,50 82,00 83,00	14 300 20 268 20 270	22 602 30 380 30 335	21 432 29 210 29 215	15 303 20 823 20 830	7 000 9 017 9 156	3 000 2 438 2 440	21,00 22,30 22,30	123,50 192,00 238,00	15,45 16,00 19,85	5,45 6,82 7,82	2* 2* 2*

\* Каждая тележка транспортёра состоит из двух тележек, спаренных промежуточной балкой.

форм грузоподъёмностью 60 *т* указанные балки выполнены сварными из листовой стали.

Четырёхосные платформы имеют типовые двухосные тележки с поясными или литыми боковинами.

Все большегрузные платформы оборудованы автосцепкой и автотормозами. Часть платформ дополнительно имеет ручные тормоза.

### Транспортёры

Характеристики основных типов транспортёров приведены в табл. 4.

В отличие от платформ транспортёры обычно делают с главной балкой (рамой), опущенной в средней междутележной части. Низкое расположение погрузочной площадки транспортёра облегчает условия погрузки и разгрузки и позволяет перевозить на нём не только тяжёлые сосредоточенные грузы, но и грузы внегабаритные по высоте для обычных платформ.

В парке вагонов имеются транспортёры грузоподъёмностью 29,5, 38, 50 и 70 *т*, конструкции которых не представляют особого интереса, поэтому данные о них в справочнике не приводятся.

Восьмьюосный транспортёр грузоподъёмностью 70—80 *т* (фиг. 12) — полностью металлический, сварной конструкции. Главная балка транспортёра, изогнутая вниз, своими концами опирается на промежуточные рамы (рамы-балансиры), которые передают нагрузку на тележки.

Ходовая часть восьмьюосного транспортёра состоит из двух многоосных тележек, каждая из которых образуется из двух типовых тележек, спаренных промежуточными рамами.

Двенадцатиосные транспортёры грузоподъёмностью 110 и 150 *т* (фиг. 13) по общему виду и основным размерам мало отличаются друг от друга. Конструкция каждого из них в основном состоит из главной изогнутой балки, двух промежуточных рам и двух многоосных тележек, имеющих по две трёхосные тележки, спаренные промежуточной рамой.

Все указанные транспортёры оборудованы автосцепкой, автоматическими и ручными тормозами.

### Цистерны

Характеристики основных типов цистерн и битумных полувагонов приведены в табл. 5.

Двухосная цистерна грузоподъёмностью 15 *т* (фиг. 14) имеет раму смешанной деревянно-металлической конструкции без хребтовой балки, оборудованную винтовой сквозной упряжью.

Котёл цистерны клёпаний, укрепляется на раме с помощью деревянных брусков (лежней). Цистерны имеют колёсные пары с осями I типа и колёсами диаметром 1 050 *мм*. Большинство цистерн оборудовано автоматическими, а часть и ручными тормозами.

Двухосные цистерны грузоподъёмностью 25 *т* (фиг. 15) имеют металлическую раму с хребтовой балкой. Колёсные пары таких цистерн состоят из осей III типа и колёс

диаметром 1 050 или 950 *мм* (последние у цистерн постройки 1945—1948 гг.).

Все цистерны грузоподъёмностью 25 *т* оборудованы автосцепкой и автотормозами. На части цистерн дополнительно установлены ручные тормоза.

Четырёхосные цистерны грузоподъёмностью 50 *т* (фиг. 16) строились клёпаными и сварными, причём котлы из обечаек с продольным опорным броневым листом. В последней конструкции цистерн котлы выполняются из одних продольных листов. Рамы всех 50-*т* цистерн имеют хребтовые балки.

Цистерны грузоподъёмностью 50 *т* имеют типовые тележки грузовых вагонов с поясными или литыми боковинами. Цистерны оборудованы автосцепкой и автотормозами. Часть цистерн дополнительно снабжена ручными тормозами.

Битум перевозят в цистернах-термосах или в специальных битумных полувагонах системы А. А. Скорбященского. Опрокидывающиеся бункеры этих полувагонов имеют двойные стенки, создающие рубашку для подогрева паром поверхностного слоя битума при разгрузке. Битумные двухосные полувагоны грузоподъёмностью 15 *т* (фиг. 17) строились на базе платформ грузоподъёмностью 20 *т*. Четырёхосные полувагоны грузоподъёмностью 40 *т* для перевозки битума (фиг. 18) строились на базе большегрузных платформ.

### Изотермические вагоны

Характеристики основных типов изотермических вагонов приведены в табл. 6.

К основному типу двухосных изотермических вагонов относится вагон грузоподъёмностью 19 *т*<sup>1</sup> (фиг. 19). Кузов этого вагона деревянный, рама — металлическая из прокатных профилей, с хребтовой балкой. Вагоны оборудованы автоматическими, а часть из них дополнительно и ручными тормозами. Основной тип упряжи — автосцепка; на части вагонов сохранилась несквозная упряжь. Вагоны имеют колёсные пары с осями III типа и колёсами диаметром 1 050 *мм*.

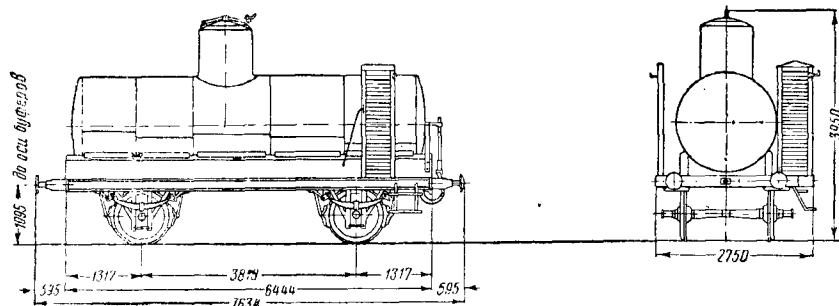
Наиболее распространёнными четырёхосными вагонами являются вагоны грузоподъёмностью 28,5 *т* (фиг. 20). Каркас кузова этого вагона деревянный; рама — металлическая из прокатных профилей, с хребтовой балкой, усиленной шпренгелями.

Четырёхосные вагоны грузоподъёмностью 30 *т* (фиг. 21) имеют металлическую обрешётку кузова и раму из прокатных профилей с хребтовой балкой.

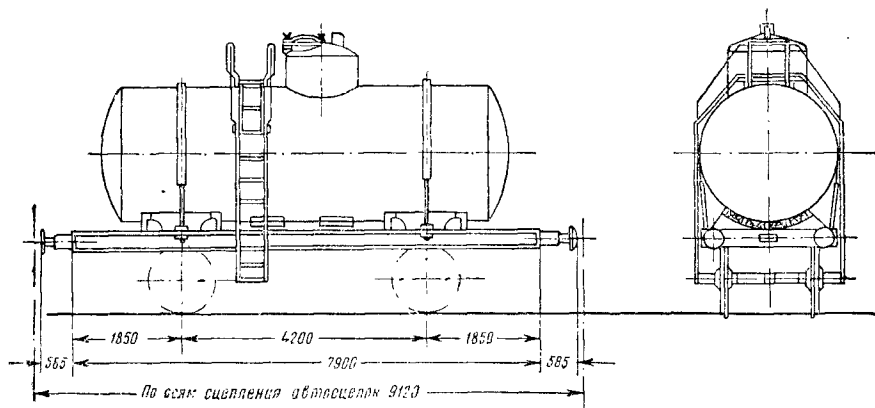
Парк изотермических вагонов с 1948 г. пополняется вагонами грузоподъёмностью 32 *т* с металлическим кузовом (фиг. 22). Хребтовой балки в средней части рамы эти вагоны не имеют.

Четырёхосные изотермические вагоны имеют тележки с люлевым рессорным подвешиванием или обычные типовые для грузовых вагонов с четырёхпружинным рессорным комплектом. Гибкость рессорного подвешивания в последнем случае несколько увеличивается за счёт изъятия внутренних пружин.

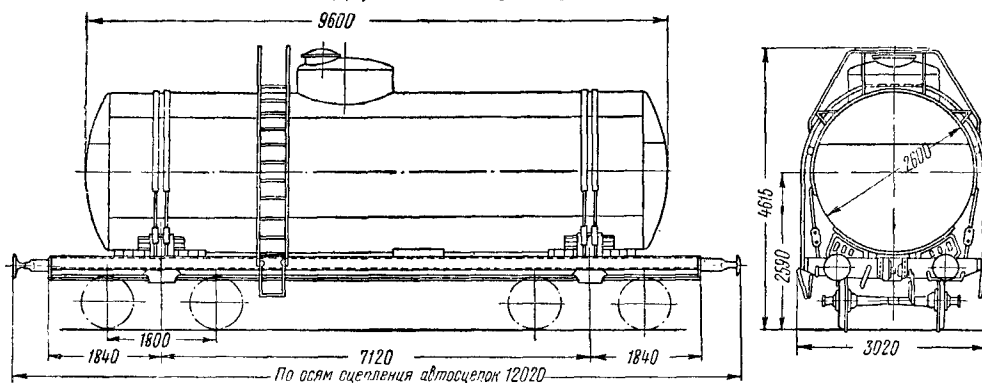
<sup>1</sup> Здесь и далее грузоподъёмность изотермических вагонов указывается со льдом.



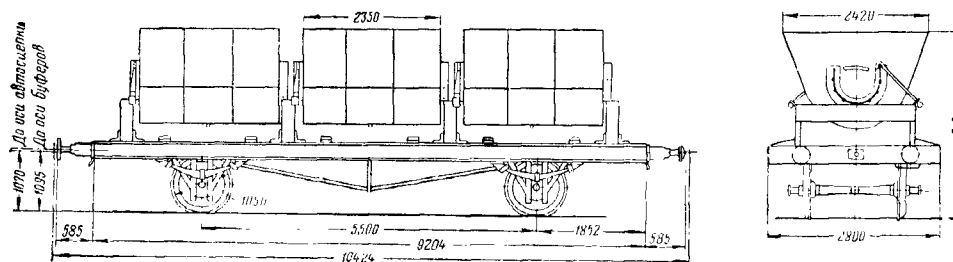
Фиг. 14. Двухосная цистерна грузоподъемностью 15 т



Фиг. 15. Двухосная цистерна грузоподъемностью 25 т



Фиг. 16. Четырёхосная цистерна грузоподъемностью 50 т



Фиг. 17. Двухосный битумный полувагон грузоподъемностью 15 т

Таблица 5

## Характеристики основных типов цистерн и битумных полувагонов

Тип вагона	Тара в т		Длина в мм				База в мм	Наружная длина котла в мм	Внутренний диаметр котла в мм	Объём котла в м³	Калибровочный тип котла	Наибольший вес (брутто) в т		Нагрузка от оси на рельсы в т		Нагрузка на 1 пог. м пути в т	
	с ручным тормозом	без ручного тормоза	с бугерами	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза						с ручным тормозом	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза
2-осная цистерна грузоподъёмностью 15 т . . . . .	8,10	7,50	7 634	7 634	6 444	6 444	3 810	6 274	1 748	15,00	116—137	23,10	22,50	11,55	11,25	3,02	3,00
	11,70	11,00	8 910	8 730	7 740	7 560	3 900	6 740	2 200	25,00	5—9	36,70	36,00	18,35	18,00	4,10	4,10
	—	13,50	—	8 730	—	7 560	3 900	С изоляцией 7 310, без изоляции 6 740	2 200	25,00	5	—	33,50	—	19,25	—	4,37
2-осная цистерна грузоподъёмностью 25 т постройки 1945—1948 гг. . . . .	—	13,50	—	9 070	—	7 900	4 200	6 640	2 200	25,00	251	—	38,50	—	19,25	—	4,22
	—	13,90	—	10 374	—	9 204	5 500	—	—	15,00	—	—	28,90	—	14,45	—	2,78
4-осная цистерна грузоподъёмностью 30 т баш. Северокавказских ж. д. . . . .	—	13,60	—	12 690	—	11 500	8 000	11 426	1 802	30,00	207—212	—	43,60	—	10,90	—	3,43
4-осная цистерна грузоподъёмностью 50 т постройки 1927—1941 гг. . . . .	22,50—24,70	21,80—24,00	12 170	11 970	11 000	10 800	7 120	9 600	2 600	50,00	4	74,70	74,00	18,65	18,50	6,10	6,10

Продолжение табл. 5

Тип вагона	Тара в т		Длина в мм				База в мм	Наружная длина котла в мм	Внутренний диаметр котла в мм	Объем котла в м³	Калибровочный тип котла	Наибольший вес (брутто) в т		Нагрузка от оси на рельсы в т		Нагрузка на 1 поз. м пути в т	
	с ручным тормозом	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза						с ручным тормозом	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза
4-осная цистерна грузоподъемностью 50 т современной постройки . . . . .	24,20*	23,50*	12 170	11 970	11 000	10 800	7 120	9 600	2 600	50,00	4	74,20	73,50	18,55	18,40	6,17	6,13
4-осная цистерна грузоподъемностью 50 т для битума . . . . .	—	25,00	—	11 970	—	10 800	7 000	С изоляцией 10 020, без изоляции 9 600	2 600	50,00	4	—	75,00	—	18,75	—	6,25
4-осная цистерна грузоподъемностью 50 т для меланжа и серной кислоты . . . . .	23,70	23,00	12 170	11 970	11 000	10 800	7 120	9 600	1 890	26,00	252	73,70	73,00	18,40	18,25	6,00	6,08
4-осная цистерна грузоподъемностью 50 т для олеума . . . . .	24,70	24,00	12 370	11 970	11 200	10 800	7 120	С изоляцией 10 000, без изоляции 9 600	1 890	26,00	252	74,70	74,00	18,70	18,50	6,00	6,17
4-осная цистерна грузоподъемностью 50 т для аммиака . . . . .	25,00	—	12 170	—	11 000	—	7 000	С изоляцией 9 900, без изоляции 9 600	2 600	50,00	4	75,00	—	18,75	—	6,13	—
4-осный битумный полувагон грузоподъемностью 40 т . . . . .	—	32,00	—	14 144	—	12 974	9 294	—	—	42,10	—	—	72,00	—	18,00	—	5,10

\* Тара цистерн с клéпаной рамой на 1,5 т тяжелее.





Таблица 6

## Характеристики основных типов изотермических вагонов

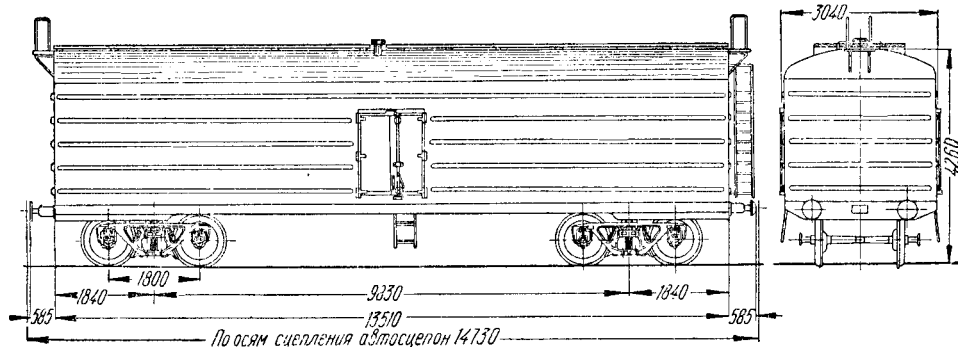
Тип вагона	Тара в т		Вес льда в т	Длина в мм				Ширина внутри в мм	Площадь пола полезная в м²		Погрузочный объём в м³	Наибольший вес (брутто) в т		Нагрузка от оси на рельсы в т		Нагрузка на 1 пог. м пути в т				
	с ручным тормозом	без ручного тормоза		с буферами	по буферным брусам		внутри (погрузочная)		Площадь пола полезная в м²	Тормозн. 6 840, не-тормозн. 7 440		2 700	2 370	Тормозн. 18,50 не-тормозн. 20,10	37,40	37,00	с ручным тормозом	без ручного тормоза	с ручным тормозом	без ручного тормоза
					с ручным тормозом	без ручного тормоза														
2-осный грузоподъёмностью 19,0 т с решётчатыми карманами . . . . .	18,40	18,00	2,50	10 394	10 394	9 204	9 204	Тормозн. 6 840, не-тормозн. 7 440	2 700	2 370	Тормозн. 18,50 не-тормозн. 20,10	37,40	37,00	13,70	18,50	3,60	3,56			
4-осный грузоподъёмностью 28,5 т с решётчатыми карманами и откидными полками . . . . .	32,00	31,50	3,50	13 880	13 270	12 760	12 150	10 120	2 700	2 350	27,30	64,15	60,50	60,00	15,13	15,00	4,33	4,50		
4-осный грузоподъёмностью 28,5 т с танковыми карманами . . . . .	30,50	30,00	3,50	13 880	13 270	12 760	12 150	10 260	2 700	2 350	27,70	65,10	59,00	58,50	14,75	14,63	4,23	4,39		
4-осный грузоподъёмностью 30,0 т с металлическим каркасом кузова . . . . .	32,00	31,50	6,40	15 300	14 680	14 130	13 510	10 189	2 600	2 000	26,50	53,00	62,00	61,50	15,50	15,36	4,04	4,18		
4-осный грузоподъёмностью 32 т с металлическим кузовом . . . . .	—	33,00	6,40	—	14 680	—	13 510	10 190	2 700	2 310	27,00	59,00	—	65,00	—	16,25	—	4,42		
4-осный грузоподъёмностью 30 т с металлическим кузовом и охлаждением системы И. А. Клейменова . . . . .	—	38,00	5,50	—	14 740	—	13 570	10 700	2 700	2 420	23,90	70,00	—	68,00	—	17,00	—	4,67		

Вагоны с металлическим кузовом имеют тележки со штампованными боковинами и двойным надбуксовым рессорным подвешиванием или типовые тележки с рессорным комплектом, состоящим из эллиптической листовой рессоры и двух наружных пружин, установленных по диагонали.

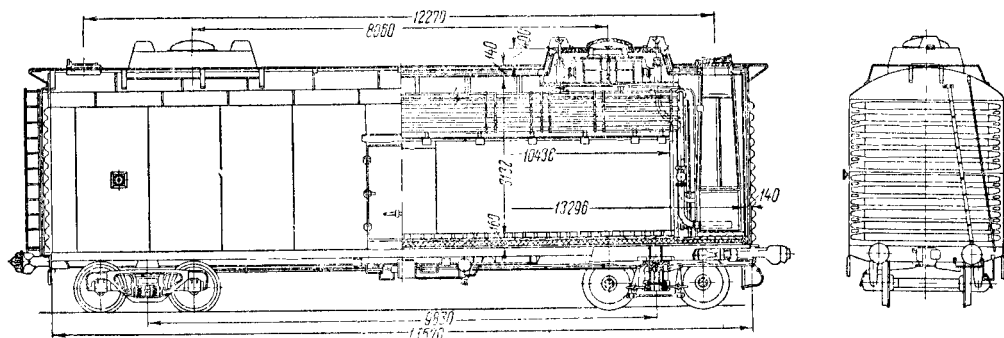
Все четырёхосные изотермические вагоны оборудованы автоматическими, а часть из них дополнительно и ручными тормозами.

вагонов пригородного сообщения. Вагон имеет деревянный кузов и металлическую раму с хребтовой балкой, приспособленной для установки автосцепки; однако вагоны строились с винтовой несквозной упряжью, которая сохранилась и в настоящее время.

Двойное рессорное подвешивание вагона, выполненное по системе проф. Нольтейна, состоит из двухрядных листовых рессор и однорядных пружин. Колёсные пары этого



Фиг. 22. Четырёхосный изотермический вагон грузоподъемностью 32 т с металлическим кузовом



Фиг. 23. Четырёхосный изотермический вагон с металлическим кузовом и охлаждением системы И. А. Клеймёнова

Обычно изотермические вагоны имеют льдо-соляное охлаждение. Такое охлаждение обеспечивает среднюю температуру внутри вагона не ниже  $-6^{\circ}\text{C}$ , в то время как мороженные скоропортящиеся продукты должны перевозиться при температуре от  $-10$  до  $-12^{\circ}\text{C}$ . Из систем охлаждения вагонов с применением льда с солью такую температуру обеспечивает только система, предложенная инженером И. А. Клеймёновым (фиг. 23). Подробно см. ТСЖ, т. 2, раздел «Холодильные установки и льдозаводы».

## ВАГОНЫ ПАССАЖИРСКИЕ

### Вагоны для перевозки пассажиров

**Вагоны пригородного сообщения.** Характеристики основных типов пассажирских вагонов приведены в табл. 7.

Вагон длиной 14 м (фиг. 24) является одним из распространённых типов двухосных

вагона формируются из осей II типа и колёс диаметром 1050 мм.

Вагоны оборудованы автоматическими и ручными тормозами.

Четырёхосный вагон длиной 20,2 м (фиг. 25) имеет деревянный кузов и металлическую раму с хребтовой балкой. Рама дополнительно усилена шпренгелями. Вагон имеет тележки типа ЦВТК усиленные, оборудован автосцепкой, автоматическими и ручными тормозами.

Четырёхосный трёхтамбурный вагон длиной 22 м (фиг. 26) имеет деревянный кузов и клёпаную из прокатных профилей раму, оборудованную сквозной упряжью. Рама усилена шпренгелями.

Вагоны имеют тележки типа Фетте, безбалансирные или типа ЦВТК усиленные. Вагоны оборудованы автоматическими и ручными тормозами.

Вагон длиной 19,3 м (фиг. 27) является основным типом пригородного вагона электрифицированных железных дорог.

Таблица 2

Характеристики основных типов пассажирских вагонов

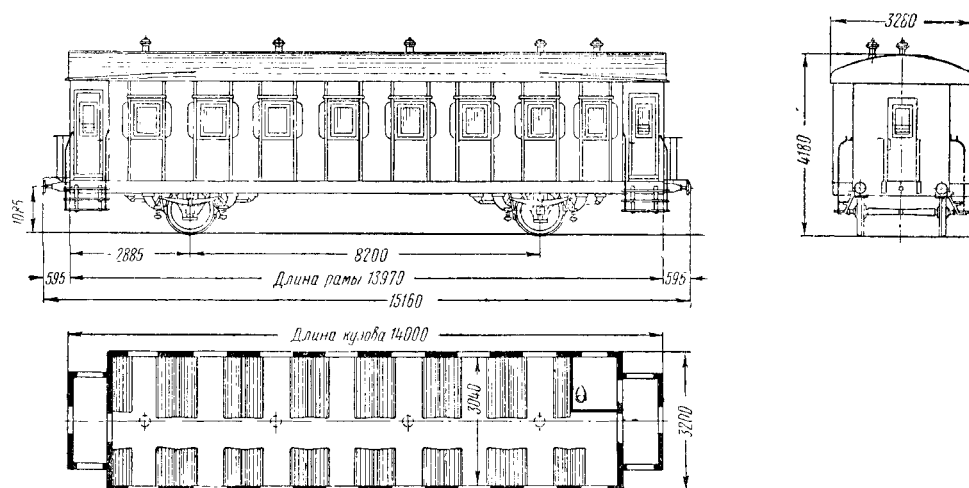
Тип вагона	Тара в т		Число мест		Нагрузка от оси на рельсы (брутто) в т				Нагрузка на 1 пог. м пути (брутто) в т		Тип ходовых частей	Тип рессорного подвешивания	Тип отопления
	с электро-станцией	без электро-станции	для сидения	спальных	с электро-станцией	без электро-станции	с электро-станцией	без электро-станции					
Вагоны пригородного сообщения													
2-осный длиной 14 м . . . . .	24,0	21,5	72	—	16,70	15,40	2,20	2,00	Отдельные оси	Двойное	Паровое центральное (от вагона-паровика)		
4-осный длиной 20,2 м . . . . .	48,5	45,0	98	—	15,12	14,25	2,84	2,67	Тележки	То же	Водяное самостоятельное		
4-осный трёхтамбурный длиной 22 м . . . . .	—	42,5	96	—	—	13,56	—	2,35	То же	»	То же		
4-осный длиной 19 м электрифицированных железных дорог (тип СД*):													
а) моторный . . . . .	—	53,0	103	—	—	17,82	—	3,63	»	Тройное	Электрическое		
б) прицепной (без багажного отделения) . . . . .	—	37,5	108	—	—	12,75	—	2,56	»	»	То же		
Вагоны дальнего следования													
2-осный жёсткий длиной 14 м	25,5	23,0	55	30	15,5	14,25	2,05	1,88	Отдельные оси	Двойное	Водяное самостоятельное		
4-осный жёсткий длиной 18 м	40,0	36,5	74	40	11,85	10,95	2,47	2,30	Тележки	»	То же		
4-осный "мягкий" длиной 18 м (бывш. II класса) . . . . .	41,0	37,5	—	20	11,00	10,12	2,50	2,12	»	»	»		
4-осный мягкий длиной 20 м б. Владикавказской ж. д.	49,5	46,0	—	24	13,28	12,40	2,52	2,35	»	»	»		
4-осный жёсткий длиной 20 м б. Владикавказской ж. д. . . . .	48,5	45,0	88	43	14,32	13,45	2,72	2,53	»	»	»		

\* Вагоны послевоенной постройки (тип СР) имеют тару: моторный—61,5 т, прицепной с багажным отделением—39,0 т и без багажного отделения—38,2 т.

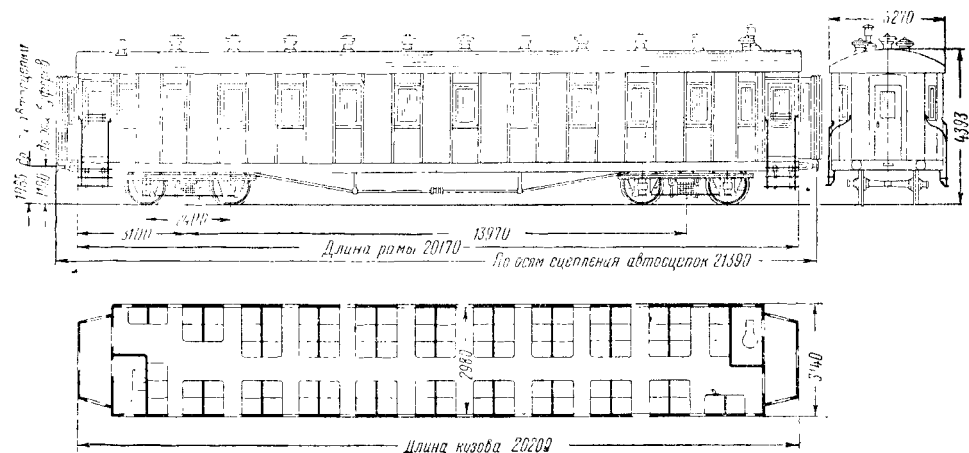
Продолжение табл. 7

Тип вагона	Тара в т		Число мест		Нагрузка от оси на рельсы (брутто) в т		Нагрузка на 1 пог. м пути (брутто) в т		Тип ходовых частей	Тип ресурсного подвешивания	Тип отопления
	с электро-станцией	без электро-станции	для сидения	спальных	с электро-станцией	без электро-станции	с электро-станцией	без электро-станции			
4-осный мягкий длиной 20 м (6. II класса) . . . . .	44,0	40,5	—	28	12,05	11,18	2,27	2,18	Тележки	Двойное или тройное	Водяное самостоятельное
4-осный мягкий длиной 20 м (6. I класса) . . . . .	43,0	39,5	—	18	11,40	10,55	2,16	1,99	То же	То же	То же
4-осный спальный прямого сообщения длиной 20 м (I и II категории) . . . . .	43,2	—	—	I категории 8, II категории 10	12,72	—	2,40	—	»	»	»
4-осный спальный прямого сообщения длиной 20 м (I категории) . . . . .	53,5	—	—	16	13,97	—	2,62	—	»	»	»
4-осный жёсткий длиной 20,2 м	45,5	42,0	86	46	13,52	12,65	2,59	2,37	»	Двойное	»
4-осный жёсткий длиной 20,2 м (купечный) . . . . .	47,0	43,5	—	32	12,95	12,07	2,41	2,27	»	Двойное или тройное	»
4-осный мягкий длиной 20,2 м	47,5	44,0	—	23	12,95	12,07	2,41	2,27	»	То же	»
4-осный спальный прямого сообщения длиной 20,2 м (I и II категории) . . . . .	54,64	—	—	I категории 8, II категории 10	14,33	—	2,70	—	»	»	»
4-осный жёсткий металлический некупечный длиной 23,6 м	56,0	—	87—90	58—60	16,00	—	2,58	—	»	Двойное	»
4-осный жёсткий металлический купечный длиной 23,6 м	55,0*	—	—	38	15,2	—	2,46	—	»	»	»
4-осный мягкий металлический длиной 23,6 м . . . . .	56,1 и 58,0	—	—	32	15,70	—	2,53	—	»	»	»

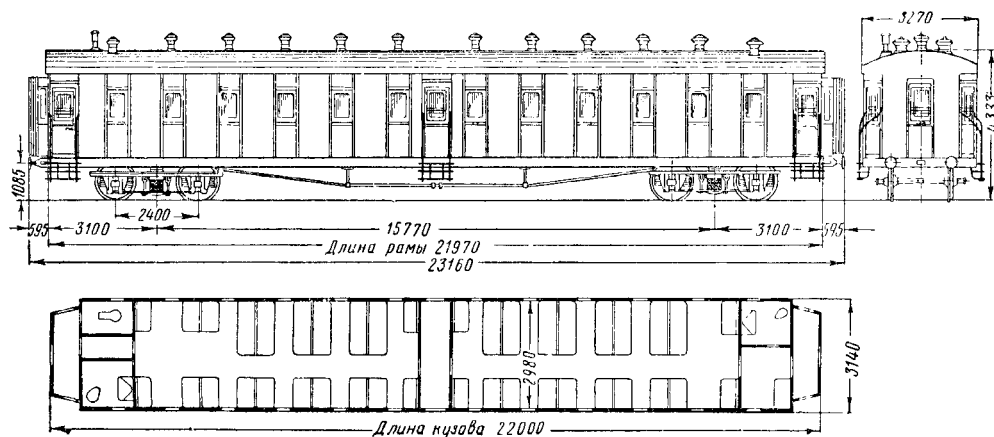
\* Вагоны, оборудованные принудительно-нагнетательной вентиляцией, имеют тару 56,0—57,0 т.



Фиг. 24. Двухосный пригородный вагон длиной 14 м



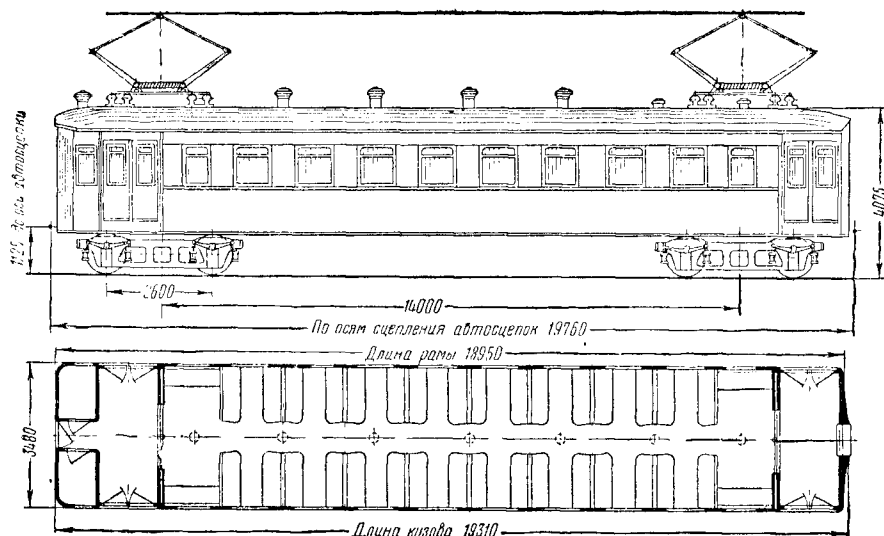
Фиг. 25. Четырёхосный пригородный вагон длиной 20,2 м



Фиг. 26. Четырёхосный трёхтамбурный пригородный вагон длиной 22 м

Вагоны эти строят моторными и прицепными. Первоначально конструкция этих вагонов была клéпаной; с 1935 г. клéпка была заменена сваркой.

провода постоянного тока рабочим напряжением 1650 в. С 1948 г. моторные вагоны выпускаются для работы с двойным напряжением — 1650—3300 в.

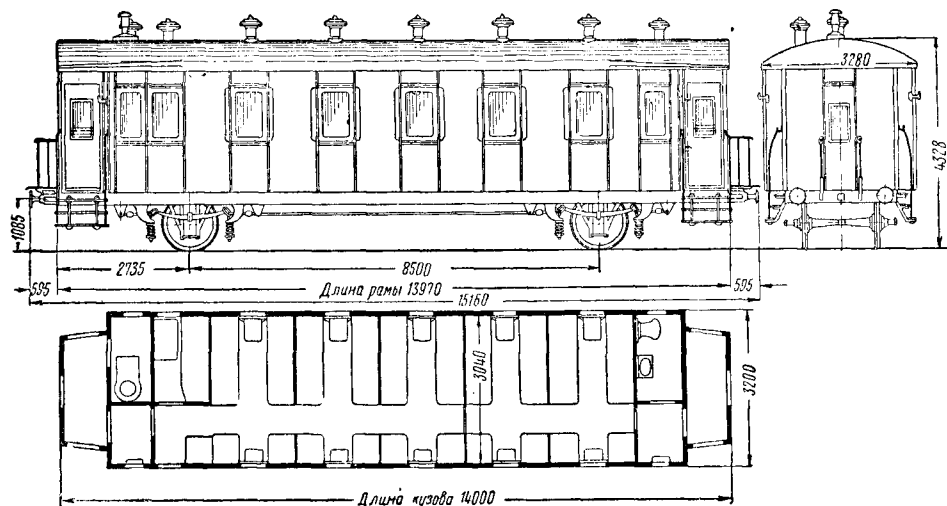


Фиг. 27. Четырёхосный 19,3-м пригородный вагон электрифицированных железных дорог (моторный)

Кузов вагона состоит из рамы и металлического каркаса, стены которого обшиты стальными листами снаружи и фанерой внутри. Все вагоны оборудованы автосцепкой. Вагоны имеют тележки с тройным рессорным под-

вагоны оборудованы автоматическими и ручными тормозами.

**Вагоны дальнего следования.** Жёсткий двухосный вагон длиной 14 м дальнего следования (фиг. 28) по конструкции отличается



Фиг. 28. Двухосный вагон дальнего следования длиной 14 м

зешиванием на колёсных парах со специальными осями и роликовыми буксами. В каждой тележке моторного вагона расположено по два тяговых электромотора типа ДК-103А мощностью по 170 квт каждый, напряжением тока у клемм 750 в. Моторный вагон получает питание при помощи специальных токоприёмников-пантографов от контактного

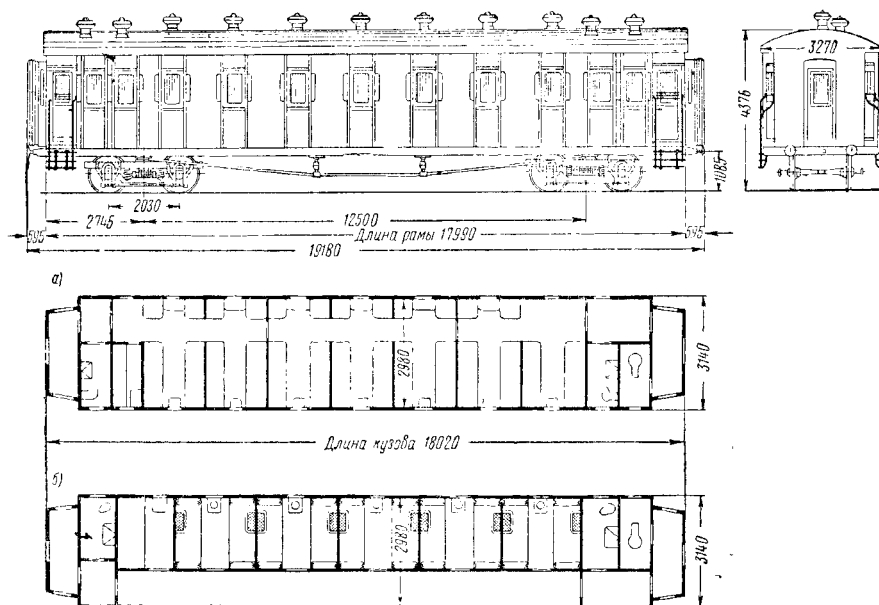
от вагона пригородного только планировкой, мебелью и типом отопления.

Четырёхосные вагоны длиной 18 м, жёсткие и мягкие (фиг. 29, а, б), имеют деревянный кузов и металлическую раму без хребтовой балки, усиленную шпренгелями.

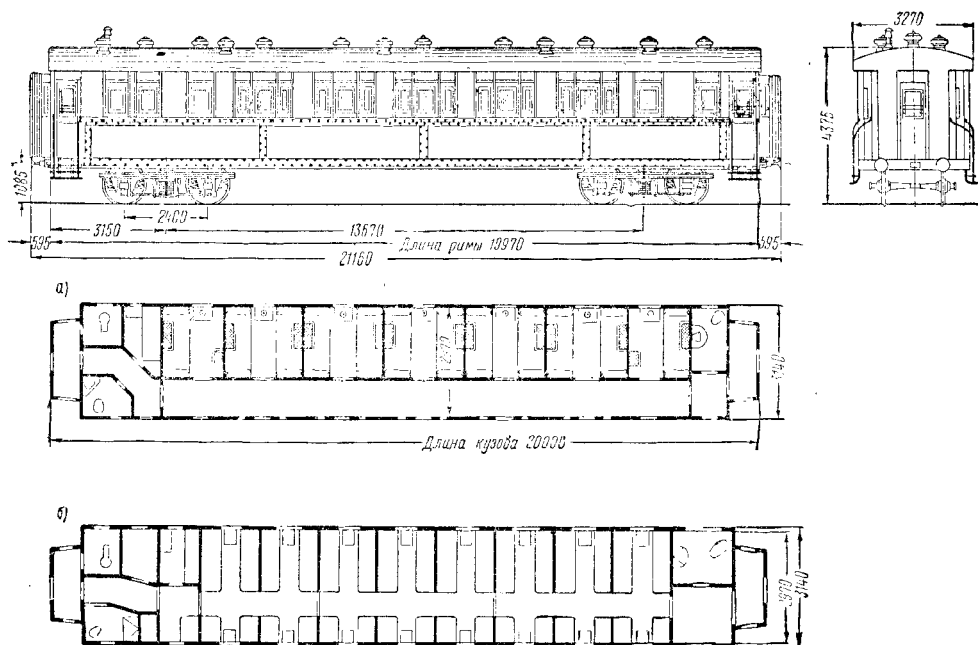
Жёсткие вагоны имеют тележки с одинарными продольными балансирами или типа

Фетте, а мягкие — только типа Фетте. Вагоны оборудованы сквозной винтовой упряжью, автоматическими и ручными тормозами

в нижней подоконной части стенок кузова несущие металлические листы толщиной 6,35 мм.



Фиг. 29. Четырёхосный вагон дальнего следования длиной 18 м: а — планировка жёсткого вагона; б — планировка мягкого вагона



Фиг. 30. Четырёхосный вагон дальнего следования длиной 20 м (б. Владикавказской ж. д.): а — планировка мягкого вагона; б — планировка жёсткого вагона

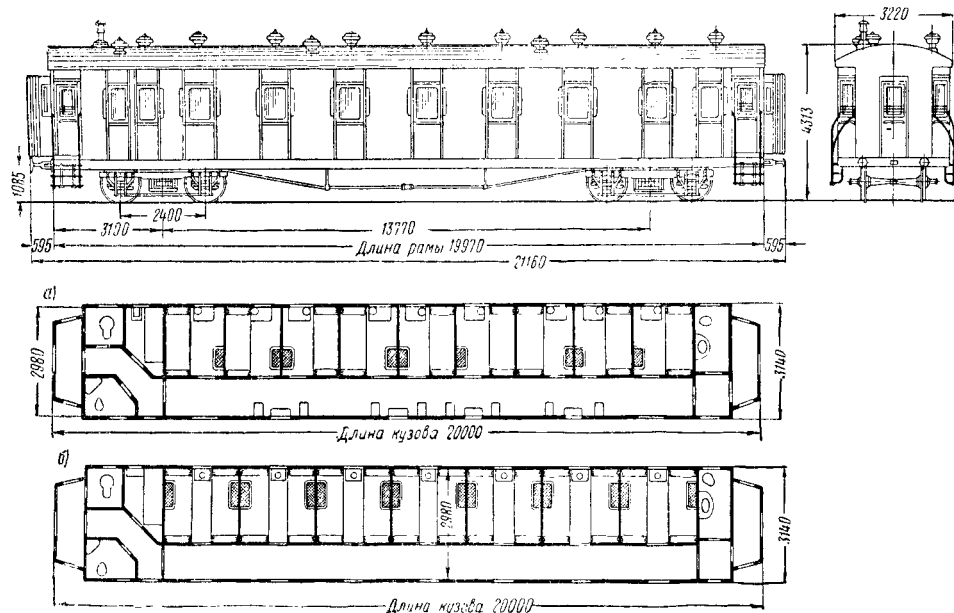
Четырёхосные вагоны длиной 20 м (б. Владикавказской железной дороги), мягкие и жёсткие (фиг. 30, а, б), имеют снаружи

Вагоны длиной 18 м и часть вагонов длиной 20 м имеют несущие листы толщиной 4,8 мм. Верхние части стен и простенки

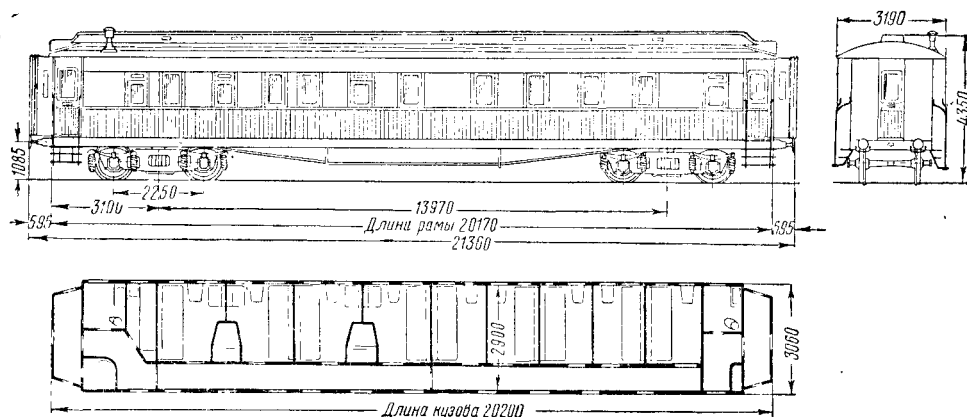
между окнами обшиваются деревянной обшивкой. Вагоны имеют тележки специальные или типа ЦВТК. Вагоны оборудованы сквозной упряжью, автоматическими и ручными тормозами.

Мягкие четырёхосные вагоны длиной 20 м, б. I и II класса (фиг. 31, а, б), одинаковы по конструкции. Они отличаются только внутренней отделкой.

Спальные вагоны прямого сообщения I и II категории (фиг. 32) длиной по раме 20 м имеют деревянный кузов и металлическую из прокатных профилей раму, усиленную шпренгелями. На крыше вагона по всей длине расположен световой фонарь. Вагоны имеют тележки типа СВПС с тройным рессорным подвешиванием или типовые тележки металлических вагонов длиной 23,6 м.



Фиг. 31. Четырёхосный мягкий вагон дальнего следования длиной 20 м: а—планировка вагона б. I класса; б—планировка вагона б. II класса



Фиг. 32. Четырёхосный спальный вагон прямого сообщения длиной 20 м (I и II категории)

Вагоны имеют деревянный кузов и металлическую из коробчатых профилей раму, усиленную шпренгелями.

Вагоны имеют тележки типа Фетте или ЦВТК (нормальные или усиленные). Часть вагонов имеет тележки тройного подвешивания. Вагоны оборудованы сквозной упряжью, автоматическими и ручными тормозами.

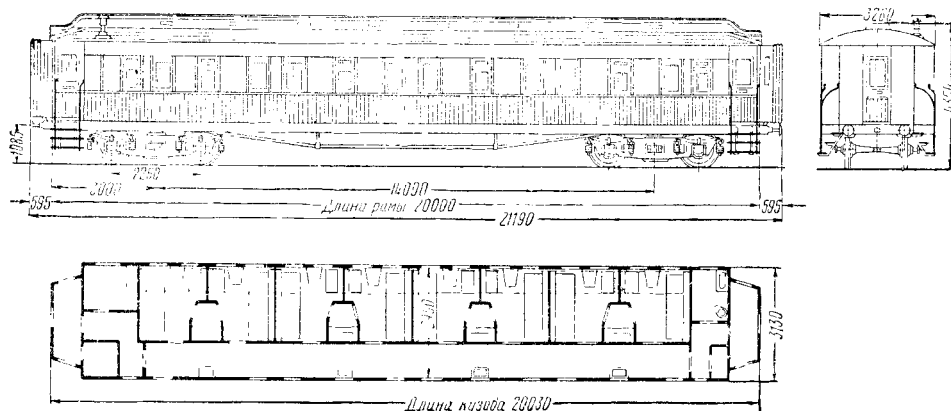
Вагоны оборудованы сквозной упряжью, автоматическими и ручными тормозами. Небольшая часть вагонов имеет автосцепку.

Спальные вагоны прямого сообщения I категории (фиг. 33) отличаются от смешанных вагонов I и II категории некоторыми элементами конструкции, планировкой и внутренней отделкой.

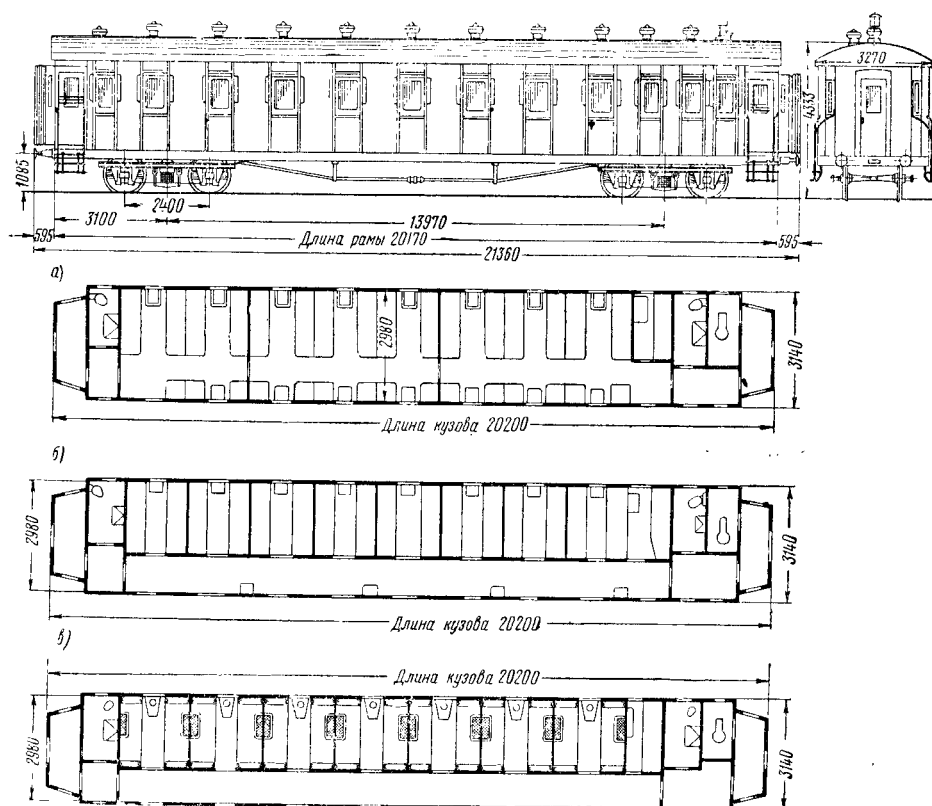


Вагоны длиной 20,2 м являются типовыми вагонами постройки последних довоенных лет. На их базе производился выпуск вагонов

Вагоны имеют тележки типа Фетте, без-балансирные, нормальные и усиленные типа ЦВТК и курортного типа.



Фиг. 33. Четырёхосный спальный вагон прямого сообщения длиной 20 м (I категории)



Фиг. 34. Четырёхосный вагон дальнего следования длиной 20,2 м: а—планировка жёсткого некупейного вагона; б—планировка жёсткого купейного вагона; в—планировка мягкого вагона

жёстких некупейных (фиг. 34, а), купейных (фиг. 34, б), мягких (фиг. 34, в), вагонов-ресторанов и багажных. Вагоны имеют деревянный кузов и металлическую, составленную из швеллеров раму, усиленную шпренгелями.

Вагоны оборудованы автосцепкой или винтовой несковозной упряжью, автоматическими и ручными тормозами.

Четырёхосный спальный вагон прямого сообщения длиной 20,2 м I и II категории (фиг. 35) отличается от обычного вагона той же



ных (фиг. 36, б), мягких (фиг. 36, в), вагонов-ресторанов, багажных и почтовых.

Кузов и рама металлического вагона составляет единую конструкцию, воспринимающую все нагрузки, действующие на вагон. Вагоны имеют балансирные челюстные или бесчелюстные тележки с двойным рессорным подвешиванием.

Все металлические вагоны, кроме багажных, оборудованы электростанцией и принудительно-нагнетательной вентиляцией. Часть купейных вагонов принудительно-нагнетательной вентиляции не имеет.

Вагоны оборудуют автосцепкой с поглощающим аппаратом пассажирского типа и упругой площадкой, а также автоматическими и ручными тормозами.

Металлические почтовые вагоны упругих площадок не имеют.

### Вагоны-рестораны

Характеристики основных типов вагонов-ресторанов приведены в табл. 8.

Вагоны-рестораны длиной 20,2 м (фиг. 37) имеют три основных отделения — кухню, помещение буфета и зал для обедающих. Вагоны имеют тележки курортного типа с тройным рессорным подвешиванием. Вагоны-рестораны оборудованы автосцепкой или винтовой несквозной упряжью.

Металлический вагон-ресторан длиной 23,6 м (на фиг. 38 показан один из вариантов планировки) имеет котельное отделение, умывальную, купе для аппаратуры, зал для обедающих с буфетной стойкой и помещением директора, кухню с раздаточным отделением.

Оба типа вагонов-ресторанов оборудованы кухонными плитами, ледниками и шкафами для хранения продуктов.

### Багажные вагоны

Характеристики основных типов багажных и почтовых вагонов приведены в табл. 9. Четырёхосные багажные вагоны длиной 18 и 20,2 м грузоподъемностью 16,5 т каждый (фиг. 39 и 40) строили на базе пассажир-

Таблица 8

Характеристики основных типов вагонов-ресторанов

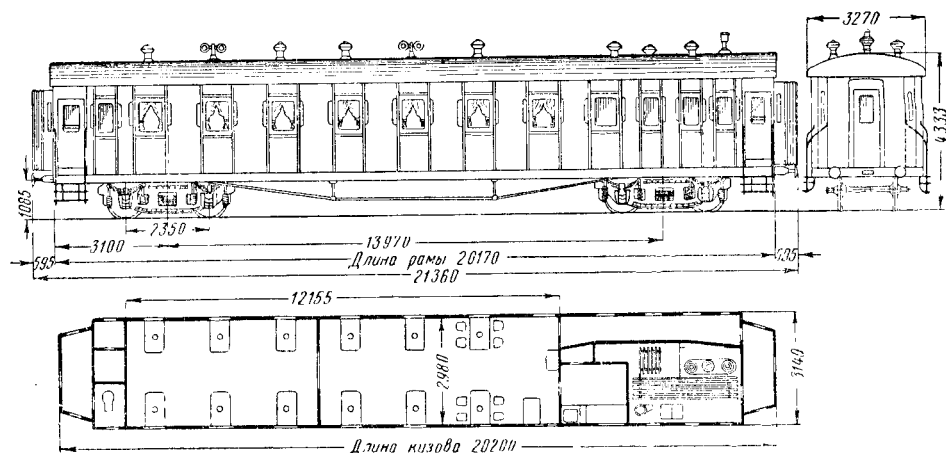
Тип вагона	Тара в т	Число мест для обедающих	Нагрузка от оси на рельсы (брутто) в т	Нагрузка на 1 пог. м пути (брутто) в т	Тип ходовых частей	Тип рессорного подвешивания	Тип отопления
4-осный длиной 20,2 м	46,0*	48	13,88	2,60	Тележки	Тройное	Водяное самостоятельное
4-осный металлический длиной 23,6 м . . . . .	60,0	48	17,00	2,75	»	Двойное	То же

Таблица 9

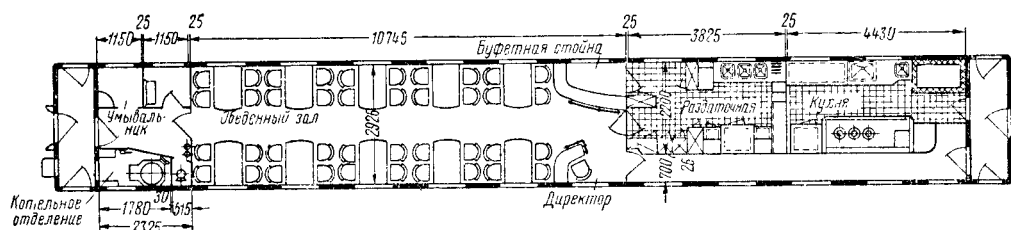
Характеристики основных типов багажных и почтовых вагонов

Тип вагона	Тара вагона в т	Наибольший вес груженого вагона (брутто) в т	Нагрузка от оси на рельсы (брутто) в т	Нагрузка на 1 пог. м пути (брутто) в т	Тип ходовых частей	Тип рессорного подвешивания	Тип отопления
<b>Багажные вагоны</b>							
4-осный длиной 18,0 м грузоподъемностью 16,5 т . . . . .	32,0	48,5	12,12	2,53	Тележки	Двойное	Печное
4-осный длиной 20,2 м грузоподъемностью 16,5 т . . . . .	36,5	53,0	13,25	2,48	»	»	»
4-осный металлический длиной 23,6 м грузоподъемностью 20 т . . . . .	50,2	70,2	17,55	2,86	»	»	Водяное самостоятельное
<b>Почтовые вагоны</b>							
4-осный длиной 18 м грузоподъемностью 10 т . . . . .	36,6	46,6	11,65	2,43	»	»	То же
4-осный длиной 20 м грузоподъемностью 16 т . . . . .	42,0	58,0	14,50	2,74	»	»	»
4-осный металлический длиной 23,6 м грузоподъемностью 16 т . . . . .	54,5	70,5	17,63	2,86	»	»	»

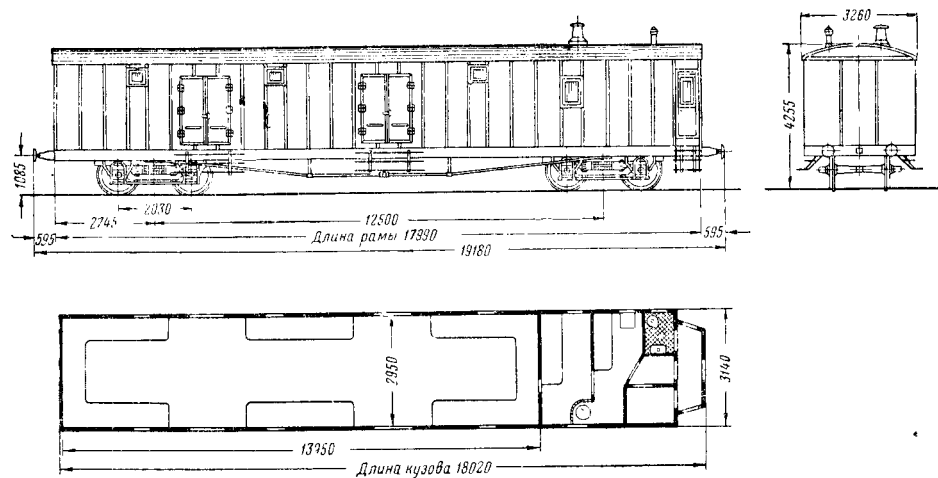
\* Без электростанции.



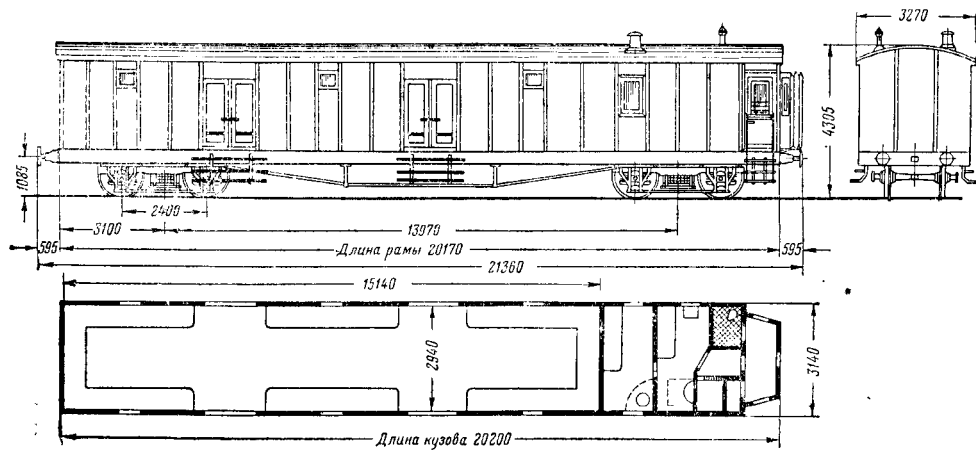
Фиг. 37. Четырёхосный вагон-ресторан длиной 20,2 м



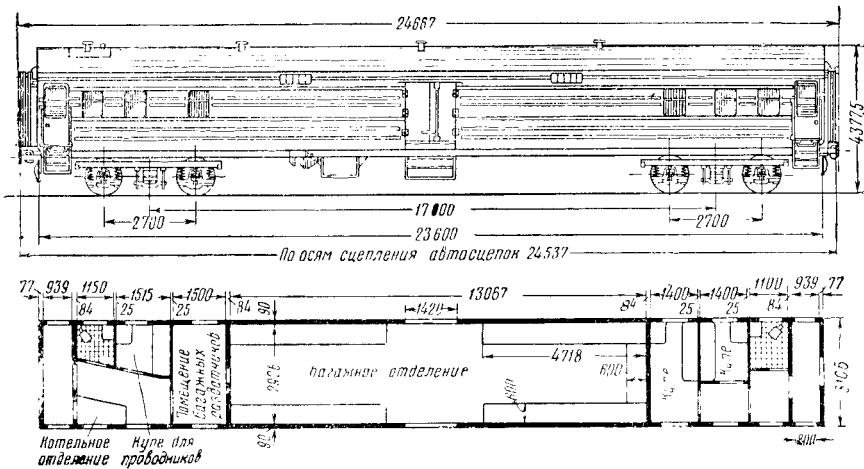
Фиг. 38. Планировка четырёхосного металлического вагона-ресторана длиной 23,6 м



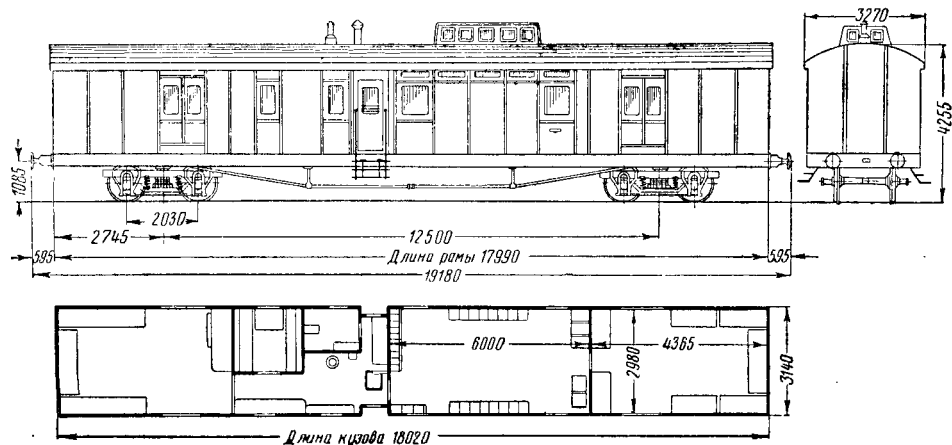
Фиг. 39. Четырёхосный багажный вагон длиной 18 м



Фиг. 40. Четырёхосный багажный вагон длиной 20,2 м



Фиг. 41. Четырёхосный металлический багажный вагон длиной 23,6 м



Фиг. 42. Четырёхосный почтовый вагон длиной 18 м

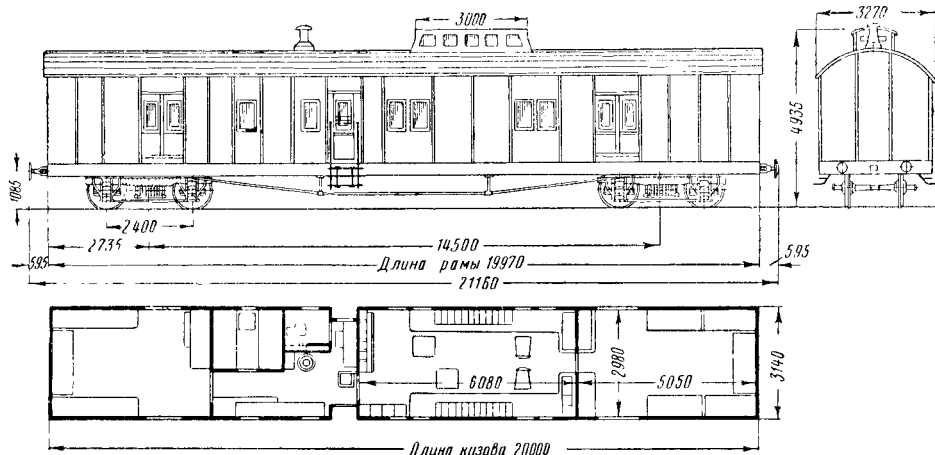
ских вагонов соответствующих типов, технические характеристики которых приведены выше. Эти вагоны имеют собственно багажное отделение, отделение для перевозки собак, отделение для обслуживающего персонала, оборудованное отоплением и уборной. Тамбур в вагоне делается только один со стороны служебного отделения. В багажном отделении в каждой продольной стене устроены две створчатые двери. Внутри багажное отделение имеет пристенные полки для укладки мелкого багажа.

Багажное отделение в дверных проёмах оборудовано ручными консольными кранами для погрузки и выгрузки багажа<sup>1</sup>.

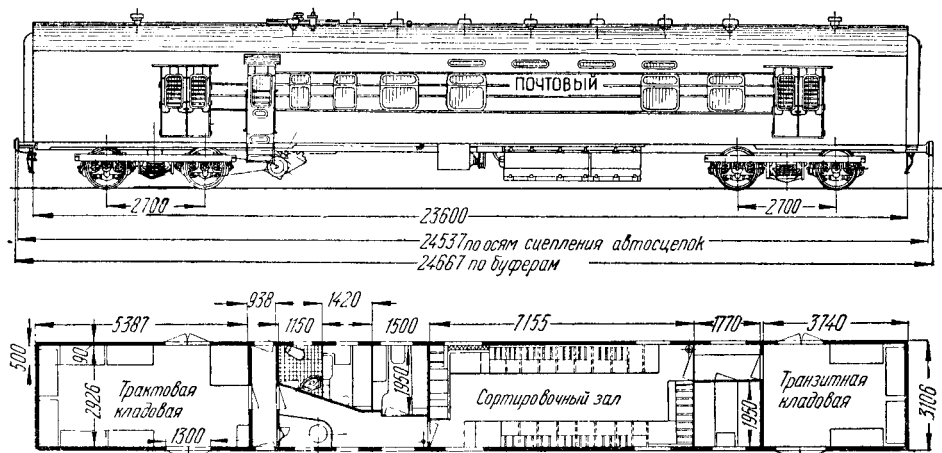
К хребтовой балке рамы багажного вагона подвешен специальный ящик для хранения смазки и инструмента поездных вагонных мастеров.

#### Почтовые вагоны

Четырёхосные почтовые вагоны длиной 18 м (фиг. 42), 20 м (фиг. 43) и металлические длиной 23,6 м (фиг. 44) отличаются от пас-



Фиг. 43. Четырёхосный почтовый вагон длиной 20 м



Фиг. 44. Четырёхосный металлический почтовый вагон длиной 23,6 м

Четырёхосный металлический багажный вагон длиной 23,6 м грузоподъемностью 20,0 т (фиг. 41) строится на базе типовых пассажирских некупейных вагонов той же длины.

В средней части вагона расположено багажное отделение с двустворчатыми дверями по одной с каждой стороны. К тамбуру котлового конца примыкают уборная, котельное отделение, купе для проводников и помещение багажных раздатчиков. В другом конце вагона расположены купе для фельдсвязи, помещение для главного кондуктора и поездных мастеров и уборная.

сажирских вагонов тех же размеров планировкой, внутренним оборудованием и размещением окон и дверей. В крыше почтовых вагонов длиной 18 и 20 м в отличие от обычных пассажирских вагонов устроен световой фонарь.

Почтовые вагоны имеют отделение для сопровождающих почту и сортировки писем, две кладовые для хранения посылок и тюков и отделение для обслуживающего персонала. В помещении для сортировки писем находят-

<sup>1</sup> Вагоны последнего выпуска кранами не оборудуют.

ся письменный стол, шкаф и полки с гнездами для хранения писем. В продольных стенках этого отделения с каждой стороны делают небольшие сквозные продольные прорезы, служащие для опускания писем в вагон.

Кладовые имеют в каждой продольной стене по одной двустворчатой двери. Для

укладки мелкого груза в кладовых устраивают пристенные полки.

Вагоны длиной 23,6 м дополнительно оборудованы четырьмя ручными консольными кранами, установленными у дверных проёмов кладовых, и пылесосом для очистки мешков с почтой. Уборные металлических почтовых вагонов снабжены душевой.

## КОНСТРУКЦИИ ГРУЗОВЫХ И ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Всякий вагон независимо от его назначения состоит из пяти основных узлов деталей, а именно: ходовых частей, рамы, ударно-тяговых приборов, кузова и тормоза.

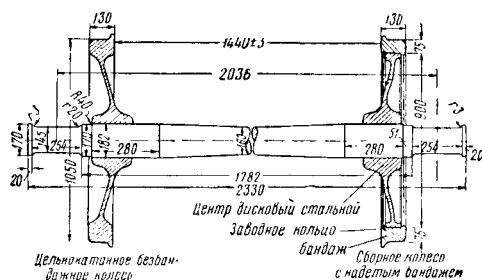
В современных пассажирских металлических вагонах разделение кузова с рамой допускается условно, так как по конструкции они представляют единое целое.

### ХОДОВЫЕ ЧАСТИ ВАГОНОВ

Ходовые части обеспечивают безопасное передвижение вагона по рельсовому пути с необходимой плавностью хода и наименьшим сопротивлением движению.

#### КОЛЁСНЫЕ ПАРЫ

Колёсная пара (фиг. 45) состоит из оси и двух колёс — цельных или сборных. Сборное колесо состоит из центра, бандажа и заводного кольца.



Фиг. 45. Колёсная пара

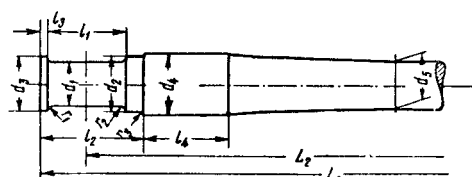
На все элементы колёсных пар при изготовлении наносят клейма, указывающие место и время изготовления, номер элемента, номер плавки и клеймо заводского инспектора.

При формировании и ремонте колёсной пары соответствующие клейма наносят на торце шейки оси.

#### Оси

Оси (фиг. 46) коуют или прессуют из осевой заготовки по ГОСТ 74-40 или из слитков мартемовской стали или электростали.

Фиг. 46. Ось



Металл осей должен удовлетворять химическому составу, приведённому в табл. 10.

В металле осей допускается содержание (не более): хрома 0,30%, никеля 0,50%, меди 0,20%, молибдена 0,10% при плавочном анализе; хрома 0,35%, никеля 0,60%, меди 0,25% и молибдена 0,10% — при контрольном анализе.

По механическим свойствам металл термически обработанных осей должен удовлетворять ГОСТ 4008-48 (табл. 11).

Размеры основных типов нестандартных осей колёсных пар грузовых и пассажирских вагонов приведены в табл. 12.

По ГОСТ 4007-48 установлены четыре типа осей—I, II, III и IV (табл. 13).

Основные размеры окончательно обработанных стандартных осей для подшипников скольжения приведены в табл. 14.

Оси, оборудуемые роликовыми подшипниками, отличаются от осей с подшипниками скольжения удлиненными шейками и отсут-

Таблица 10

Химический состав осевой стали

Анализ	Химический состав в %					
	углерод	марганец	кремний	фосфор	сера	сумма фосфора и серы
				не более		
Плавочный . . .	0,30—0,45	0,50—0,90	0,15—0,35	0,050	0,050	0,10
Контрольный . .	0,30—0,48	0,50—0,90	0,15—0,35	0,050	0,055	0,10

Таблица 11  
Механические свойства осевой стали

Предел прочности при растяжении в кг/мм <sup>2</sup>	Относительное удлинение образца $l=5d$ в % не менее	Ударная вязкость в кг/см <sup>2</sup>	
		среднее значение четырех образцов не менее	наименьшее значение для отдельных образцов
52,0—55,9	23	6,0	3,5
56,0—58,9	22	5,0	3,0
59,0—61,9	21	4,0	2,5
62,0 и более	20	3,5	2,0

вию передних буртиков: торцевая часть шейки имеет резьбу для навинчивания торцевой гайки, закрепляющей подшипники на оси.

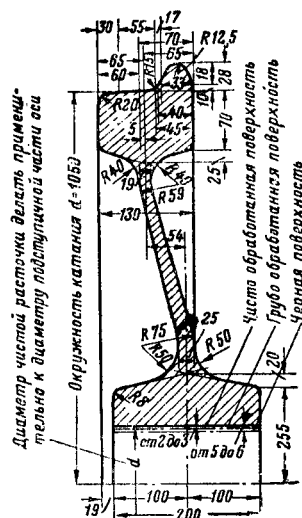
Основные размеры наиболее распространенных типов осей, на которые ставятся роликовые буксы, приведены в табл. 15.

Уменьшение веса оси имеет исключительно важное значение. С этой целью оси делают полыми, что позволяет облегчить их сравнительно с осями сплошными на 25—30%. Полые оси, изготавливаемые из труб, и стальные литые проходят на железных дорогах СССР стадию эксплуатационных испытаний.

### Колёса

Цельные колёса изготавливаются стальные катаные (фиг. 47) или чугунные литые с закалённым ободом (фиг. 48).

Цельнокатаные стальные колёса имеют диаметры по кругу катания 950 и 1050 мм. Колёса диаметром 950 мм формируются с



Фиг. 47. Цельнокатаное колесо

осями III типа, а колёса диаметром 1050 мм с осями всех типов.

Колёса чугунные с закалённым ободом отливают диаметром по кругу катания

Таблица 12

Размеры в мм основных типов нестандартных осей

Наименование и тип оси	Сокращённое обо- значение	Шейка				Буртик шейки		Предпод- ступичная часть			Подсту- пичная часть		Диаметр оси в середине		Общая длина	Расстояние между се- рединами шеек
		диаметр	длина	радиус галтели		высота над поверхно- стью шейки	толщина	диаметр	длина	радиус гал- тели	диаметр	длина				
				перед- ней	задней											
Грузовая «усиленная» типа 1909 г. . . . .	ТУ	105	170	3	10	7,5	11+4*	120	76	—	145	267	136	2 314	2 114	
Грузовая типа 1927 г. . . . .	ТС	110	170	10	10	10	11+4*	130	76	40	155	267	140	2 314	2 114	
«Большегрузная» ти- па Д . . . . .	Д	140	254	3	19	14	19	168	51	—	178	200	149	2 328	2 036	
Пассажирская «усилен- ная» . . . . .	ПУ	115	210	10	10	10	12+3	135	65	40	155	258	140	2 354	2 114	
Пассажирская типа 1927 г. . . . .	ПС	120	210	10	10	10	12+3	140	65	40	165	258	155	2 354	2 114	
Пассажирская СВПС: № 6 . . . . .	М-6	120	242	3	15	11	14+6	142	54	20	190	273	155	2 396	2 114	
№ 7 . . . . .	М-7	132	280	3	15	14	12+4	160	62	20	190	245	160	2 426	2 114	
типа 1932 г. . . . .	М-32	132	280	3	15	14	16+2,5	160	62	40	178	300	155	2 426	2 114	
типа 1936 г. . . . .	М-36	134	280	3	20	13	16+2,5	160	62	40	182	300	160	2 426	2 114	

\* У этих осей в виде допуска указана сферичность торца.



Таблица 13  
Типы стандартных осей

Тип оси	Размеры окончательно обработанной оси $d_1 \times l_1 \times L_1$ (см. фиг. 46) в мм	Нагрузка от оси на рельсы в т не более	
		грузовых вагонов	пассажирских вагонов
I	110×170×2 114	12,5	—
II	120×210×2 114	17,0	15,0
III	145×254×2 036	20,5	18,0
IV	155×280×2 070	25,0	—

900 мм; их ставят только в четырёхосные грузовые вагоны, имеющие, как известно, оси III типа.

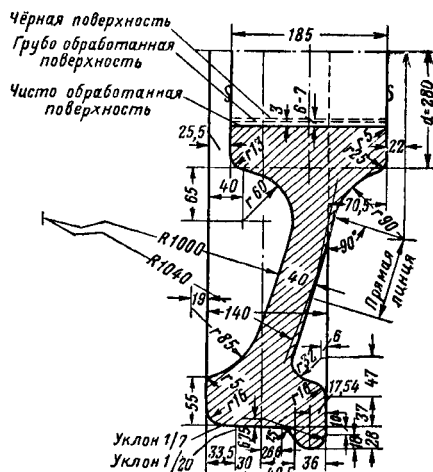
Цельнокатаные колёса по размерам и техническим условиям должны удовлетворять ОСТ 8795 и ОСТ 7550

НКТП 1706 и НКТП 634.

Изготовление литых чугунных колёс с закалённым ободом производится по ГОСТ 3843-47. Вес колеса 395 кг.

Цельнокатаные колёса, являясь основным типом колёс, получили большое распространение в пассажирских и грузовых вагонах. По сравнению с бандажными колёсами

они имеют следующие преимущества: меньший вес (415 кг вместо 438—440 кг при диаметре 1 050 мм), уменьшение затрат на формирование и отсутствие ослабления бандажей.



Фиг. 48. Чугунное колесо с закалённым ободом

Таблица 14

Основные размеры в мм окончательно обработанных стандартных осей для подшипников скользящего трения (фиг. 46)

Тип оси	$d_1$	$l_1$	$L_1$	$L_2$	$d_2$	$l_2$	$d_3$	$l_3$	$d_4$	$l_4$ не менее	$d_5$	$r_1$	$r_2$	$r_3$
I	110	170	2 114	2 314	130	261	130	15	155	300	140	3	20	40
II	120	210	2 114	2 354	140	290	140	15	165	300	145	3	20	40
III	145	254	2 036	2 330	170	325	170	20	182	280	160	3	20	40
IV	155	280	2 070	2 400	185	360	185	25	200	230	165	3	20	40
Допускаемые отклонения	+2	+1	—	$^{+2}_{-1}$	+2	+2	+2	$\pm 1$	$^{+2}_{-0,5}$	—	+5	—	—	—

Таблица 15

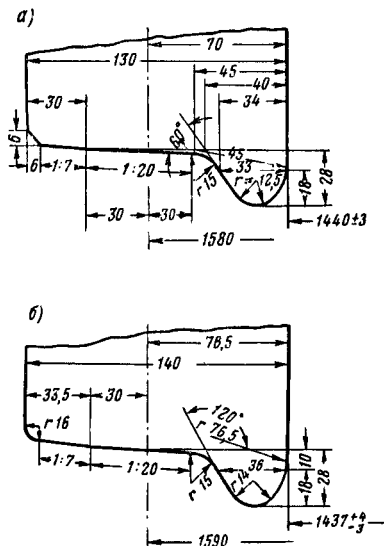
Основные размеры осей для роликовых букс

№ чертежа	Диаметр шейки	Длина шейки	Диаметр предподступичной части	Диаметр подступичной части	Длина между серединами шеек	Полная длина оси
	в мм					
№ 22830-А ЦВПС Главвагонпрома .	$120^{+0,035}_{+0,012}$	$231,5^{-0,6}$	$150^{+0,185}_{+0,105}$	$165^{+0,25}_{+0,20}$	2 114	2 440
№ 30045-А Октябрьского ВРЗ им. Л. М. Кагановича . . . . .	$120^{+0,035}_{+0,012}$	$231,5^{-0,6}$	$150^{+0,185}_{+0,105}$	$178^{+1,0}$	2 036	2 362
№ 7070 МВЗ . . . . .	$120^{+0,035}_{+0,012}$	$231,5^{-0,6}$	$150^{+0,185}_{+0,105}$	$178^{+4,0}$	2 114	2 440
№ 39024 ВРЗ им. Войтовича . . . . .	$130^{+0,040}_{+0,013}$	$241^{-0,65}$	$168^{+0,12}_{+0,20}$	$185^{+1,0}$	2 114	2 444
№ 7095 МВЗ . . . . .	$120^{+0,055}$	$252^{-0,6}$	$154^{+0,150}_{+0,110}$	$178-180$	2 114	2 464
№ 1422 ЦВ МПС (ось пассажирского вагона длиной 23,6 м) . . . . .	$135^{-0,08}$	$264^{-0,6}$	$165^{+0,20}_{+0,12}$	$186^{+2,0}_{-0,5}$	2 036	$2\ 410^{+2,0}_{-1,0}$

В отношении износостойчивости цельнокатанные колёса несколько уступают бандажным, но стоят значительно выше чугунных колёс.

Безбандажным и бандажным колёсам с наружной стороны придаётся специальное очертание, называемое профилем поверхности катания.

Профиль поверхности катания бандажей и стальных колёс (фиг. 49, а) несколько отличается от профиля катания литых чугуных колёс (фиг. 49, б).



Фиг. 49. Профиль поверхности катания: а—стального колеса; б—чугунного колеса

Профиль катания всех колёс включает в себя следующие элементы: гребень, предохраняющий колёсную пару от схода с рельсов, поверхность катания, которая, начиная от выкружки гребня, имеет коничность 1 : 20, затем 1 : 7 и кончается для колёс бандажных фаской 6×6 мм, цельнокатанных и чугуных— радиусом соответственно 10 и 16 мм. Такое очертание поверхности катания обусловлено взаимодействием колёс с рельсами и стрелочными переводами при движении вагона.

Так как при конической форме поверхности катания колесо имеет в разных продольных сечениях различные диаметры, то диаметр колеса принято считать диаметр по условному кругу катания, расположенному от внутренней гребневой стороны колеса на 70 мм для стальных колёс и на 76,5 мм для чугуных.

Колёсные центры по материалу и способу изготовления разделяются на следующие типы: литые спицевые стальные, катаные дисковые стальные, чугунные литые дисковые и кованые сварные спицевые. Кованые сварные спицевые центры из-за их недостаточной прочности теперь не изготавливают. Стальные литые спицевые центры делают 8-, 9- и 11-спицевыми. 8-спицевые центры имеют диаметр обода 900 мм и предназначаются для осей I и II

типа; 9-спицевые центры выполняют с ободом диаметром 800 мм и формируют с осями III типа; 11-спицевые центры отливают с ободом диаметром 900 мм; они предназначаются для формирования колёсных пар с осями III типа.

Стальные дисковые центры прокатывают с диаметрами обода 900 и 800 мм. Центры с диаметром обода 900 мм изготавливают для осей I, II и III типа. Центры с диаметром обода 800 мм предназначаются только для осей III типа. Катаные колёсные центры являются наиболее прочными.

Чугунные литые дисковые центры имеют диаметр обода 800 и 900 мм. В настоящее время такие центры не изготавливают.

Все стальные центры изготавливают по размерам, предусмотренным ГОСТ 2343-43.

Бандажи диаметром по кругу катания 1 050 мм и 950 мм прокатывают по Техническим условиям согласно ГОСТ 398-41 и по размерам, установленным ОСТ 8146 НКПС 84.

Бандажи диаметром по кругу катания 1 050 мм формируются с центрами, имеющими диаметр обода 900 мм, а бандажи диаметром 950 мм— с центрами, имеющими диаметр обода 800 мм.

Заводное кольцо является дополнительным средством для предохранения бандажа от сдвига с центра; ставится оно с внутренней (гребневой) стороны бандажа в специальную выточку (см. фиг. 45).

До насадки бандажа на центр внутренней диаметр бандажа должен быть меньше наружного диаметра обода на 1,0—1,5 мм на 1 м диаметра (натяг).

Насадку бандажей на колёсные центры производят в горячем состоянии ( $t_{\text{бандажа}} = 500 \div 300^\circ \text{C}$ ).

Соединение колёс с осями выполняется прессовой посадкой на специальных гидравлических прессах.

Величины конечных давлений напрессовки приведены в табл. 16.

Таблица 16  
Величины конечных давлений напрессовки колёс на оси

Номинальный диаметр ступицы в мм	Давление при напрессовке в т		
	стальных колёс, цельнокатанных и бандажных с надетыми бандажами	стальных центров без бандажей	чугунных литых и бандажных колёс с чугунными центрами (с надетыми бандажами)
155	55—80	45—65	45—70
165	60—90	50—70	
178—182	65—95	50—75	
190	70—105	55—85	

Насадка на оси чугуных центров без бандажей не разрешается.

#### БУКСЫ

Буксы предназначены для передачи нагрузки от кузова вагона на колёсные пары и обеспечения нормальной работы шеек осей при движении вагона.

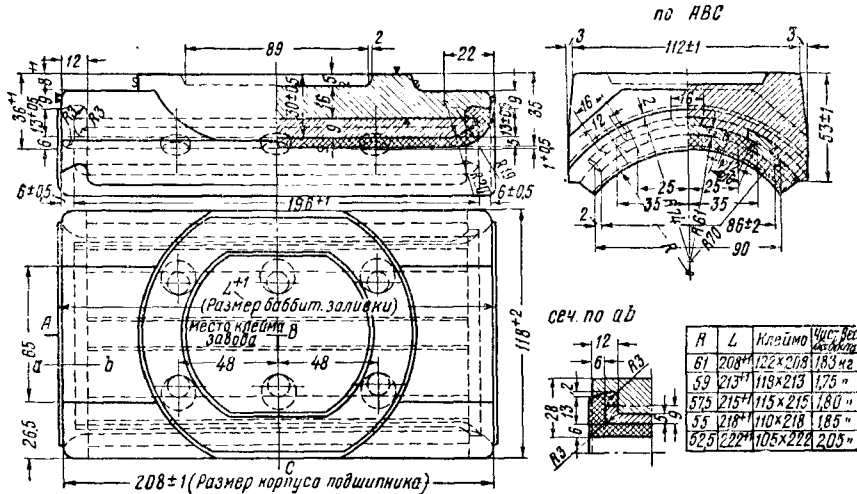




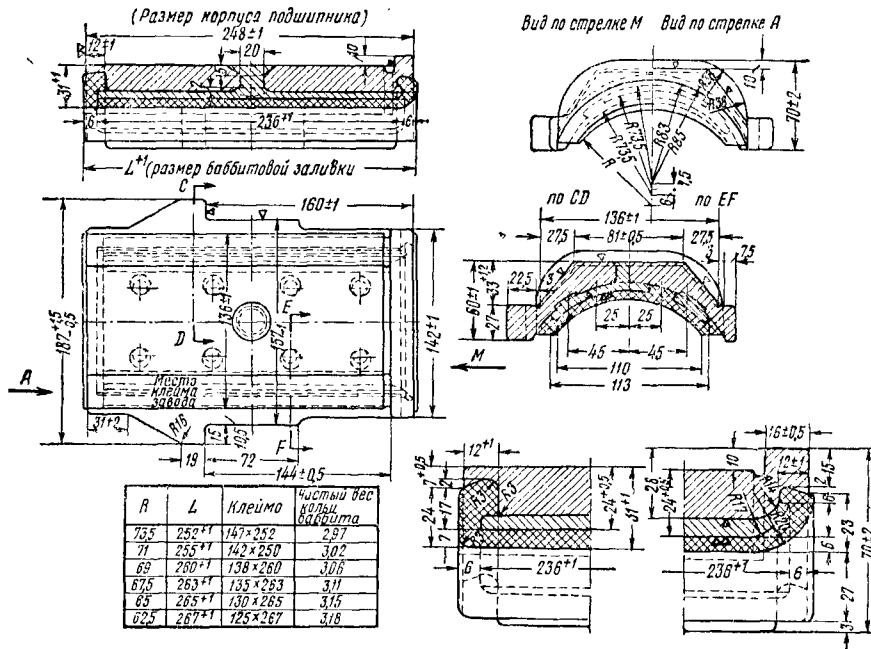
внутренний диаметр заливки подшипника превышает на 2—4 мм диаметр шейки. Подшипники по длине (с заливкой) изготовляют на 2—6 мм (в зависимости от типа) короче шейки.

радиусу. Вкладыши букс для I, II и III типа осей показаны соответственно на фиг. 57, 58 и 59.

Пылевую шайбу (уплотняющий затвор) устанавливают в задний паз буксы. Наи-



Фиг. 55. Подшипник буксы грузового вагона для оси II типа



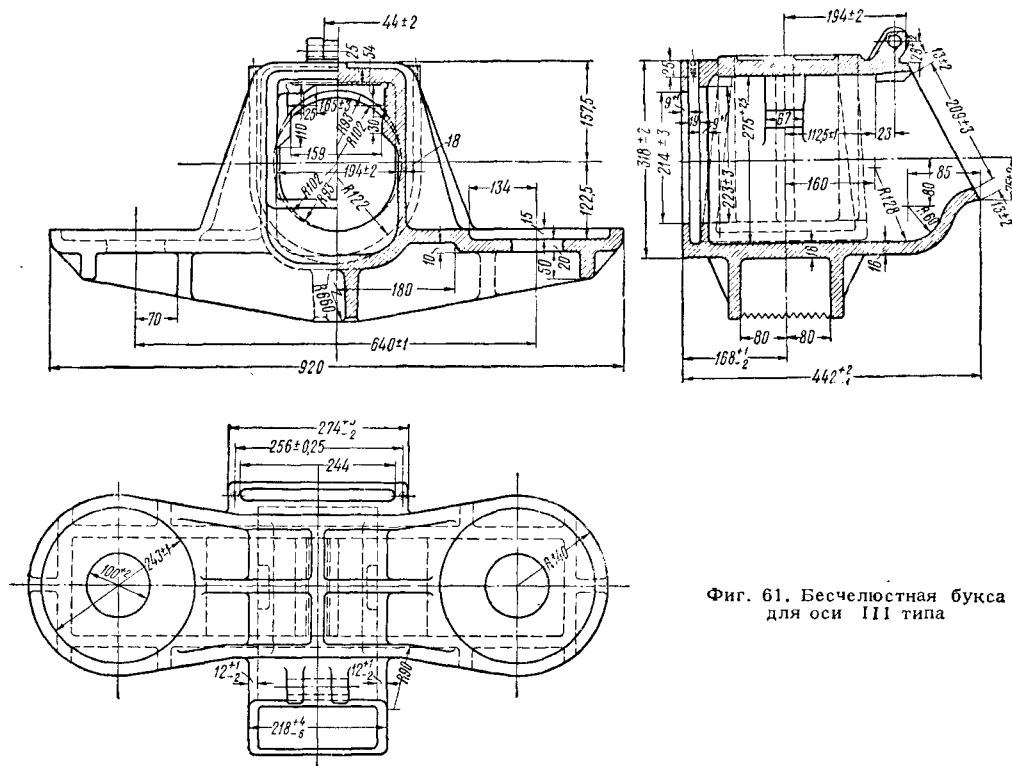
Фиг. 56. Подшипник буксы грузового вагона для оси III типа

Между потолком буксы и подшипником размещается вкладыш (клин), предназначенный для облегчения выемки и постановки подшипника. Вкладыши для всех типов букс изготовляют из стали путём штамповки. Верхняя поверхность вкладыша для букс, жёстко скреплённых с боковиной тележки, выполняется в продольном направлении по

более распространённой является шайба, изготавливаемая из деревянных пластин с войлочной кольцевой прокладкой в середине.

Польстер (см. фиг. 50) состоит из металлического каркаса и бумажно-шерстяной щётки с фитилями, которые заменяют собой обычную подбивку. Наличие в каркасе польстера

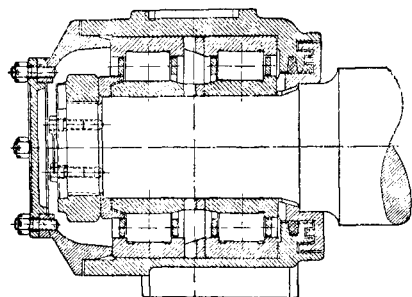




Фиг. 61. Бесчелюстная букса  
для оси III типа

70 км/час на 8%, а при трогании с места на 85%), в результате чего сокращается расход топлива локомотивом примерно на 12%; уменьшается расход смазки на 80% и значительно сокращаются расходы, связанные с содержанием и ремонтом букс.

Для букс вагонов применяют роликовые подшипники трёх основных типов — радиальные сферические по ОСТ 6771-39 и ОСТ 7634-39 (с бочкообразными роликами), радиальные с короткими цилиндрическими роликами по ГОСТ 294-41 (средняя широкая серия) и конические по ГОСТ 331-41 (средняя широкая серия).

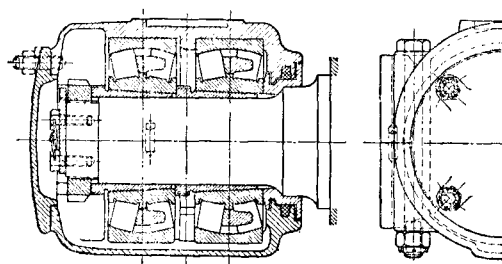


Фиг. 62. Букса с цилиндрическими роликами

По способу посадки роликовых подшипников на шейку оси различают буксы с посадкой втулочной, горячей и прессовой.

Вагонные роликовые буксы обычно имеют два подшипника. Крышки роликовых букс — глухие на болтах.

На отечественных железных дорогах получили наибольшее распространение цельнокорпусные буксы с подшипниками, имеющими цилиндрические ролики (фиг. 62). На фиг. 63



Фиг. 63. Букса со сферическими роликами

показана букса с подшипниками, имеющими сферические ролики, применяемая в пригородных вагонах электрифицированных железных дорог.

Для роликовых подшипников применяют специальные смазки.

## РЕССОРЫ И ПРУЖИНЫ

К основным типам рессор и пружин, применяемым в ходовых частях вагона, относятся листовые рессоры незамкнутые и эллиптические, цилиндрические пружины с круглым и прямоугольным сечением стали.

Листовые рессоры<sup>1</sup> и цилиндрические пружины имеют прогиб, пропорциональный нагрузке, причём листовые рессоры обладают внутренним трением, тогда как у пружин оно почти отсутствует.

Гибкостью рессоры или пружины принято считать величину прогиба в миллиметрах от груза, равного 1 т (мм/т).

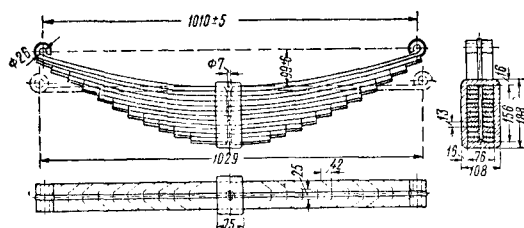
Жёсткостью является обратной величиной гибкости и показывает количество груза в килограммах, вызывающее прогиб рессоры или пружины, равный 1 мм (кг/мм).

Стрелой, или высотой, незамкнутой листовой рессоры называется расстояние от прямой, проведённой через центры ушков, до коренного листа, измеренное около хомута рессоры. Высота замкнутых эллиптических рессор измеряется по наружным плоскостям хомутов.

Высотой пружины называется расстояние между опорными плоскостями нижнего и верхнего витков пружины. Различают высоту рессор и пружин фабричную (в свободном состоянии), под тарой, под нагрузкой брутто и в сжатом состоянии.

Пружины имеют число витков полное и рабочее (расчётное). В рабочее число витков не включают опорные части витков, образуемые из оттянутых концов пружины. Рабочее число витков меньше полного на 1,5 витка. При подсчёте высоты пружины в сжатом до отказа состоянии принимают рабочее число витков плюс один виток.

Пружины различаются по направлению наливки. При направлении наливки по часовой стрелке наливки пружины называют правой, а против часовой стрелки — левой. Направления наливок в многорядных пружинах чередуются между собой.



Фиг. 64. 12-листовая рессора грузового вагона

Длиной, или хордой, рессоры называется расстояние между центрами ушков, а у замкнутых эллиптических рессор — между опорами в наконечниках. У эллиптических рессор, не имеющих наконечников, хордой рессоры является расстояние между местами соприкосновения коренных листов.

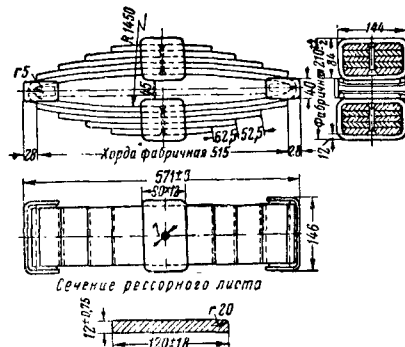
Длина, или хорда, рессоры в свободном состоянии называется фабричной. Кроме этого, различают длину рессор под тарой и под нагрузкой брутто, а для листовых незамкнутых рессор — дополнительно длину при выпрямленном коренном листе.

Характеристики листовых рессор ходовых частей основных типов грузовых и пассажирских вагонов помещены в табл. 17.

<sup>1</sup> За исключением эллиптических рессор Брауна и рессор вагонов московского метрополитена.

12-листовая рессора двухосного грузового вагона грузоподъемностью 16,5—18,0 т показана на фиг. 64.

В типовых тележках четырёхосных грузовых вагонов большое распространение полу-



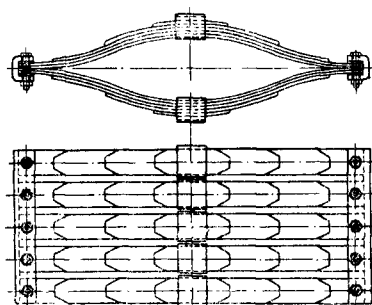
Фиг. 65. Рессора тележки грузового вагона

чили эллиптические рессоры, показанные на фиг. 65. Основным типом эллиптических рессор тележек пассажирских вагонов являются рессора, предложенная Н. К. Гала-



Фиг. 66. Рессора системы Галахова

ховым (фиг. 66), в некоторых вагонах — рессора системы И. О. Брауна, б. кузнечного мастера главных мастерских Петербурго-Варшавской ж. д. (фиг. 67). Рессоры системы Брауна обладают переменной жёсткостью, которая



Фиг. 67. Рессора системы Брауна

увеличивается по мере возрастания нагрузки на рессору. Увеличение жёсткости объясняется уменьшением расстояния между точками касания коренных листов (хорды) при возрастании нагрузки на рессору.

Листовые рессоры изготовляют из стали по ГОСТ В-2052-43. Сборка рессор производится в соответствии с ГОСТ 1425-48. Для рессорных листов из стали 55С2 применяется



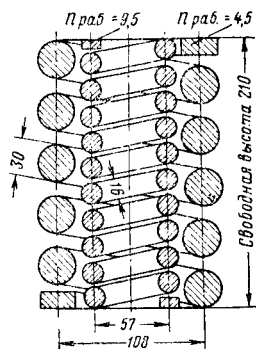
Таблица 17

Характеристики листовых рессор основных типов грузовых и пассажирских вагонов

Тип рессоры	Стрела, или высота, рессоры фабричная в мм	Хорда в свободном состоянии в мм	Сечение рессорных листов в мм	Хомут		Ширина комплекта эллиптических рессор в мм	Диаметр отверстия ушка в мм	Обрезка концов		Гибкость рессоры в мм/т	Вес рессоры в кг
				толщина в мм	ширина в мм			размер скоса в мм	ширина конца в мм		
11-листовая* 2-осного грузового нетормозного вагона и платформы грузоподъемностью 16,5 т . . . . .	111±6	1 000±5	76×13	16	75	—	26	46,5	25	9,20	63,10
12-листовая 2-осного грузового вагона грузоподъемностью 18,0 т, тормозного грузоподъемностью 16,5 т и платформы той же грузоподъемности . . . . .	99±6	1 010±5	76×13	16	75	—	26	42	25	8,70	63,80
13-листовая 2-осного грузового вагона и платформы грузоподъемностью 20,0 т . . . . .	101±6	1 010±5	76×13	16	75	—	36	40	25	7,80	76,90
13-листовая 2-осного хоппера и цистерны грузоподъемностью 25 т постройки 1931—1937 гг. . . . .	92±6	1 010±5	89×13	16	90	—	36	35	35	6,62	89,43
13-листовая 2-осной цистерны грузоподъемностью 25 т постройки 1945—1948 гг. . . . .	100±6	1 025±5	100×13	16	100	—	42	39	60	5,82	99,31
Листовая эллиптическая рессора тележек 4-осных вагонов — крытого и цистерны грузоподъемностью 50 т, полувагона и платформы грузоподъемностью 60 т . . . . .	210 <sup>+4</sup> <sub>-2</sub>	515	120×12	12	90	146	—	—	—	3,33	54,84
9-листовая 2-осного пассажирского пригородного вагона длиной 14 м . .	176±6	1 540±7	76×13	16	75	—	26	100	30	38,10	77,90
10-листовая 2-осного пассажирского пригородного вагона длиной 14 м .	179±6	1 538±7	76×13	16	75	—	26	75	30	34,50	90,38
10-листовая 2-осного пассажирского вагона длиной 14 м дальнего следования . . . . .	181±6	1 529±7	76×13	16	75	—	26	75	30	34,00	88,27
10-листовая 2-осного пассажирского вагона длиной 14 м дальнего следования . . . . .	171±6	1 535±7	76×13	16	75	—	26	75	30	34,40	88,34
11-листовая 2-осного пассажирского вагона длиной 14 м дальнего следования . . . . .	161, 170 и 179	1 560±7	76×13	16	75	—	26	75	30	33,00	96,77
12-листовая тележек тройного подвешивания пассажирских вагонов длиной 20,2 м дальнего следования .	117±6	1 130±5	76×13	16	75	—	—	45	30	11,40	76,3
13-листовая тележек тройного подвешивания пассажирских вагонов длиной 20,2 м . . . . .	103±6	1 133±5	76×13	16	75	—	—	45	30	10,65	81,10
14-листовая тележек тройного подвешивания пассажирских вагонов длиной 20,2 м . . . . .	97±6	1 136±5	76×13	16	75	—	—	40	30	10,00	86,05
6-листовая пятирядная системы Галахова пассажирских вагонов длиной 20,2 м . . . . .	393±10 406±10	916±4 911±4	76×10	10	90	479	—	86	20	10,30	294,26
7-листовая пятирядная системы Галахова пассажирских вагонов длиной 20,2 м . . . . .	416±10	916±4	76×10	10	90	479	—	71	20	8,95	328,46
7-листовая пятирядная системы Галахова пригородных пассажирских вагонов длиной 20,2 м (тележки ЦВТК усиленные) . . . . .	370	850	76×10	10	90	479	—	60	30	8,45	295,00
5-листовая пятирядная системы Брауна пассажирских вагонов длиной 18,0—20,0 и 20,2 м . . . . .	350±10	960±5	76×8** 76×10	10	90	481	—	35	25	10,70	255,78
6-листовая пятирядная системы Брауна пассажирских вагонов длиной 18,0—20,0 и 20,2 м . . . . .	350±10	960±5	76×8** 76×10	10	90	481	—	35	25	9,80	297,04
7-листовая пятирядная системы Галахова пассажирских металлических вагонов длиной 23,6 м . . . . .	Котл. конец 400, некотл. 386	925±4	76×10	10	90	479	—	60	30	9,1	341,00

\* При капитальном ремонте 11-листные рессоры заменяются на 12-листные.  
 \*\* Первые листы рессоры.

следующий режим термической обработки: температура нагрева под гибку 930—950° С, закалка при 860—880° С и отпуск при 470—500° С. Охлаждающей средой при закалке является вода температурой 25° С или масло.



Фиг. 68. Двухрядная цилиндрическая пружина

Характеристики пружин ходовых частей основных типов грузовых и пассажирских вагонов приведены в табл. 18.

На фиг. 68 показана типовая двухрядная цилиндрическая пружина тележек грузовых вагонов.

Пружины изготовляют из стали по ГОСТ В-2052-43 в соответствии с Техническими

условиями по ГОСТ 1452-42. Режим термической обработки пружин из стали 55С2 примерно такой же, что и для листовых рессор из этой марки стали.

### РЕССОРНОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ

Рессорное подвешивание делится на два основных вида — подвешивание нетележечных вагонов и подвешивание тележечных вагонов.

В зависимости от количества последовательно соединённых систем рессор в подвешивании последнее подразделяется на одинарное, двойное и тройное.

Подвешивание более чем с тремя системами рессор в практике отечественного вагоностроения не применяется.

Все двухосные грузовые вагоны имеют одинарное рессорное подвешивание (фиг. 69), осуществляемое с помощью листовой рессоры, серёг, валиков и кронштейнов.

Двухосные пассажирские вагоны имеют одинарное или двойное рессорное подвешивание. Двойное рессорное подвешивание оте-

Таблица 18

Характеристики пружин ходовых частей основных типов грузовых и пассажирских вагонов

Тип пружины	Диаметр пружины в мм			Высота пружины в свободном состоянии в мм	Диаметр прутка или сечение полосы в мм	Число витков		Гибкость пружины в мм/т	Вес пружины в кг
	внутренний	средний	наружный			полное	рабочее		
Для тележки грузовых вагонов, двухрядная:									
наружная	78	108	138	210 <sup>+4</sup> <sub>-2</sub>	30	6,0	4,5	7,0	10,30
внутренняя	41	57	73	210 <sup>+4</sup> <sub>-2</sub>	16	11,0	9,5	27,0	2,94
Для тележки с продольными балансирами, четырёхрядная:									
наружная	167	185	203	230 <sup>+4</sup> <sub>-2</sub>	18×40	4,25	2,75	31,5	11,70
вторая	131	147	163	230 <sup>+4</sup> <sub>-2</sub>	16×35	4,7	3,2	25,8	8,08
третья	99	114	129	230 <sup>+4</sup> <sub>-2</sub>	15×28	6,0	4,5	31,6	6,04
внутренняя	69	83	97	230 <sup>+4</sup> <sub>-2</sub>	14×20	8,0	6,5	35,6	3,85
Для тележки типа Фетте, двухрядная:									
наружная	114	130	146	215 <sup>+4</sup> <sub>-2</sub>	16×35	5,0	3,5	22,8	7,64
внутренняя	82	97	112	215 <sup>+4</sup> <sub>-2</sub>	15×28	6,25	4,75	21,0	5,38
Для безбалансирной тележки, двухрядная:									
наружная	83	116	149	300 <sup>+6</sup> <sub>-3</sub>	33	7,95	6,45	7,95	18,07
внутренняя	43	62	81	281 <sup>+6</sup> <sub>-3</sub>	19	12,5	11,0	20,0	5,17
Для тележки типа ЦВТК, двухрядная:									
наружная	117	150	183	247 <sup>+5</sup> <sub>-2,5</sub>	33	6,0	4,5	11,7	17,25
внутренняя нормальной тележки	41	57	73	210 <sup>+4</sup> <sub>-2</sub>	16	11,0	9,5	27,0	2,94
то же усиленной тележки	66	85	104	250 <sup>+5</sup> <sub>-2,5</sub>	19	10,0	8,5	40,0	5,61
Для тележки тройного подвешивания вагонов длиной 20,2 м и двухосных длиной 14 м	90	120	150	250 <sup>+5</sup> <sub>-2</sub>	30	7,0	5,5	11,7	13,5
Для челюстной тележки металлических вагонов длиной 23,6 м, двухрядная:									
наружная	139	175	211	Котлов. конец 303 <sup>+2,5</sup> <sub>-2,5</sub> , некотлов. конец 299 <sup>+2,5</sup> <sub>-2,5</sub>	36	6,3	4,8	15,3	25,3
внутренняя	91	110	129	300	19	8,0	6,5	66,4	6,14
Для бесчелюстной тележки тех же вагонов	160	200	240	300	40	5,9	4,4	13,7	34,1

чественного типа, выполненное по системе проф. Е. Е. Нольтейна (фиг. 70), применяется в двухосных пригородных вагонах и вагонах дальнего следования длиной 14 м.

Незначительная часть нетележечных пассажирских вагонов оборудована двойными и реже тройными листовыми рессорами, расположенными горизонтально в ряд или вертикально одна над другой. Такие рессоры

новки последовательно соединённых систем рессор, что улучшает ходовые качества вагона; 3) свободное вписывание вагона в кривые участки пути, что значительно снижает сопротивление движению; 4) проектирование вагонов с большей длиной и грузоподъёмностью.

### Тележки грузовых вагонов

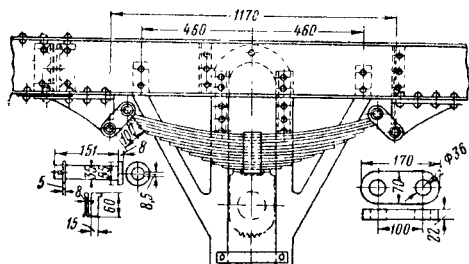
Характеристики основных типов тележек грузовых и пассажирских вагонов приведены в табл. 19.

Тележка грузовых вагонов имеет следующие основные узлы: две боковины, колёсные пары с буксами, рессорное подвешивание, надрессорную балку с подпятником и скользунами, поперечную связь (подрессорную балку) и детали рычажной передачи тормоза.

Тележки грузовых вагонов имеют боковины сборные из стальных изогнутых поясов и стальные цельнолитые.

П о я с н а я т е л е ж к а с базой 1 905 мм и четырёхпружинным рессорным комплектом имеет сборные боковины, изготовленные из стальных поясов, жёстко скреплённых болтами у букс и в средней части — в местах колонок. Надрессорная балка тележки шпренгельного типа состоит из выгнутого вверх швеллера № 30, нижнего пояса толщиной 25 мм и шкворневой колонки в средней части балки. Поперечная связь тележки изготовлена из швеллера № 33 или отштампована из полосы толщиной 10 мм.

В 1931 г. конструкция поясной тележки подверглась некоторой модернизации (фиг. 71). База тележки была уменьшена до 1 800 мм—

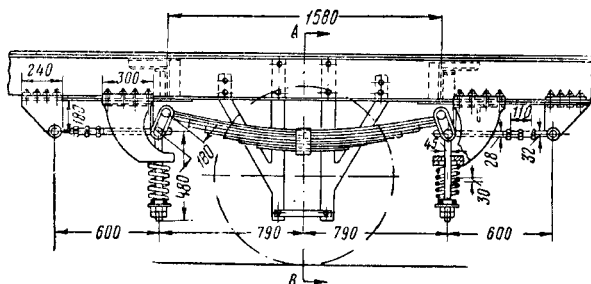


Фиг. 69. Рессорное подвешивание двухосного грузового вагона

в зависимости от расположения и числа их называют двухрядными и трёхрядными, или двухъярусными и трёхъярусными.

Тележечные вагоны имеют рессорное подвешивание одинарное, двойное или тройное. Тележки одинарного подвешивания имеют листовые рессоры или пружины.

Двойное подвешивание осуществляется с помощью листовых (эллиптических или незамкнутых) рессор и пружин или только одних пружин (тележка инж. А. Г. Ханина).



Фиг. 70. Двойное рессорное подвешивание двухосного пассажирского вагона длиной 14 м (система проф. Нольтейна)

Тройное рессорное подвешивание состоит из листовых рессор, эллиптических и незамкнутых, и пружин. Незамкнутые листовые рессоры и пружины при этом обычно размещаются над буксой.

Одинарное подвешивание имеют тележки грузовых вагонов и некоторых пассажирских вагонов прежних конструкций.

Двойное и тройное подвешивание применяют почти исключительно в тележках пассажирских вагонов.

### ТЕЛЕЖКИ ВАГОНОВ

Тележки сравнительно с отдельными осями обеспечивают: 1) уменьшение вертикальных перемещений кузова вагона при проходе неровностей пути; 2) широкую возможность уста-

из расчёта постановки колёсных пар с колёсами диаметром 950 или 900 мм вместо 1 050 мм в прежней конструкции. Рессорный комплект был усилен путём добавления одной двухрядной пружины. Надрессорная балка тележки выполнена сварной в виде бруса равного сопротивления изгибу и составлена из верхнего и нижнего поясов сечением 280×18 мм и двух вертикальных листов толщиной 10 мм, поставленных на расстоянии 234 мм друг от друга. Поперечная связь тележки выштампована из полосы толщиной 10 мм в виде прямого коробчатого профиля шириной внутри 310 мм.

В 1936 г. поясная тележка подверглась дальнейшим конструктивным изменениям (фиг. 72). Толщина средних поясов была уве-

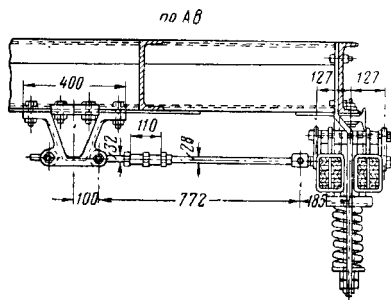


Таблица 19

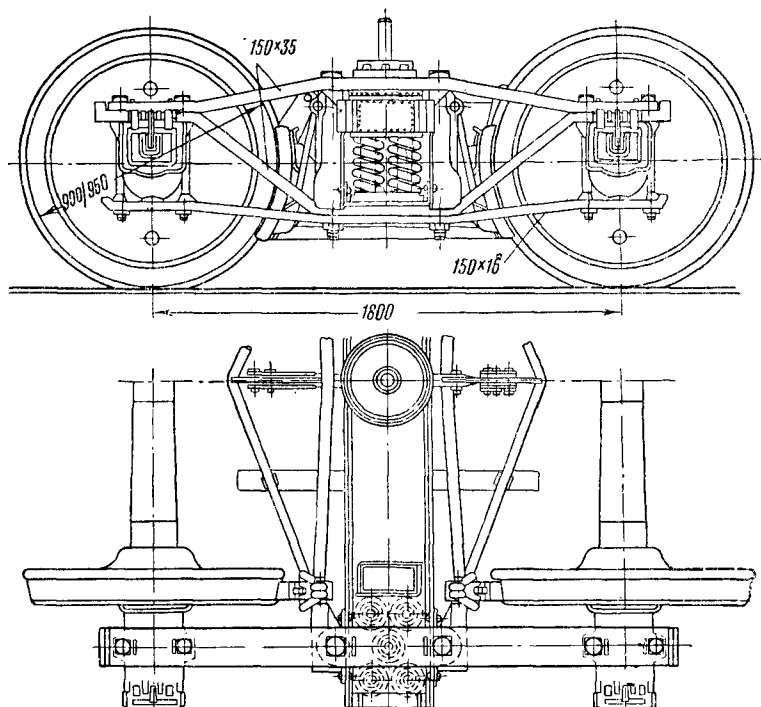
## Основные характеристики тележек

Тип тележки	Вес тележки в т	Рессорное под- вешивание	Тип рессор и пружин	Общий прогиб рессорного подве- шивания тележки от нагрузки 1 т (гибкость) в мм/т	Колёсные пары			Наибольшая допускаемая нагрузка на тележку в т	Высота опорной плоскости под- пятника тележки от головки рель- са в свободном состоянии в мм
					тип осей	диаметр колёс в мм	тип колёс		
Тележки грузовых вагонов									
Поясная конструкции 1928—1929 гг.	4,44	Одinar- ное	Два комплекта по четыре двухрядных пружины	0,604	III	1 050	Цельнокатаные или бандажные с центра- ми разных типов	33,00	825
Поясная конструкции 1931—1935 гг.	4,30	То же	Два комплекта по пять двухрядных пружины	0,555	III	900 и 950	Цельнокатаные, чугунные или бан- дажные с центрами разных типов	38,00	750 и 775
Усиленная поясная кон- струкция 1936 г.	4,53	»	Два комплекта по шесть двухрядных пружины или по четыре двухрядных пруж- ины и одной листовой эллиптической рессоре	0,463*	III	900 и 950	То же	38,00	755 и 780
Со стальными литыми бо- ковинами	4,57	»		0,490	III	900 и 950	»	38,00	750 и 775
Поясная с люлечным рес- сорным подвешиванием	5,30	»	Два комплекта из четырёхрядных лю- стовых эллиптических рессор системы Галахова	5,80	III	1 050	Цельнокатаные или бандажные с центра- ми разных типов	22,00	885
Тележки пассажирских вагонов									
С продольными баланси- рами (типа Пульмана)	5,85	Двойное	Люлечные — эллиптические пятирядные рессоры; надбуксовые — цилиндрические четырёхрядные пружины	С рессорами Брау- на — 6,91; с рессора- ми Галахова — 8,69	II	1 050	Цельнокатаные или бандажные с катань- ми или спицевыми литыми центрами	21,30	1 036
Фетте	6,10	»	Люлечные — эллиптические пятирядные рессоры; надбуксовые — цилиндрические двухрядные пружины	С рессорами Брау- на — 6,00; с рессора- ми Галахова — 8,24	II	1 050	То же	21,20	1 012

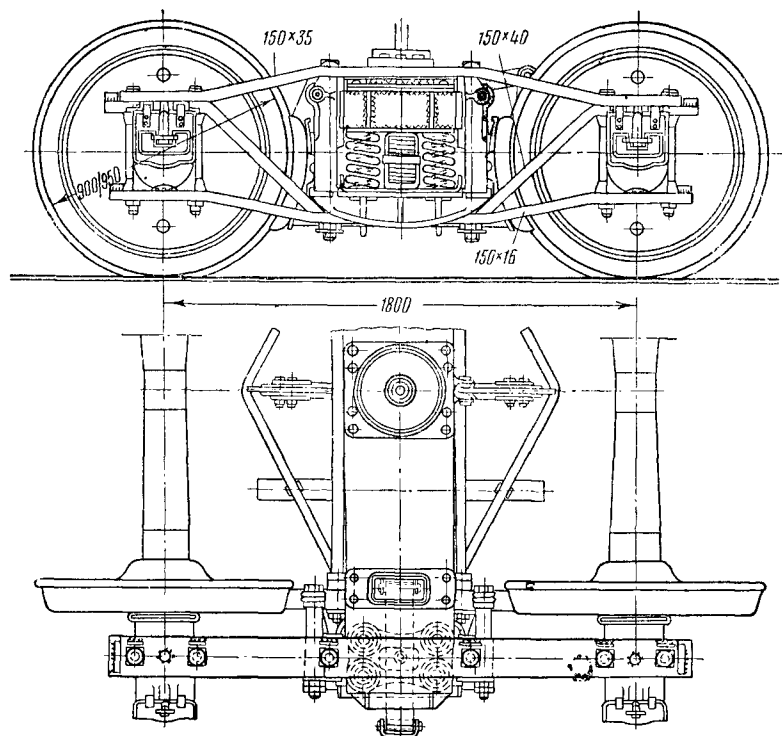
\* Для комплекта из пружин

Продолжение табл. 19

Тип тележки	Вес тележки в т	Рессорное подвешивание	Тип рессор и пружин	Общий прогиб рессорного подвешивания тележки от нагрузки 1 т (гибкость) в мм/т	Колёсные пары			Наибольшая нагрузка на тележку в т	Высота опорной площадки под пятника тележки от головки рельса в свободном состоянии в мм
					тип осей	диаметр колёс в мм	тип колёс		
Безбаланирная нормальная (завода им. Егорова)	5,94	Двойное	Лопелечные — эллиптические пятирядные рессоры; надбуксовые — цилиндрические двухрядные пружины	Котлового конца вагона — 7,83; котлового конца вагона — 8,27	II	1050	Цельнокатаные бандажные с катанными или спицевыми литыми центрами	21,25	1 050
ЦВТК нормальная	6,87	»	Лопелечные — эллиптические пятирядные рессоры; надбуксовые — цилиндрические двухрядные пружины	8,00	II	1050	То же	21,25	1 020
ЦВТК усиленная	7,4	»	Лопелечные — эллиптические пятирядные рессоры; надбуксовые — цилиндрические двухрядные пружины	5,7	III	1050	Цельнокатаные или бандажные с катанными центрами	26,00	1 015
Тройного подвешивания (курортного типа)	7,30	Тройное	Лопелечные — эллиптические пятирядные рессоры; надбуксовые — листовые рессоры и цилиндрические однорядные пружины	Котлового конца вагона — 9,90; котлового конца вагона — 10,47	III	1050	Цельнокатаные или бандажные с катанными или спицевыми литыми центрами	18,90	1 035
19-м вагона электрифицированных железных дорог (моторная)	13,5	»	Лопелечные — эллиптические трёхрядные рессоры; надбуксовые — листовые рессоры и цилиндрические однорядные пружины	6,5	Специальные	1050	Сборные бандажные со специальными центрами	—	1 025
Металлического вагона длиной 23,6 м:									
а) челюстная	8,45	Двойное	Лопелечные — эллиптические пятирядные рессоры; надбуксовые — цилиндрические двухрядные пружины	6,1	III	950 и 1050	Цельнокатаные	—	965
б) бесчелюстная	8,0	»	Лопелечные — эллиптические пятирядные рессоры; надбуксовые — цилиндрические однорядные пружины	6,2	III	1050	»	—	974



Фиг. 71. Поясная тележка с пятипружинным рессорным комплектом



Фиг. 72. Усиленная поясная тележка с комбинированным рессорным комплектом

личена до 40 мм. Боковины получили общее дополнительное упрочнение путём постановки на средние пояса под рессорные комплекты распределительных стальных балочек, предназначенных для передачи нагрузки в средние узлы боковины. Было введено комбинированное рессорное подвешивание, включающее дополнительно к четырём двухрядным пружинам эллиптическую рессору. Надрессорная балка тележки выполнена сварной из двух горизонтальных и двух вертикальных листов по форме бруса равного сопротивления. Верхний лист балки имеет сплошное сечение 300×18 мм, а нижний лист — то же сечение в средней части, но с уширенными до 420 мм площадками по концам. Вертикальные стенки имеют толщину 18 мм. Поперечная связь тележки выштампована из полосы шириной 550 мм и толщиной 12 мм и имеет вид коробки с уширенными концами и меньшей высотой бортов. В последней конструкции поперечной связи высота отбортовки концов делается такой же, как и в её средней части.

Боковины всех типов поясных тележек собирают с помощью болтов, пропущенных через колонки и через приливы в корпусах букс. Болты имеют корончатые гайки. Болты для колонок имеют диаметр 45 мм и длину для тележек с комбинированным рессорным подвешиванием 640 мм и для всех остальных тележек 600 мм. Буксовые болты изготавливаются диаметром 32 мм и длиной 445 мм.

Поясные тележки просты по конструкции, нетрудоемки при постройке и ремонте, однако при большей грузоподъемности вагонов, обрабатываемых в поездах с высокими скоростями, они оказались недостаточно надежными и прочными.

С 1937 г. вагоностроительная промышленность начала выпуск грузовых тележек со стальными литыми боковинами и надрессорными балками (фиг. 73). Этот тип тележки имеет комбинированное рессорное подвешивание, состоящее из четырех двухрядных пружин и одной эллиптической рессоры в комплекте, или взаимозаменяемое с ним подвешивание из шести двухрядных пружин в комплекте. Лабораторные испытания этих тележек показали их высокую прочность, что затем подтвердилось продолжительной эксплуатацией.

Тележка со стальными литыми боковинами и надрессорной балкой типа М-44 (модель 1944 г.) не имеет поперечной связи. Параллельность боковин и колесных пар в этой тележке обеспечивается надрессорной балкой, имеющей особую форму соединения с боковинами. Корпуса букс тележки М-44 отливали заодно с боковинами. Бесвязевая тележка типа МТ-50 (модель 1950 г.) имеет комбинированное рессорное подвешивание и отъемные корпуса букс. С 1951 г. все вновь строящиеся грузовые вагоны выпускают с тележками МТ-50.

Одним из существенных недостатков всех типов грузовых тележек является недостаточное смягчение динамических усилий рессорным подвешиванием, вследствие чего создается беспокойный, тресканный ход вагонов, ухудшается взаимодействие их с рельсовым путем, повреждаются перевозимые грузы. Совершенствование рессорного подвешивания

этих тележек проводится в направлении увеличения статического прогиба рессор и пружин и введения двухрежимных рессорных комплектов (переменной жесткости).

Изобретателем инж. А. Г. Ханниным предложен оригинальный рессорный комплект с увеличенным статическим прогибом и переменной жесткостью. Комплект А. Г. Ханнина состоит из последовательно включенных пружин и клинового амортизатора. Боковые поперечные перемещения надрессорной балки в этой системе воспринимаются поперечной упругостью пружин и силами трения на поверхности клиньев. При испытаниях рессорный комплект, предложенный Ханниным, показал хорошие ходовые качества.

Одной из разновидностей грузовых тележек является люльчатая тележка с люльчатым рессорным подвешиванием, выполненным из четырехрядных эллиптических рессор (фиг. 74). Такие тележки имеются у некоторых изотермических вагонов. Они имеют более гибкое рессорное подвешивание, удлиненную базу и несколько уменьшенные размеры сечений поясов, рассчитанных на меньшую нагрузку.

Все типы описанных грузовых тележек имеют одностороннее торможение.

#### Тележки пассажирских вагонов

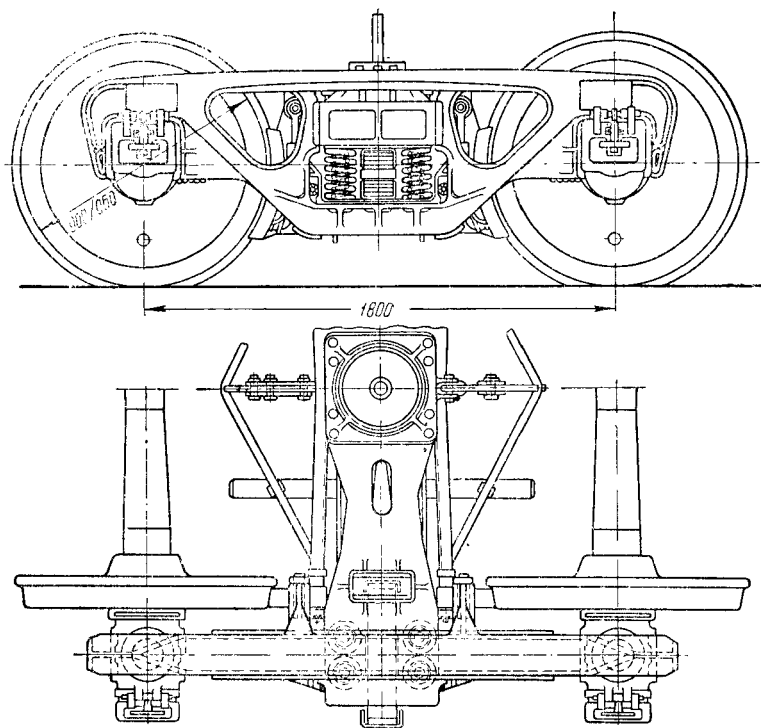
Тележка пассажирского вагона обычно имеет следующие основные части: раму, колесные пары с буксами, надрессорную балку с подпятником и скользунами, центральное подвешивание (люлька, рессоры), подрессорную балку, надбуксовое подвешивание (балансиры, рессоры) и детали тормоза.

Тележка с продольными балансирами (типа Пульмана) имеет смешанную деревянно-металлическую раму (фиг. 75). У части тележек деревянные концевые балки рамы и надрессорная балка заменены на металлические. Боковина тележки опирается на четырехрядные пружины, размещенные на массивной фигурной балке (балансире), лежащей на буксах. Вторая система подрессоривания осуществляется люльчатым устройством с двумя комплектами эллиптических рессор системы Брауна или Галахова.

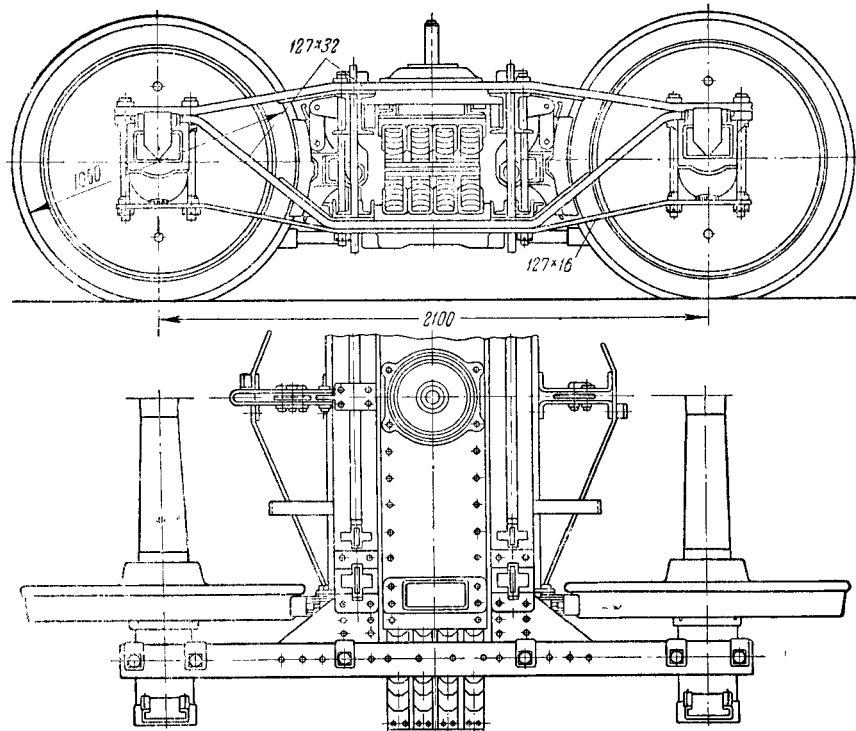
Тележка Фетте отечественной конструкции (фиг. 76) имеет двойное подвешивание и смешанную раму. Боковина опирается на двухрядные пружины, расположенные по концам отдельных надбуксовых балансиров, передающих нагрузку центрально, через буксы на шейки осей. Тележки этого типа имеют сравнительно спокойный и бесшумный ход, поэтому они получили большое распространение в вагонах длиной 18 и 20 м. Тележки Фетте более удобны в эксплуатации и ремонте, чем тележки с продольными балансирами.

Тележки с деревянно-металлическими рамами обладают существенным недостатком — ослабление и расстройство болтовых соединений, что требует частого их ремонта.

Безбалансирная нормальная тележка вагоностроительного завода им. рабочего Егорова (фиг. 77) имеет металлическую сварную раму, боковины которой изготовлены из двух швеллеров № 18 каждая. Надбуксовое рессорное подвешивание этой тележки состоит из двух-



Фиг. 73. Тележка с литыми стальными боковинами



Фиг. 74. Поясная тележка с лючковым рессорным подвешиванием



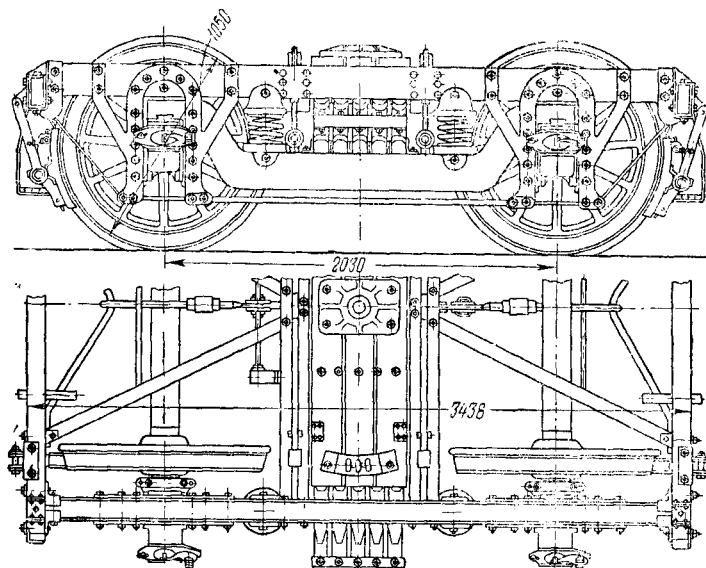
рядных пружин, размещённых на буксах центрально относительно шейки оси.

Центральное рессорное подвешивание выполнено в виде обычной люльки с пятирядными эллиптическими рессорами системы Галахова. Буксовые направляющие изготовлены из швеллеров № 18, к верхним концам которых приварены угольники для упора

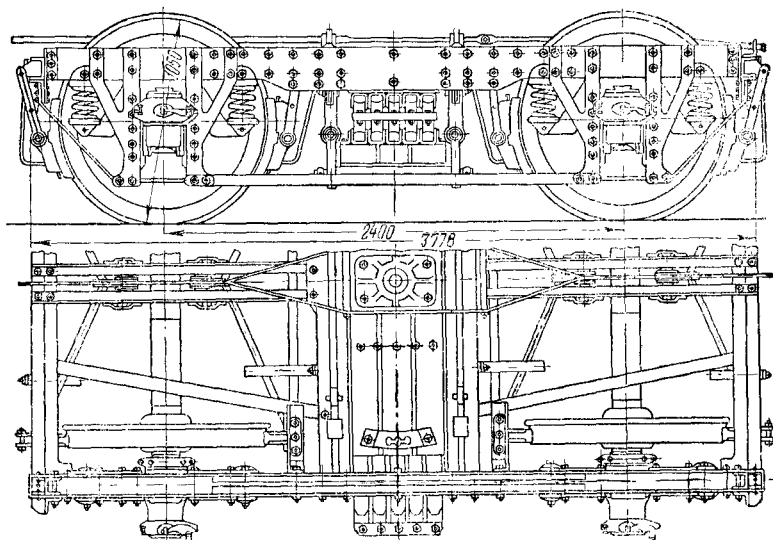
буксовых пазов, частый излом надбуксовых пружин, обрыв угольников, поддерживающих верхнюю упорную планку.

Нормальная и усиленная балансиры тележки ЦВТК (фиг. 78) имеют металлические сварные рамы.

Каждая боковина рамы состоит из двух швеллеров № 18, расставленных один от



Фиг. 75. Тележка с продольными балансирами (типа Пульмана)



Фиг. 76. Тележка типа Фетте

планки, служащей верхней опорой надбуксовой пружины.

Безбалансирная тележка проста по конструкции, удобна для осмотра и ремонта люльчатого подвешивания и рычажной передачи тормоза.

Недостатками этой тележки являются перекос боек в направляющих, в результате чего происходит ненормальный износ шеек и

другого на расстоянии 180 мм для нормальной тележки и 148 мм — для усиленной. Все поперечные балки рам тележек типа ЦВТК изготовлены также из швеллеров № 18. Надрессорная балка — сварной конструкции, изготовлена из четырёх швеллеров № 18 и двух накладок.

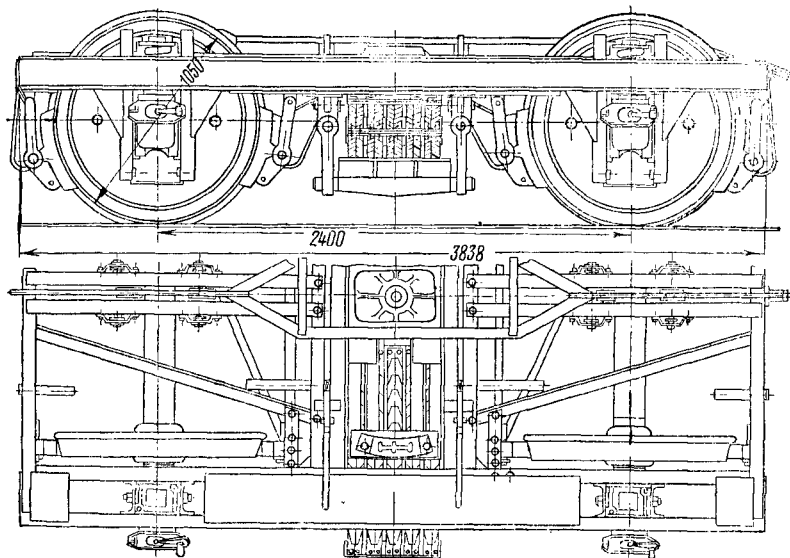
Для поглощения шума подрессорная балка выполнена из четырёх дубовых брусков сече-

нием  $135 \times 80$  мм каждый, армированных тремя стальными полосами сечением  $16 \times 80$  мм.

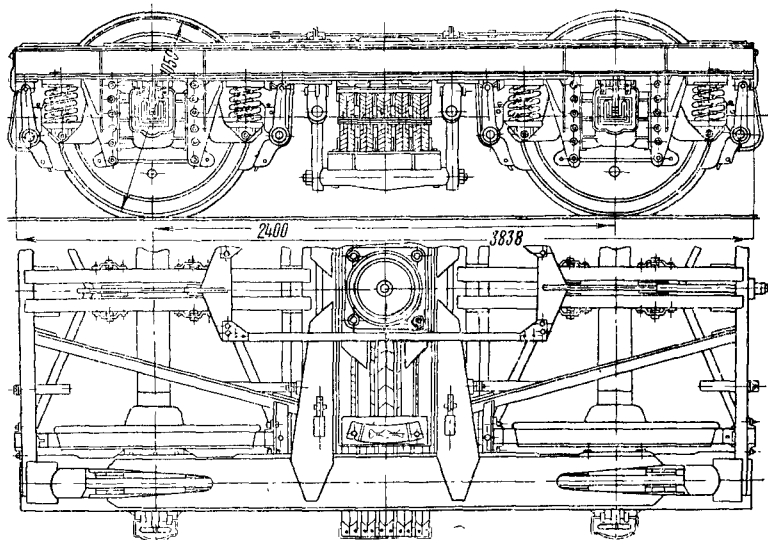
Надбуксовое рессорное подвешивание тележек типа ЦВТК выполнено из двухрядных пружин; центральное подвешивание — люльечное, с рессорами Галахова.

имеют корпуса букс со специально увеличенным расстоянием между направляющими пазами.

Тележка тройного подвешивания так называемого курортного типа<sup>1</sup> (фиг. 79) имеет клёпаную конструкцию.



Фиг. 77. Тележка безбалансирная нормальная



Фиг. 78. Тележка типа ЦВТК усиленная

Усиленные тележки типа ЦВТК имеют колёсные пары III типа вместо II типа у нормальных тележек. Буксовый узел тех и других тележек выполнен с учётом возможности перехода на роликовые буксы. Для этого на буксовые направляющие нормальных тележек устанавливаются специальные съёмные накладки, а усиленные тележки

Боковины тележки состоят из плоских листов, усиленных по краям угольниками. Надбуксовые листовые рессоры соединяются с рамой через цилиндрические пружины с помощью специальных подвесных болтов и рес-

<sup>1</sup> Название «курортной» тележка получила по вагону, который предназначался для перевозки курортников.

сорных кронштейнов, приклепанных к раме тележки. Центральное люлечное подвешивание с рессорами системы Галахова имеет обычное устройство.

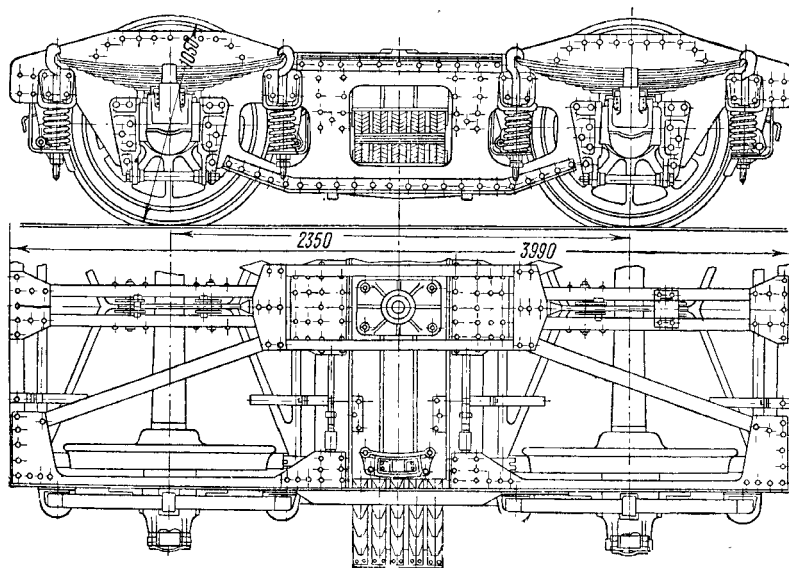
Тележки курортного типа обеспечивают достаточно плавный ход вагона в вертикальном направлении, однако наличие большого статического прогиба рессорного подвешивания при недостаточном расстоянии между люлечными подвесками вызывает в то же время боковую качку с большими амплитудами колебаний. Эксцентричная подвеска боковин тележки создаёт усилия, вызывающие в эксплуатации трещины в боковинах и угловых косынках, скрепляющих их с концевыми поперечными балками.

Тележки тройного подвешивания, применяемые под вагонами прямого сообщения б. Международного общества спальных ваго-

Тележка двойного подвешивания металлических вагонов длиной 23,6 м (фиг. 81) имеет раму, выполненную из сварных балок прямоугольного замкнутого профиля.

Каждая боковина рамы изготовлена из двух швеллеров № 20, перекрытых снизу и сверху накладками. Над буксами в боковине имеются вырезы для пропуска балансиров. Буксовые лапы приварены к боковинам. Концы каждой пары буксовых лап стягиваются плоской стрункой в виде скобы. Буксовые лапы имеют сменные накладки-наличники, предохраняющие лапы от истирания. Наличники изготавливаются из стали и термически обрабатываются.

Надрессорная балка, выполненная в виде бруса равного сопротивления изгибу, состоит из верхнего и нижнего поясов двух вертикальных листов и усиливающих по-



Фиг. 79. Тележка тройного подвешивания (курортного типа)

нов, имеют штампованные из листа боковины. Надбуксовое рессорное подвешивание выполнено из пружин и листовых незамкнутых рессор, связанных между собой с помощью подвесных болтов. Люлечное рессорное подвешивание имеет пятирядные эллиптические рессоры. Тележки этого типа заменяются типовыми тележками металлических вагонов длиной 23,6 м.

Вагоны длиной 19 м электрифицированных железных дорог имеют тележки тройного подвешивания клёпаной конструкции (фиг. 80). Тележки моторных вагонов оборудуются тяговыми двигателями, имеющими обычную подвеску трамвайного типа. Боковины этих тележек, средние и концевые поперечные балки — штампованные из листовой стали. Надбуксовое рессорное подвешивание состоит из листовых незамкнутых рессор и пружин. Шестилстовые рессоры системы Галахова, применённые в люлечном подвешивании, выполнены трёхрядными. Сечение стали эллиптических рессор 76×13 мм. Тележки оборудованы роликовыми буксами.

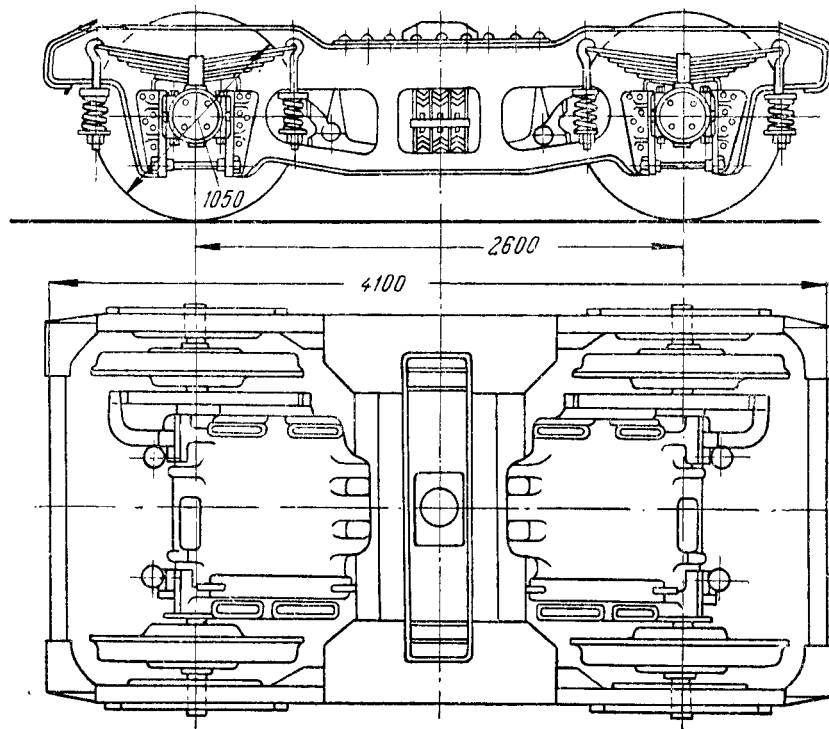
перечных рёбер. На верхнем поясе балки на резиновых прокладках размещены так называемый плавающий подпятник и две коробки скользунков.

Поддрессорная балка изготовлена штамповкой из листа толщиной 14 мм. Своими концами она опирается на опорные (подлюлечные) балочки, цапфы которых проходят в проушины люлечных подвесок.

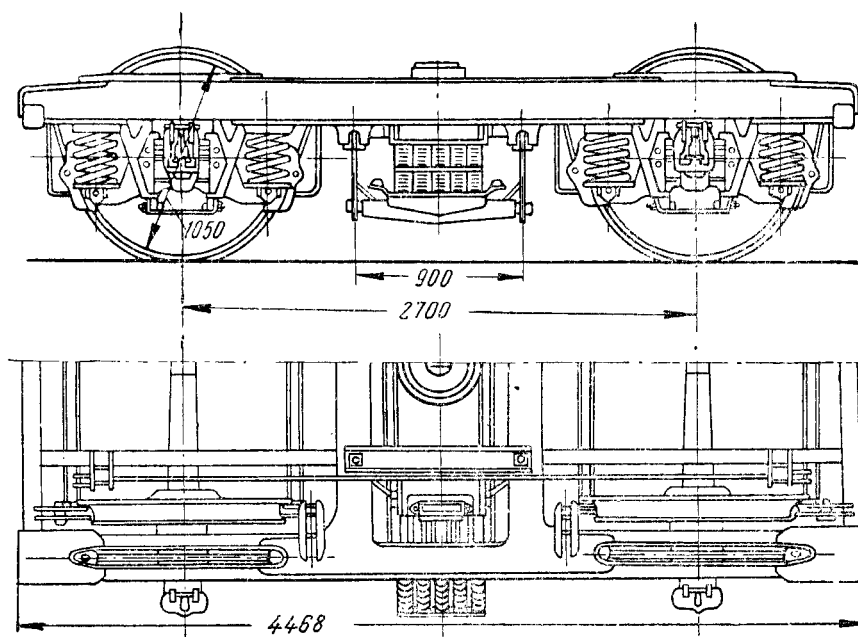
Надбуксовое рессорное подвешивание тележки выполнено по типу Фетте и состоит из балансира, опирающегося на потолок буксы, и двух двухрядных пружин<sup>1</sup>, передающих нагрузку от рамы тележки на концы балансиров.

Между пружиной и верхним поддоном, укрепленным на боковине, прокладываются шайба из морозостойкой резины толщиной 16 мм и стальная шайба толщиной 10 мм, передающая нагрузку от пружины на резиновую шайбу.

<sup>1</sup> Часть тележек имеет однорядные пружины.



Фиг. 80. Тележка 19-м пригородного электровагона (моторная)



Фиг. 81. Тележка металлического вагона длиной 23,6 м (челюстная)

Центральное рессорное подвешивание — люлевное, с одинарными наклонными подвесками и рессорами системы Галахова.

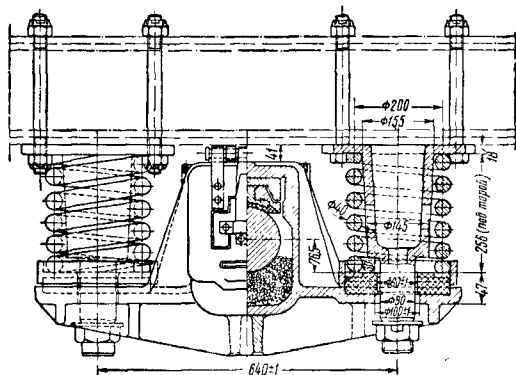
Тележки первого выпуска имели колёса диаметром 950 мм. В 1948 г. конструкция тележки была переработана применительно к диаметру колёс 1050 мм. В новой конструкции тормозные цилиндры с тележек сняты; они заменены одним цилиндром диаметром 14", размещённым на раме вагона.

Тележки металлических вагонов имеют сравнительно спокойный ход. Одним из существенных недостатков описанной конструкции тележки является ненормальный износ наличников челюстей и пазов букс.

В 1948 г. разработана конструкция и затем освоено серийное производство бесчелюстных тележек, отличающихся от рассмотренных тележек металлического вагона только узлом надбуксового подвешивания.

Узел надбуксового подвешивания бесчелюстной тележки (фиг. 82) состоит из букс, имеющих в нижней части специальные крыльчатые приливы, заменяющие собой балансиры, и двух одинарных пружин, опирающихся на буксу-балансиры через резиновые прокладки толщиной 30 мм.

Буксовые приливы имеют по одному отверстию, через которые концентрично проходят предохранительные шпиритоны, укрепленные к боковине рамы тележки.



Фиг. 82. Узел рессорного надбуксового подвешивания бесчелюстной тележки вагона длиной 23,6 м

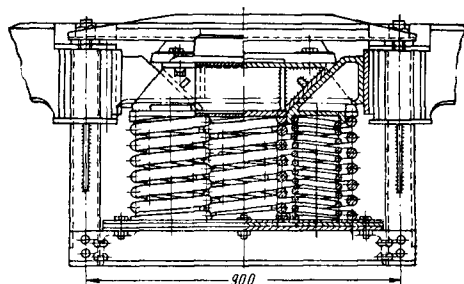
Диаметр отверстия в приливе буксы на 16 мм\* больше диаметра предохранительного шпиритона. Таким образом, букса в продольном и поперечном направлениях может из среднего положения упруго перемещаться на величину, равную 8 мм. Горизонтальные перемещения буксы амортизируются поперечной упругостью надбуксовых пружин и резиновой прокладкой в нижнем поддоне.

Бесчелюстная тележка обладает достаточно спокойным и плавным ходом. Она на 500 кг легче обычной тележки, проста по конструкции и удобна для осмотра и ремонта. В этой конструкции исключается ненормальный износ челюстей и пазов букс, наблюдаемый почти у всех типов челюстных тележек.

Инженер А. Г. Ханин предложил новую систему центрального безлюлевого

подвешивания, исключая дорогие и тяжёлые эллиптические рессоры. Рессорное подвешивание конструкции Ханина состоит из цилиндрических пружин и клиновых амортизаторов, установленных по два на комплект (фиг. 83).

Рессорное подвешивание выполнено в двух вариантах — с комплектами из пяти и четырёх пружин. Пружины обоих вариантов одинаковы и имеют следующие размеры:



Фиг. 83. Центральное рессорное подвешивание системы А. Г. Ханина

наружные — средний диаметр витка 200 мм, диаметр прутка 30 мм и число рабочих витков 6; внутренние — средний диаметр витка 124 мм, диаметр прутка 20 мм и число рабочих витков 10.

В тележки котловой и некотловой сторон вагона ставят рессорные комплекты различной жёсткости. Уменьшение жёсткости пружин некотловой стороны вагона достигается путём изъятия из комплекта двух внутренних пружин.

Клинья амортизаторов имеют углы наклона: с плоскостью скольжения по надрессорной балке — 45°, а с плоскостью скольжения по поперечной балке — 2°, вершиной вверх, каждый клин амортизатора поддерживается снизу одной внутренней пружиной.

Тележка с четырёхпружинным комплектом рессор во время испытаний показала хорошие результаты по плавности хода в вертикальном направлении, но поперечная устойчивость кузова при этом была недостаточной. Снижение поперечной устойчивости кузова вагона вызвано уменьшением расстояния между осями пружинных комплектов до 1162 мм, т. е. на 392 мм, по сравнению с расстоянием, предусмотренным для обычных тележек металлического вагона.

Характеристики балок основных типов тележек пассажирских вагонов приведены в табл. 20.

Центральное люлевное подвешивание тележек выполняется с подвесками двух типов — наклонными и вертикальными. Наклонные подвески имеют преимущественное распространение, так как обеспечивают большую устойчивость вагона от опрокидывания под действием боковых сил.

Характеристики люлевого подвешивания основных типов тележек пассажирских вагонов приведены в табл. 21.

Все указанные выше типы тележек пассажирских вагонов, за исключением тележек с продольными балансирами, имеют двустороннее торможение.

\* В тележках последней конструкции разница в диаметрах составляет 20 мм.

Таблица 20

## Характеристики балок основных типов тележек пассажирских вагонов

Тип тележки	Боковина рамы	Средняя поперечная балка рамы	Концевая поперечная балка рамы	Надрессорная балка	Подпрессорная балка
С продольными балками: с деревянными концевыми балками	Дубовый брус сечением $180 \times 100$ мм, армированный с обеих сторон металлическими полосами сечением $180 \times 10$ мм	Два швеллера № 18, поставленные стенками друг к другу на расстоянии 31 мм	Дубовый брус сечением $180 \times 100$ мм	Три деревянных бруса высотой (в средней части) 200 мм и шириной—крайние 160,5 мм и средний 150 мм, армированные внутри металлическими планками толщиной 20 мм и стальные болтами, или металлическая из четырех швеллеров № 12, поставленных попарно полками друг к другу	Три деревянных бруса толщиной 80 мм и шириной 190 мм, армированные внутри двумя металлическими планками толщиной 12,5 мм и стальные болтами
с металлическими концевыми балками	Дубовый брус сечением $180 \times 95$ мм, армированный двумя металлическими полосами сечением $180 \times 12,5$ мм	То же	Швеллер № 18	То же	То же
Фетте	Дубовый брус сечением в средней части $230 \times 93$ мм, армированный в середине, сверху и снизу угольниками сечением $80 \times 40 \times 10$ мм или $80 \times 55 \times 10$ мм и металлическими полосами толщиной 13 мм	»	То же	Деревянная, такая же как и у тележки с продольными балками, или металлическая из четырех швеллеров № 18, поставленных попарно полками друг к другу	Три деревянных бруса толщиной 80 мм и шириной 186 мм, армированные в середине двумя металлическими планками толщиной 14 мм и стальные болтами
Безбалансирная нормальная	Два швеллера № 18, поставленные стенками друг к другу на расстоянии 180 мм и соединенные в средней части и по концам сверху и снизу накладками шириной 260 мм и толщиной 10 мм	»	»	Четыре швеллера № 18, поставленные попарно полками друг к другу на расстоянии 25 мм	То же
ЦВТК нормальная	Два швеллера № 18, поставленные друг к другу стенками на расстоянии 180 мм. Швеллеры в средней части и по концам перекрыты накладками толщиной 10 мм и шириной соответственно 290 и 260 мм	»	»	То же	четыре деревянных бруса толщиной 80 мм, шириной 138 мм, армированные в промжутках тремя металлическими планками толщиной 12 мм и стальные болтами

Продолжение табл. 20

Тип тележки	Боковина рамы	Средняя поперечная балка рамы	Концевая поперечная балка рамы	Надрессорная балка	Поддрессорная балка
ЦВТК усиленная	Два швеллера № 18, поставленные друг к другу стенками на расстоянии 148 мм. Швеллеры в средней части перекрыты накладками шириной 260 мм и толщиной 16 мм и по концам накладками шириной 230 мм и толщиной 10 мм	Два швеллера № 18, поставленные стенками друг к другу на расстоянии 31 мм	Швеллер № 18	Четыре швеллера № 18, поставленные попарно полками друг к другу на расстоянии 25 мм	Четыре деревянных бруса толщиной 80 мм и шириной 135 мм, армированные в пролетах тремя металлическими планками толщиной 16 мм и стянутые горизонтальными болтами
Тройного подвешивания (курортного типа)	Лист толщиной 16 мм, армированный сверху и снизу по краям угольниками сечением 75×75×10 мм; угольники над буксовыми проёмами поставлены изнутри	То же	То же	Четыре швеллера № 18, поставленные попарно полками друг к другу на расстоянии 28 мм	Три деревянных бруса толщиной 80 мм и шириной 155 мм, армированные в пролетах двумя металлическими планками толщиной 18 мм и стянутые болтами
Металлического вагона длиной 23,6 м	Два швеллера № 20, поставленные друг к другу полками с расстоянием между наружными плоскостями стенок 252 мм. Сверху и снизу швеллеры перекрыты средними и угловыми накладками толщиной 14 мм. Нижняя средняя накладка состоит из двух частей	Сварена из двух горизонтальных и двух вертикальных полос толщиной 14 мм. Верхняя и нижняя полосы имеют ширину 180 мм. Вертикальные полосы отстоящие друг от друга на 124 мм, имеют высоту 200 мм	Сварена из двух коробчатых штамповок сечением 120 × 69 × 14 мм в замкнутой профиль вентиле 140 мм и шириной 120 мм	Сварена из четырех листов по форме бруса равноугольного сечения с высотой в средней части 248 мм и по концам 135 мм. Верхний и нижний листы толщиной 14 мм и шириной соответственно 480 и 500 мм. Вертикальные листы толщиной 12 мм расположены друг от друга на расстоянии 250 мм. Балка усилена поперечными диафрагмами	Штампованная, коробчатого сечения из листа толщиной 14 мм. Ширина коробки внутри в средней части 540 мм, по краям вертикальные ребра разведены
19-м вагона электрифицированных железных дорог	Штампованная, коробчатого сечения из листа толщиной 13 мм	Два швеллера № 18, установленные на расстоянии 35 мм друг от друга. Внизу два швеллера № 10	Штампованная, коробчатого сечения из листа толщиной 13 мм	Штампованная, коробчатого сечения из листа толщиной 13 мм с размерами в средней части 300×70 мм и по краям 300×60 мм	Штампованная, коробчатого сечения из листа толщиной 13 мм и шириной 300×60 мм

Таблица 21

## Характеристики люлежного подвешивания основных типов тележек пассажирских вагонов

Тип тележки	Расстояние между шарнирами подвесок в мм		Длина подвески (средняя + нижняя) в мм	Вертикальное расстояние между верхними и нижними шарнирами в мм	Угол наклона подвески (между вертикалью и осью подвески)	Возможные горизонтальные перемещения наддрессорной балки из среднего положения в сторону в мм	
	верхними	нижними				поперёк вагона	вдоль вагона
С продольными балансирами: с деревянными концевыми балками . . . . .	1 560	1 640	290	288	7°50'	67,0	1,0
с металлическими концевыми балками . . . . .	1 560	1 640	315	312	7°20'	67,0	1,0
Фетте . . . . .	1 560	1 640	414	412	5°30'	67,0	1,0
Безбалансирная нормальная . . . . .	1 504	1 584	414	412	5°30'	45,0	1,5
ЦВТК нормальная . . . . .	1 504	1 584	414	412	5°30'	44,0	2,0
ЦВТК усиленная . . . . .	1 448	1 538	414	412	6°10'	45,0	1,0
Тройного подвешивания (курортного типа) . . . . .	1 380	1 500	345	340	10°0'	50,0	1,0
Металлического вагона длиной 23,6 м (челюстная и бесчелюстная) . . . . .	1 448	1 554	Одна подвеска 453	450	6°40'	42,0	2,0

## РАМЫ ВАГОНОВ

Рамы вагонов разделяются на свободно-несущие и связанные.

Свободнонесущие рамы имеют вагоны без кузовов или вагоны, кузова которых по своей конструкции не воспринимают нагрузки совместно с рамами. К этой категории относятся рамы всех платформ и транспортеров, рамы крытых вагонов грузоподъемностью 16,5—18,0 и 20 т, пассажирских и изотермических вагонов с деревянными кузовами.

Свободнонесущие рамы двухосных платформ и основных типов четырехосных пассажирских и изотермических вагонов с деревянными кузовами имеют усиление в виде шпренгелей, расположенных на продольных балках рамы. Шпренгели по своей конструкции бывают одноколонные и двухколонные, с регулировкой или без неё. Более совершенную конструкцию имеют шпренгели с регулировкой, применяемые в пассажирских вагонах.

Связанные рамы имеют вагоны, кузова которых воспринимают часть действующей на раму нагрузки. У таких вагонов боковая продольная балка рамы обычно служит нижней обвязкой (поясом) каркаса боковой стенки кузова. К связанным относятся рамы крытых четырехосных вагонов, полувагонов и всех пассажирских вагонов с несущими металлическими кузовами.

Рамы разделяются на рамы без хребтовых балок и рамы с хребтовыми балками. В зависимости от типа упряжи рамы подразделяются на рамы со сквозной (неразрезной) упряжью и рамы с несквозной (разрезной) упряжью или автосцепкой.

Сквозной упряжью оборудованы рамы двухосных крытых вагонов грузоподъемностью 16,5—18,0 т, платформ той же грузоподъемности, некоторых цистерн и изотермических вагонов. Этот тип упряжи встречается и в пассажирских вагонах прежних лет постройки.

Сквозная упряжь передаёт на раму усилие, необходимое для передвижения только одного вагона; поэтому рамы таких вагонов обычно выполняются меньшей прочности.

Несквозной (разрезной) упряжью оборудованы рамы некоторых типов пассажирских вагонов и часть грузовых вагонов (транспортеры, крытые грузоподъемностью 20 т). На раму с несквозной упряжью передается тяговое усилие всего поезда, поэтому такие рамы проектируются металлическими и достаточно прочными.

Автосцепкой оборудованы почти все грузовые вагоны, рамы которых имеют хребтовые балки, и половина парка четырехосных пассажирских вагонов. Рамы вагонов с несквозной упряжью, имеющие хребтовую балку, могут быть сравнительно легко оборудованы автосцепкой.

В зависимости от типа ходовых частей, находящихся под рамой, последние разделяются на рамы бестележечных вагонов и рамы вагонов, опирающихся на тележки.

К первому типу относятся рамы двухосных и трехосных вагонов. Эти рамы имеют боковые продольные балки, на которых укреплены рессорные кронштейны, передающие нагрузки колесным парам.

Ко второму типу относятся рамы всех четырехосных и многоосных вагонов, имеющие шкворневые балки, посредством которых передается нагрузка на подпятник и скользуны наддрессорной балки тележки.

По роду материала рамы разделяются на металлические и деревянно-металлические (смешанные).

По технологическому процессу изготовления рамы первого типа делятся на клепанные и сварные. Рамы второго типа собираются при помощи косынок и угольников на заклёпках, а в местах соединения деревянных брусьев — с помощью угольников на болтах.

Деревянно-металлические рамы сохранились на вагонах старой конструкции; новые вагоны с такими рамами у нас не строятся.

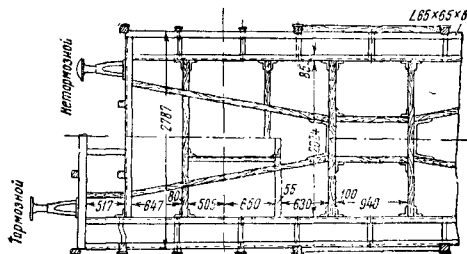


Изготовление сварных рам отечественной промышленностью начато в 1931 г. в пассажирском вагоностроении. В данное время рамы всех типов вагонов изготавливаются с помощью сварки, за исключением соединений сменяемых частей. Сварные рамы выгодно отличаются от клёпанных по весу, прочности и простоте изготовления и ремонта. Известно, что приоритет в области применения сварки и широкое её распространение в технике вообще и в частности в вагоностроении принадлежит Советскому Союзу.

Характеристики рам основных типов грузовых и пассажирских вагонов приведены соответственно в табл. 22 и 23.

### РАМЫ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Деревянно-металлическая рама двухосного крытого вагона грузоподъёмностью 16,5—18,0 т (фиг. 84) состоит из следующих основ-



Фиг. 84. Рама двухосного вагона грузоподъёмностью 16,5—18,0 т

ных деталей: двух буферных брусьев и двух боковых балок; к последним прикреплены буксовые лапы, служащие для направления букс, и рессорные кронштейны; с помощью кронштейнов и рессор рама опирается на буксы и колёсные пары.

Для укрепления стоек кузова к боковым балкам рамы приклепаны кронштейны из полосовой стали сечением 50×19 мм.

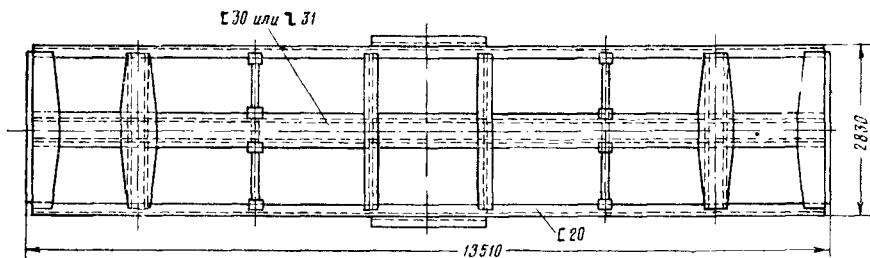
Рама сварной конструкции четырёхосного вагона грузоподъёмностью 50 т (фиг. 85) образуется из хребтовой балки, двух буферных брусьев, двух шкворневых балок, двух усиленных средних поперечных балок, двух поперечных промежуточных и двух продольных швеллеров, являющихся одновременно нижней обвязкой боковых ферм. В вагонах современной постройки дополнительно имеются две продольные балки зетового сечения, расположенные между хребтовой и боковыми балками и являющиеся добавочными опорами досок пола. Шкворневая балка рамы имеет пятник и скользуны, которыми она опирается на надрессорную балку тележки.

Рама полувагона сваривается из следующих основных балок: хребтовой, двух продольных боковых, двух шкворневых, четырёх поперечных промежуточных и двух буферных брусьев. Хребтовая балка рамы (фиг. 86) состоит из двух вертикальных стенок, нижних усиливающих поясов, из угольников, горбыля и верхнего тавра или из двух зетов специального профиля и верхнего двутавра.

Рама двухосной платформы грузоподъёмностью 16,5—18,0 т (фиг. 87) имеет продольные боковые балки и буферные брусья металлические, а внутренние усиливающие балки в количестве шести промежуточных, двух средних поперечных, двух продольных аппаратных и четырёх диагональных — деревянные, из дуба или лиственницы. Осевые промежуточные балки тормозных платформ металлические. При капитальном ремонте все брусья, кроме диагональных, заменяются металлическими.

Основными балками рамы платформы сварной конструкции грузоподъёмностью 20 т (фиг. 88) являются две продольные балки, два буферных бруса и пять поперечных балок.

Рама четырёхосной платформы грузоподъём-



Фиг. 85. Рама четырёхосного крытого вагона сварной конструкции грузоподъёмностью 50 т

Для придания жёсткости и укрепления упряжного аппарата рама имеет дополнительно два поперечных и два продольных аппаратных бруса, четыре поперечных промежуточных и четыре диагональных бруса. Все дополнительные брусья сделаны из дуба или лиственницы. Поперечные промежуточные балки тормозных вагонов металлические. При капитальном ремонте деревянные аппаратные и промежуточные брусья заменяются металлическими.

ностью 60 т (фиг. 89) в основном состоит из четырёх продольных двутавровых балок, изготовленных по форме бруса равного сопротивления изгибу, двух буферных брусьев, двух шкворневых балок и четырёх промежуточных поперечных. Кроме этого, настил пола подкреплён продольными швеллерами — в средней части № 14 и по концам № 12.

В платформах грузоподъёмностью 50 т и безбортовых 60 т продольные балки

Таблица 22

Рамы основных типов грузовых вагонов

Тип вагона	Тип рамы	Основные балки рамы					промежуточные	буферные бруссы
		хребтовая	продольные	шкворневые	поперечные (средние)			
2-осный крытый грузоподъемностью 16,5—18,0 т	Свобод- нонесу- щая	—	Две балки из швеллеров № 24. Два обвязочных угольника сечением 65 × 65 × 6 мм	—	Две балки деревянные сечением 240 × 100 мм или металлические из швеллеров № 24	Четыре деревянные балки сечением 165 × 80 мм; у тормозного вагона — из швеллеров № 12 или все балки металлические	Из швеллеров № 24	
2-осный крытый грузоподъемностью 20 т	То же	Из двух швеллеров № 24	Две балки из швеллеров № 24. Два обвязочных угольника сечением 90 × 60 × 8 мм	—	Две средние балки из швеллеров № 24, усиленные снизу накладками сечением 240 × 8 мм	Две поперечные балки из швеллеров № 12	Из швеллеров № 24 и верхней и нижней накладок сечением 300 × 8 мм	
4-осный крытый сварной конструкции грузоподъемностью 50 т	Связан- ная	Из двух швеллеров № 30, верхней накладки сечением 550 × 6 мм и шести соединительных диафрагм толщиной 8 мм или из двух зетов № 31 специального профиля	Две балки из швеллеров № 20. Два зета № 8 дополнительно у вагонов совместной постройки	Две балки, каждая из двух вертикальных листов толщиной 8 мм, перекрытых сверху и снизу листами шириной 390 мм и толщиной верхнего 10 мм и нижнего 12 мм	Две балки, каждая из вертикального листа толщиной 8 мм и верхней и нижней накладок толщиной 10 мм	Две балки из швеллеров № 12	Из вертикальных листов толщиной 10 мм и верхних и нижних горизонтальных листов толщиной 10 мм. Нижние листы состоят из трех частей	
2-осный изотермический	Свобод- нонесу- щая	Из двух швеллеров № 26	Две балки из швеллеров № 26	—	Три средние балки из швеллеров № 26, перекрытые в средней части снизу накладками сечением 240 × 8 мм	Две поперечные балки из швеллеров № 26, перекрытые в средней части снизу накладками сечением 240 × 8 мм	Разрезные из швеллеров № 26, и усиленных сверху и снизу сплошными накладками сечением 300 × 8 мм	
4-осный изотермический с деревянным каркасом кузова	То же	Из двух швеллеров № 30, перекрытых сверху накладками сечением 560 × 8 мм по длине между листами шкворневых балок. Снизу каждый швеллер хребтовой балки усилен шпренгелем	Две балки из швеллеров № 20	Две балки, каждая из двух вертикальных листов толщиной 8 мм, перекрытых сверху одной целой, а снизу составной, из трех частей, накладками сечением 590 × 8 мм	Две средние балки у шпренгельных стоек, составленные из вертикальных листов толщиной 8 мм, перекрытые сверху и снизу накладками сечением 230 × 8 мм	Три поперечные балки из швеллеров № 20	Разрезные, составленные из боковых штампованных диафрагм толщиной 8 мм, перекрытых сверху целой, а снизу составной накладками сечением 450 × 8 мм	
4-осный изотермический с металлическим каркасом кузова	Связан- ная	Из двух швеллеров № 30, верхней накладки сечением 550 × 60 мм и шести соединительных диафрагм толщиной 8 мм	То же	То же, что и у крытого сварной конструкции грузоподъемностью 50 т	То же, что и у крытого сварной конструкции грузоподъемностью 50 т	То же, что и у крытого сварной конструкции грузоподъемностью 50 т	То же, что и у крытого сварной конструкции грузоподъемностью 50 т	

Продолжение табл. 22

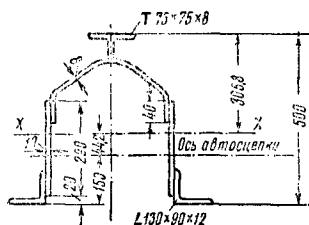
Тип вагона	Тип рамы	Основные балки рамы					промежуточные	буферные брусья
		хребтовая	продольные	шкворневые	поперечные (средние)	Две поперечные балки того же сечения, что и поперечные средние		
4-осный полувагон грузоподъемностью 60 т	Связанная	Сборная из двух стенок сечением 200×10 мм, нижних усиливающих угольников сечением 130×90×12 мм, верхнего горбыля, штампованного из полусовой стали толщиной 8 мм и тавра сечением 75×75×8 мм, или из двух зетов № 31 и двутавра № 19	Две балки из угольников сечением 150×100×12 мм	Две балки, каждая из вертикального листа сечением 487×10 мм с приращенными верхней и нижней накладками сечением 270×12 мм	Две средние балки, каждая из вертикального листа сечением 340×8 мм, верхней накладки сечением 160×10 мм и нижней накладки, состоящей из листа сечением 160×8 мм и угольников сечением 50×50×7 мм	Две поперечные балки того же сечения, что и поперечные средние	Сварные из вертикальной стенки сечением 540×8 мм, верхней накладки сечением 340×8 мм, нижней накладки из листа 380×8 мм и угольников 50×50×7 мм или штампованные из листа толщиной 8 мм	
2-осный полувагон-хоппер грузоподъемностью 25 т	То же	Из двух швеллеров № 24, каждый из которых снизу и сверху имеет накладки сечением 90×8 мм. В средней части над открывающимися локсами балка перекрыта горбылем, состоящим из двух листов сечением 430×8 мм и уголка сечением 90×90×10 мм	Две балки из швеллеров № 24. В средней части балки перерезаны и разделены по ширине	—	Две разрезные балки, составленные из швеллеров, перерезанных сверху и снизу накладками сечением 310×8 мм. Концы балок соединены продольными швеллерами № 24, являющимися нижними поясами боковых ферм	—	Разрезные из швеллеров № 24, перерезанных сверху цельной накладкой сечением 300×8 мм, а снизу составной из трех частей, из которых средняя сечением 280×16 мм и крайние 300×8 мм	
4-осный полувагон-хоппер сварной конструкции грузоподъемностью 50 т	»	Составная из двух вертикальных стенок сечением 290×10 мм, перерезанных сверху в средней части изогнутой накладкой толщиной 8 мм, а по концам — прямыми накладками сечением 370×10 мм	Две балки из угольников сечением 150×100×12 мм	Две балки, каждая из вертикального листа толщиной 10 мм, нижней накладки сечением 450×10 мм и верхней накладки сечением 500×10 мм. Вертикальный лист усилен ребрами жесткости	Балка, состоящая из вертикальных листов толщиной 8 мм, соединенных между собой через хребтовую балку верхней и нижней накладками сечением 90×8 мм	—	Сварные из вертикального и двух горизонтальных листов сечением соответственно 360×10 и 300×12 мм	
2-осная платформа грузоподъемностью 16,5—18,0 т	Свободная несущая	—	Две балки из швеллеров № 30 (300×75×10 мм). Два обвязочных угольника сечением 90×90×9 мм	—	Две деревянные балки сечением 300×100 мм или металлические из швеллеров № 30	Шесть деревянных балок сечением 197×80 мм; у тормового вагона четыре (осевые) балки из швеллеров № 12 или все балки металлические	Из швеллеров № 30 (300×75×10 мм)	



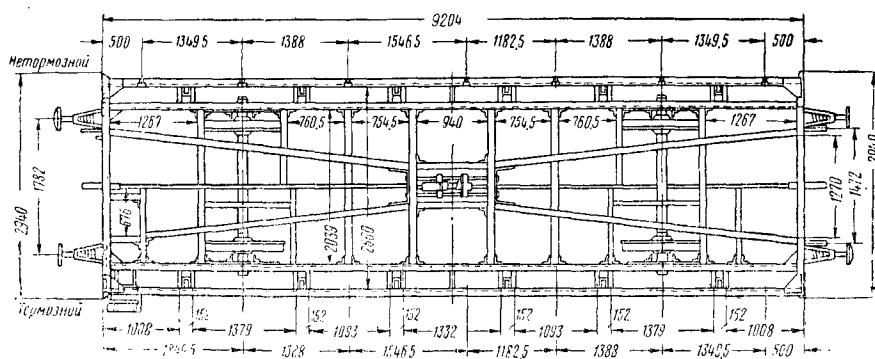
Продолжение табл. 22

Тип вагона	Тип рамы	Основные балки рамы					буферные брусья
		хребтовая	продольные	шкворневые	поперечные (средние)	промежуточные	
2-осная цистерна грузоподъемностью 25 т постройки 1931 — 1937 гг.	Свободно-несущая	Из двух швеллеров № 24 или 26	Две балки из швеллеров № 24	—	—	Две подбрюшины, каждая из двух диафрагм (лист толщиной 6 мм), связанных четырьмя швеллерами, образующими концевые опоры котла	Из швеллеров № 24 или 26 и двух накладок сечением 300×8 мм
2-осная цистерна грузоподъемностью 25 т постройки 1945 — 1948 гг.	То же	Из двух швеллеров № 30	То же	—	Две балки из швеллеров № 12	Две подбрюшины, каждая из трех вертикальных листов сечением в средней части 300×10 мм, верхней общей накладкой сечением 1200×8 мм и нижних накладок, у каждого вертикального листа, сечением 200×10 мм	Штампованный, коробчатого сечения из листа толщиной 10 мм, высотой 320 мм и шириной 310 мм
4-осная цистерна грузоподъемностью 50 т	»	Из двух швеллеров № 30, перекрытых сверху листом сечением 540×8 мм по всей длине. Внутри балки поставлены диафрагмы жесткости толщиной 8 мм	Две балки из швеллеров № 18 или 20; часть цистерны продольных балок не имеет	Две балки, каждая из двух вертикальных листов и двух средних диафрагм толщиной 8 мм, перекрытых листами: снизу сечением 590×10 мм, сверху 700×10 мм	—	Две балки, каждая из вертикального листа толщиной 8 мм и верхней и нижней накладок сечением 120×10 мм	Разрезные из боковых штампованных диафрагм толщиной 8 мм, перекрытых сверху и снизу листами сечением 450×12 мм
4-осная цистерна грузоподъемностью 50 т современной постройки	»	Из двух швеллеров № 30, верхней накладкой сечением 490×8 мм или 490×6 мм и нижней накладкой сечением 490×6 мм или из двух азов № 31 специального профиля	Две балки из швеллеров № 20	Две балки, переменного сечения с высотой в средней части 332 мм и по концам 224 мм. Каждая балка состоит из двух вертикальных листов толщиной 8 мм, верхней и нижней накладок сечением в средней части 590×19 мм и по концам 400×12 мм	—	Две балки, каждая из вертикального листа переменной высоты толщиной 6 мм, двух верхних накладок сечением 100×10 мм и двух нижних сечением 100×8 мм	Штампованный, коробчатого сечения, из листа толщиной 12 мм, высотой 332 мм и шириной 370 мм и винта за 300 мм

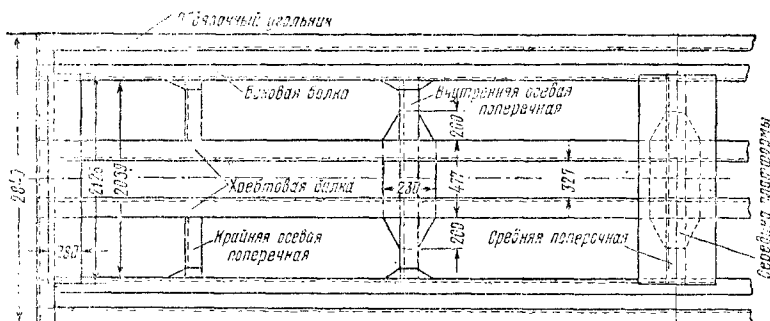
Примечания. 1. Шкворневые и другие поперечные балки рам вагонов с хребтовыми балками выполняются обычно разрезными в средней части, за исключением накладок, которые выполняются сплошными.  
2. Характеристика рамы металлического и термического вагонов приведена в табл. 24, поскольку рама этой конструкции является частью кузова.



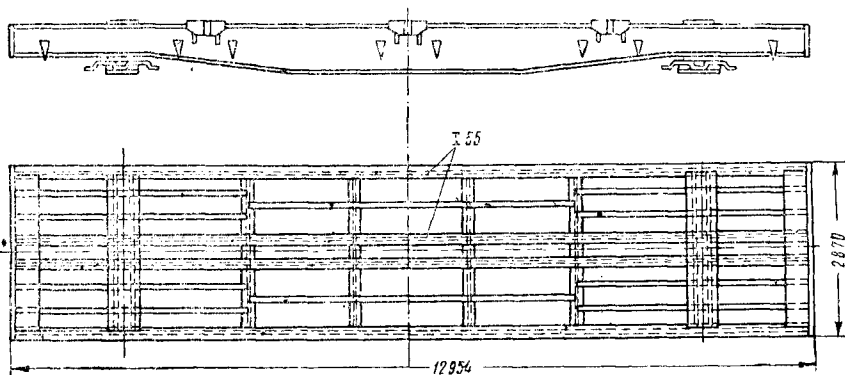
Фиг. 86. Поперечное сечение хребтовой балки четырёхосного полувагона грузоподъёмностью 60 т



Фиг. 87. Рама двухосной платформы грузоподъёмностью 16,5–18,0 т



Фиг. 88. Рама двухосной платформы сварной конструкции грузоподъёмностью 20 т



Фиг. 89. Рама четырёхосной платформы из балок двутаврового проката грузоподъёмностью 60 т

Т а б л и ц а 23

Характеристики рам основных типов пассажирских вагонов

Тип вагона	Тип рамы	Основные балки рамы					буферные бруссы
		хребтовая	продольные	шкворневые	поперечные (средние)	промежуточные	
2-осный длиной 14 м пригородный и дальнего следования	Свобод- нонесу- щая	Из двух швеллеров № 26	Две балки из швеллеров № 26	—	Две балки из швеллеров № 26, усиленные сверху и снизу в средней части накладками сечением $450 \times 8$ мм	Четыре балки из швеллеров № 18	Из швеллеров № 26, перекрытых сверху и снизу листами сечением $360 \times 8$ мм
4-осный пригородный длиной 20,2 м, сварной конструкции	То же	Из двух швеллеров № 26	Две балки из двух швеллеров № 26, каждая. Балки усилены шпренгелями	Каждая из двух швеллеров № 26, перекрытых сверху и снизу в средней части накладками сечением $820 \times 10$ мм	Три балки из швеллеров № 26	Две балки из швеллеров № 18	Из швеллеров № 26, перекрытых сверху и снизу накладками сечением $360 \times 8$ мм
4-осный длиной 19 м моторный и прицепной электрифицированных железных дорог, сварной конструкции	Связан- ная	Из двух швеллеров № 26, перекрытых верхним листом сечением $490 \times 8$ мм	Две балки из угольников сечением $130 \times 85 \times 10$ мм, которые служат одновременно поясами для подоконных листов боковых стенок	Каждая из двух швеллеров № 26, перекрытых одной верхней накладкой сечением $440 \times 10$ мм и двумя нижними сечением $250 \times 10$ мм	Одна поперечная балка из швеллера № 18 для крепления тормозного цилиндра и две балки того же проката для подвешивания мотор-компрессоров	Семь балок из вертикальных листов толщиной 8 мм, две балки из них перекрыты верхними накладками сечением $100 \times 10$ мм	Лобовые разрезные балки из швеллеров № 30
4-осный длиной 18 м дальнего следования	Свобод- нонесу- щая	—	Две балки из швеллеров № 26, усиленные шпренгелями; две средние балки, соединяющие шкворневые, — из швеллеров № 10	Каждая из двух швеллеров № 24, перекрытых сверху и снизу накладками сечением $380 \times 10$ мм	Две балки, каждая из двух швеллеров № 14	Четыре балки из швеллеров № 14	Из швеллеров № 30
4-осный длиной 20,2 м дальнего следования	То же	Из двух швеллеров № 26	Две балки из швеллеров № 26, усиленные шпренгелями	Каждая из двух швеллеров № 26, усиленных сверху и снизу в средней части накладками сечением $820 \times 10$ мм	Три балки из швеллеров № 26	Две балки из швеллеров № 18	Из швеллеров № 26, перекрытых сверху и снизу накладками сечением $360 \times 8$ мм

Примечания. 1. Шкворневые и другие поперечные балки рам вагонов с хребтовыми балками выполняются обычно разрезными в средней части, за исключением накладок, которые выполняются сплошными. 2. Характеристики рам пассажирских вагонов современной постройки приведены в табл. 25 и 26, поскольку рамы этих конструкций являются частью кузова.





Клёпаная рама четырёхосного пассажирского вагона дальнего следования длиной 20,2 м (фиг. 92) имеет хребтовую, две боковые, две шкворневые, пять поперечных балок и два буферных бруса.

### КУЗОВА ВАГОНОВ

Часть вагона, крытая или открытая, находящаяся над рамой, называется кузовом. Кузов предназначен для размещения в нём перевозимых пассажиров или грузов.

По принципу устройства кузова вагонов разделяются на кузова с несущей рамой, у которых все нагрузки воспринимает рама вагона, кузова с несущими боковыми стенками, жёстко связанные с рамой (стенки таких кузовов воспринимают значительную часть вертикальной, а в некоторых конструкциях и горизонтальной нагрузки), цельнонесущие кузова, у которых все элементы (стенки, пол и крыша) воспринимают нагрузку. В зависимости от назначения и конструкции вагона кузова значительно отличаются друг от друга.

### КУЗОВА ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

#### Крытые вагоны

**Каркас кузова крытых вагонов.** Двухосный крытый вагон грузоподъемностью 16,5—18,0 т (см. фиг. 1) имеет деревянный стоечный каркас кузова.

Размеры поперечного сечения (в мм) частей обрешётки следующие:

Стойки:	
угловые . . . . .	115×115
торцевые . . . . .	100×80
промежуточные (люковые) . . . . .	80×65
дверные . . . . .	125×100
Обвязочные брусья . . . . .	120×78
Дуги крыши:	
промежуточные . . . . .	51×51
у дверей . . . . .	64×102

У модернизированного (усиленного) вагона угловые, промежуточные и торцевые деревянные стойки заменены на металлические из угольников сечением: для угловых стоек — 90 × 90 × 10 мм или 90 × 60 × 8 мм, для торцевых и промежуточных — 90 × 60 × 8 мм.

Соечная конструкция каркаса кузова осуществлена и у двухосного вагона грузоподъемностью 20 т (см. фиг. 2). Каркас состоит из угловых и дверных стоек уголкового профиля — 90 × 90 × 8 мм, торцевых стоек уголкового профиля — 90 × 60 × 8 мм, поставленных узкой полкой к обшивке, обвязочного верхнего продольного угольника сечением 90 × 60 × 6 мм, металлических концевых фрамуг из листа толщиной 3 мм, армированного угольником — 45 × 45 × 3 мм, и крышевых дуг из швеллера — 80 × 45 × 5 мм.

Рама и каркас кузова четырёхосного вагона грузоподъемностью 50 т (см. фиг. 3) представляют одну общую несущую конструкцию. Каркас кузова сварной и состоит из двух боковых ферм, двух концевых ферм и каркаса крыши.

Боковая ферма имеет стойки и раскосы из балок зетового сечения 80 × 65 × 6 мм. Угловые стойки боковой фермы — из угольников 120 × 120 × 10 мм. Нижний пояс фермы выполнен из швеллера сечением 200 × 100 × 8 мм, который одновременно является и боковой балкой рамы. Верхний пояс фермы выполнен из балки зетового сечения 80 × 65 × 6 мм и угольника — 60 × 60 × 6 мм; последний одновременно является обвязкой крыши.

Концевые фермы имеют раскосы, средние стойки и верхнюю обвязку из зета сечением 100 × 75 × 6,5 мм. Каркас крыши состоит из продольных обвязочных угольников, потолочных дуг из швеллеров № 8 и концевых фрамуг, сваренных между собой. Каркас крыши в собранном виде укрепляется к фермам при помощи болтов.

**Стены, пол и крыша.** Каркасы грузовых вагонов обычно обшиваются одинарной обшивкой из сосны. У вагонов с деревянными стойками обшивка прибивается гвоздями с внутренней стороны кузова. В углах стен и пола кузова концы обшивок перекрываются деревянными штабиками.

У двухосного вагона грузоподъемностью 16,5—18,0 т стены, крыша и дверь имеют всю обшивку сечением 22 × 90 мм.

У вагонов грузоподъемностью 20 и 50 т в нижней части стен и дверей ставят обшивку толщиной 40 мм и шириной 110 мм. В верхней части 20-т вагоны имеют обшивку сечением 22 × 90 мм, а большегрузные четырёхосные вагоны — сечением 25 × 90 мм. Обшивка у вагонов с металлическим каркасом прикрепляется к его элементам болтами диаметром 1/2" с гайками наружу; между собой доски обшивки соединяются в шпунт и гребень. Обшивку кузова грузовых вагонов после шпатлёвки и загрунтовки окрашивают снаружи в красный цвет, а внутри — в серый.

Пол крытых вагонов настилается непосредственно на балки рамы поперёк кузова строгаными досками толщиной 48—50 мм и шириной 165—200 мм. Настил пола около стен армируется угольниками сечением 45 × 45 × 5 или 50 × 50 × 5 мм, которые прикрепляются к боковым балкам рамы болтами. Дополнительно настил пола прикрепляется к хребтовой балке с помощью специальных скоб и болтов диаметром 1/2".

Опалубка крыши грузовых вагонов выполняется из обшивочных досок толщиной 22 мм. Сверху крыша покрывается листами кровельного железа весом 4 кг. Листы располагаются на крыше поперёк её длины.

**Двери и люки.** Двери грузовых вагонов выполняются обычно задвижными, перемещающимися на верхних или нижних (в двухосных вагонах) роликах. Ширина дверей в свету у всех крытых вагонов равна 1830 мм, высота дверей у вагонов грузоподъемностью 16,5—18,0 т равна 2102 мм и у вагонов грузоподъемностью 20 и 50 т — 2134 мм.

Все крытые вагоны имеют по четыре люка, размещённых по два на каждой продольной стене кузова. Люки имеют ширину 690 мм и высоту 370 мм.

**Внутреннее оборудование грузовых вагонов.** Существующие грузовые вагоны имеют несъёмное оборудование, позволяющее при-

способить вагоны для перевозки людей. Несъёмное оборудование состоит в основном из настенных досок, дверных брусков и колобашек. Съёмное оборудование включает в себя доски для лежания и сидения, полочные доски, дверные закладные доски и др. К съёмному оборудованию относятся также деревянные щиты длиной 2300 мм и высотой 1500 мм, устанавливаемые в дверном проёме при перевозке зерна насыпью. Внизу у щита устроен люк для выгрузки зерна из вагона, закрываемый задвижкой.

### Полувагоны

**Каркас кузова четырёхосных полувагонов.** Каркас кузова полувагона с деревянной обшивкой стен—металлический, сварной, с боковыми фермами раскосно-стойечной системы (см. фиг. 4).

Боковая ферма состоит из верхнего пояса (швеллер № 12), нижнего пояса (угольник сечением  $150 \times 100 \times 12$  мм), усиленного по концам, двух угловых стоек (угольник сечением  $100 \times 75 \times 10$  мм), шкворневых, промежуточных и средних (дверных) стоек и шести раскосов. В продольном направлении боковые фермы дополнительно усилены контрфорсами.

Каркас боковой стенки цельнометаллического полувагона грузоподъемностью 58 т (см. фиг. 5)—безраскосной системы и состоит из верхнего пояса (швеллер № 14), нижнего пояса (угольник  $150 \times 100 \times 12$  мм), усиленного по концам (от шкворневых стоек до буферного бруса); угловых стоек (угольник  $100 \times 75 \times 10$  мм), двух шкворневых и четырёх промежуточных штампованных стоек коробчатого сечения. На боковой стенке сохранены контрфорсы.

Четырёхосный хоппер клéпаной и сварной конструкции имеет каркас боковой стенки в виде раскосной фермы (см. фиг. 8). Верхний и нижний пояса боковой фермы выполнены из угольников сечением  $100 \times 100 \times 12$  мм, угловые стойки — из угольников сечением  $100 \times 100 \times 10$  мм; шкворневая и промежуточная стойки выполнены из угольника  $100 \times 65 \times 8$  мм и зета № 8; средняя стойка состоит из двух угольников сечением  $90 \times 60 \times 8$  мм и  $120 \times 80 \times 10$  мм. С внутренней стороны средняя стойка для большей жёсткости укреплена специальным контрфорсом, связанным со средней поперечной балкой рамы.

Каркас лобовой стенки состоит из верхнего пояса—угольника сечением  $150 \times 100 \times 12$  мм,—поперечного, загнутого в виде угольника листа, поддерживающего верхний конец наклонного пола, и двух средних стоек, выполненных из швеллера № 12.

Наклонный пол опирается на лобовой угольник, шкворневую балку, лобовой угольник бункера и на поперечные зеты. Угол наклона пола с горизонтом составляет  $35^\circ$ .

**Стены и пол.** Обшивка ферм, боковых и лобовых дверей полувагона с деревянно-металлическими кузовами выполнена из досок шириной 110 мм. Вся обшивка снизу до половины высоты имеет толщину 40 мм, остальная часть 35 мм. Обшивка соединена в шпунт и гребень и прикреплена к стойкам и рас-

косам болтами диаметром  $1\frac{1}{2}$ ". В полувагонах прежних лет постройки (до 1936 г.) обшивка соединена в четверть.

Обшивка цельнометаллических полувагонов стальная, из листов толщиной 5—6 мм. Боковые стенки имеют по двенадцати коробчатых выштамповок, которые придают стенкам значительную жёсткость. Жёсткость панелей лобовых дверей достигается также выштамповкой.

У четырёхосного хоппера боковые фермы покрыты деревянной обшивкой толщиной 45 мм в нижней половине и 35 мм в верхней; лобовые стенки имеют обшивку толщиной 35 мм и наклонный пол — 40 мм. Вся обшивка, за исключением обшивки тормозной площадки, имеет выборку в четверть.

В полу полувагона расположено 14 разгрузочных люков с крышками размером  $1395 \times 1590$  мм и толщиной 6 мм, открывающимися на шарнирах наружу. На каждой люковой крышке снизу имеется по два угольника.

При помощи угольников и крюков запорного механизма крышки удерживаются в горизонтальном (закрытом) положении.

Пол хоппера выполнен в виде двух разгрузочных бункеров длиной 2620 мм, расположенных по бокам кузова симметрично продольной оси вагона. В поперечном сечении бункеры имеют форму двухгранного угла с вершиной вниз; внутренняя грань, соединённая с хребтовой балкой, является задней стенкой люка, а другая, наружная грань, подвешенная на шарнирах к нижнему поясу боковой фермы, представляет собой крышку разгрузочного люка. Задняя стенка наклонена к горизонту под углом  $39^\circ$ . Бункеры изготовлены из листовой стали.

### Платформы

Кузов платформы образуется настилом пола и продольными и поперечными бортами.

Платформы грузоподъемностью 16,5 и 18,0 т (см. фиг. 9) имеют два продольных (составленных из двух частей каждый) и два поперечных борта, изготовленных из досок толщиной 45 мм. Продольные борта подвешены на петлях к обвязочному угольнику рамы, а поперечные — к буферному брусу. В поднятом положении продольные и поперечные борта удерживаются с помощью специальных накидных крюков и упорных планок со скобами.

Пол платформы изготавливается из досок толщиной 50 мм, собранных впритык и расположенных поперёк относительно продольной оси вагона. Продольный край настила защищён стальной полосой или угольником сечением  $50 \times 50 \times 4$  мм. В полу у продольных краёв имеются прямоугольные отверстия для постановки лесных стоек. Отверстия сверху армируются металлическими пластинками.

У платформ грузоподъемностью 20 т (см. фиг. 10) продольные борта состоят из трёх секций на каждой стороне. В закрытом положении продольные борта удерживаются специальным затвором, который состоит из опускающихся стоек, изготовленных из швеллера № 6,5 с приваренной сверху планкой; за планку заходит крючок, шарнирно укрепленный на

эртовой петле. В углах продольные борты поперечными связываются посредством крюз, укрепленных шарнирно на поперечных эртах. Устройство пола и отверстий для эсных стоек подобно такому же устройству платформ грузоподъемностью 16,5—18,0 т.

Продольные борты четырехосных платформ грузоподъемностью 50 и 60 т имеют толщину 0 мм и состоят из четырех секций на каждой оковой стороне (см. фиг. 11). Крепление борз в поднятом состоянии в углах производя обычными накидными крюками; в средней асти секции продольных бортов подпираются . специальными откидными кронштейнами, которые заводятся в особые фасонные планки, приваренные к боковым балкам рамы. Скобы для лесных стоек расположены снаружи рамы платформы.

Настил пола платформ выполнен из досок толщиной 55 мм, поставленных впритык. Продольные края настила армированы угольником сечением 80 × 55 × 8 мм, который одновременно используется для закрепления досок настила к продольным боковым балкам рамы. В средней части настил пола прикрепляется болтами с помощью специальных скоб к полкам хребтовой балки.

### Цистерны

Кузов вагона-цистерны выполнен в виде котла цилиндрической формы с двумя днищами и колпаком.

Цилиндрическая часть котлов большинства типов цистерн прежних лет постройки (до 1941 г.) состоит из продольного нижнего (броневое) листа и поперечных обечаек, соединенных с помощью заклёпок или сваркой.

Котлы двухосных цистерн ёмкостью 25 м<sup>3</sup> постройки 1931—1937 гг. состоят из цилиндрической части, имеющей толщину листов 6 мм (внизу) и 5 мм (вверху), днищ толщиной 8 мм и колпака толщиной 5 мм.

Цистерны той же ёмкости постройки 1945—1948 гг. имеют котёл, состоящий из броневое листа толщиной 10 мм, соединённого внахлёстку с верхними продольными листами толщиной 8 мм.

Большегрузные цистерны первых выпусков (1927 г.) имели клёпаную конструкцию котлов при толщине днищ и броневое листа 12 мм и обечаек — 10 мм. Стенки колпака делались из листов толщиной 8 мм.

С переходом на сварные котлы толщина листов была уменьшена: броневое и днищ — до 10 мм и обечаек — до 7—8 мм. Цистерны ёмкостью 50 м<sup>3</sup> первых выпусков снабжались двумя поперечными диафрагмами (волнорезами). В эксплуатации волнорезы с большинства котлов были сняты как не оправдавшие своего назначения и впоследствии на новые цистерны (с обечайками толщиной 8 мм) они не ставились.

С 1946 г. строятся большегрузные цистерны с котлами, составленными из продольных листов (см. фиг. 16).

Котлы этого типа имеют броневой лист и днища толщиной 11 мм и остальные листы цилиндрической части толщиной 9 мм, сваренные встык. Применение продольных

листов, сваренных встык, повышает прочность котлов.

Объём колпака цистерны обычно составляет не менее 2% от объёма котла и колпака, вместе взятых.

Котлы цистерн, предназначенных для перевозки бензина и спирта, при постройке испытываются гидравлическим давлением 4 ат, а для нефти и керосина — 3 ат.

Для подъёма на цистерну с обеих сторон котла укрепляют металлические лестницы, а сверху котла устраивается площадка. Внутри котла также устанавливают лестницу.

В средней части котёл укрепляется посредством специальных лап и приточенных болтов к хребтовой балке рамы.

У шкворневых балок котёл дополнительно прикрепляется к раме четырьмя стальными хомутами с муфтами, посредством которых регулируется натяжение.

Налив продуктов в котёл производится через специальный люк в днище колпака. Слив жидкости производится снизу или сверху в зависимости от рода перевозимого продукта. Цистерны для перевозки нефти и керосина имеют нижний слив, осуществляемый при помощи сливного прибора системы Д. А. Утешинского или других подобных приборов. Эти приборы имеют самопритирающиеся клапаны, открываемые сверху.

Цистерны для перевозки бензина и спирта разгружаются через верхний (наливной) люк. Цистерны с верхним сливом обычно снабжаются предохранительными клапанами.

Для перевозки битума строились специальные цистерны, отличающиеся от обычных тем, что их котлы имели тепловую изоляцию и змеевики для подогрева битума паром при сливе.

Котлы цистерн для перевозки кислот и других продуктов химической промышленности, вредно воздействующих на металл котла, иногда снабжаются специальным внутренним покрытием. Например, цистерны для перевозки соляной кислоты в качестве такого покрытия имеют слой резины толщиной 5 мм. Цистерны для перевозки олеума для предохранения груза от промерзания покрыты с наружной стороны тепловой изоляцией из шевелина, укрепляемого к котлу деревянными брусками.

Для перевозки ряда химических и пищевых продуктов отечественная промышленность строит цистерны с котлами из алюминиевых сплавов.

Объём котла цистерны для перевозки специальных грузов проектируется из расчёта удельного объёма продукта и грузоподъёмности цистерны 50 т. По своему основному устройству специальные цистерны подобны цистернам для нефтепродуктов.

Котлы цистерн окрашиваются в следующие цвета: нефте-керосиновые — в красный; бензино-спиртовые — в палевый (светложёлтый); кислотные — в чёрный с продольной жёлтой полосой шириной 500 мм на цилиндрической части котла и жёлтым квадратом 1 000 × 1 000 мм на днищах; битумные — в чёрный с продольной жёлтой полосой шириной 700 мм вокруг котла.

## Изотермические вагоны

Четырёхосные изотермические вагоны имеют деревянный или металлический каркас кузова.

Деревянный каркас кузова вагона (см. фиг. 20) состоит из верхних и нижних обвязочных брусьев, подпольных брусьев, потолочных дуг, угловых, дверных и промежуточных стоек и раскосов, концы которых помещены в чугунные или стальные сварные башмаки, имеющие шипы, которыми они врезаются в обвязочные брусья. Скрепление верхних и нижних обвязочных брусьев между собой и рамой вагона достигается при помощи сквозных металлических стержней, пропускаемых через специальные пазы в стойках. Потолочные дуги и фрамуги скрепляются с верхними обвязочными брусьями путём вруб-ки их «ласточками хвостом».

Поперечные размеры (в мм) основных брусьев каркаса следующие:

Обвязочные брусья:	
нижние	150×135
верхние	150×89
Стойки:	
угловые	135×135
дверные	150×145
промежуточные	100×80
Раскосы	100×80
Дуги потолочные	69×60
Подпольные поперечные промежуточные брусья	120×80

Подпольные продольные брусья:	
средние	120×100
промежуточные	100×66

Металлический каркас кузова вагона (см. фиг. 21) представляет стоечную конструкцию с полосовыми раскосами, которые и отличают его от каркаса кузова крытого сварного вагона. Замена раскосов зетового сечения на полосовые вызвана удобством укладки изоляции.

Кузов металлического изотермического вагона (см. фиг. 22) является цельнонесущим. Поперечные элементы каркаса состоят из стоек, поперечных балок рамы и дуг крыши. Продольные элементы каркаса включают в себя нижние и верхние обвязки и продольные стержни (стрингеры) крыши. Роль стрингеров в боковых стенках выполняют выштамповки в самой обшивке.

















Хребтовые балки предусмотрены только в консольных частях кузова, т. е. в местах установки автосцепного оборудования.

Характеристика основных несущих элементов кузова вагона постройки заводов «Трансмаш» приведена в табл. 24.

Стенка кузова изотермического вагона прежних лет постройки в разрезе представляет последовательное сочетание из наружных обшивочных досок, рубероида, четырёх слоёв шевелина, слоя фанеры в один лист, пятого

Таблица 24

Характеристики основных несущих элементов кузова металлического изотермического вагона грузоподъёмностью 32 т

Наименование элементов	Форма сечения	Размеры сечения
<b>Продольные элементы</b>		
Хребтовая балка (только в консольных частях)		Два швеллера 300×87×9,5×13,5 мм, верхняя накладка 554×15 мм
Нижний обвязочный пояс боковой стенки		Угольник (специального проката) 160×160×17 мм
Верхний обвязочный пояс боковой стенки		Угольник 50×100×8 мм
Накладная полоса, соединяющая обшивку боковой стенки и крыши		Полоса 80×10 мм
Стрингеры крыши		Полоса 30×4 мм
<b>Поперечные элементы</b>		
Шкворневая балка		Два швеллера 300×87×9,5×13,5 мм, верхняя и нижняя фасонные накладки 600×15 мм
Поперечные балки рамы		Швеллер 140×60×7×10 мм
Стойки боковых стен		Швеллер 80×45×6×8 мм
Стойки угловые		Угольник 100×100×10 мм
Дуги крыши		Угольник 40×80×6 мм
<b>Обрешётка лобовых стен</b>		
Буферный брус		Швеллер 300×87×9,5×13,5 мм
Дуга концевая		Угольник 40×80×8 мм
Стойки лобовые		Швеллер 100×50×6×8,5 мм
<b>Обшивка каркаса</b>		
Боковые и лобовые стенки		Лист толщиной 2,5 мм
Пол		Лист толщиной 2 мм с выштамповками
Крыша		Лист толщиной 2 мм



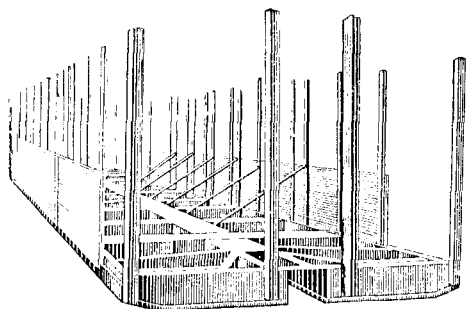
Кузова пассажирских вагонов имеют обычно толщину: стенок — 80—90 мм, пола и крыши — 100 мм и стен тамбура — 65 мм. Размеры поперечного сечения (в мм) отдельных брусев каркаса следующие:

<b>Обвязочные брусья:</b>	
нижние	100×150
верхние	150×80
<b>Основные поперечные брусья</b>	
нижней обвязки:	100×120
То же промежуточные	65×100
Стойки оконные	80×75
Раскосы	52×120
Стойки угловые	125×125

Деревянный кузов четырёхосных тележечных вагонов устанавливается на боковые балки рамы. У нетележечных двухосных вагонов вследствие более узкой рамы кузов поддерживается кронштейнами, прикреплёнными к боковым балкам рамы.

Каркас металлических кузовов имеет обычно стоечную или решётчатую несущую конструкцию, непосредственно связанную с рамой вагона.

Каркас кузова 19-м пригородного вагона электрифицированных железных дорог (фиг. 94) образуется стойками коробчатого профиля, штампованными из листа толщиной 4 мм и угловыми стойками из зета сечением 100×75×6 мм, приклепанными или приваренными к боковым продольным угольникам рамы. Лобовые стойки прикрепляются к буферному брусу. Вверху все стойки соединены



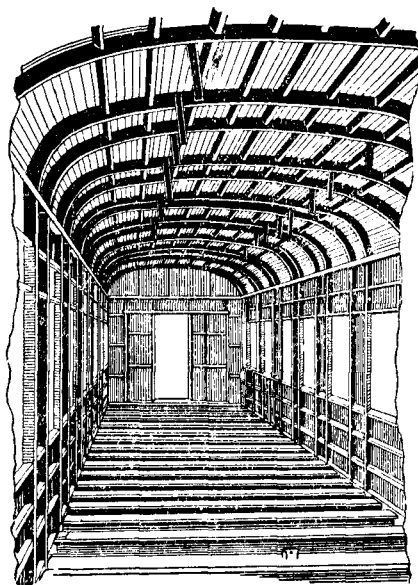
Фиг. 94. Каркас кузова 19-м пригородного вагона электрифицированных железных дорог

обвязочным брусом зетового профиля. Обвязочные брусья скрепляются металлическими дугами коробчатого и уголкового профиля. К стойкам и дугам крыши прикрепляются на болтах деревянные бруссы, на которых укрепляются изоляция и внутренняя деревянная обшивка кузова.

Каркас кузова пассажирского металлического некупейного вагона длиной 23,6 м (фиг. 95) состоит из продольных и поперечных элементов. Поперечные элементы имеют вид замкнутых рамок, образованных балками пола, стойками боковых стен и дугами крыши. Стойки каркаса кузова, дуги крыши, балки пола и все продольные элементы, кроме хребтовой и боковых балок рамы, штампуются из листовой стали.

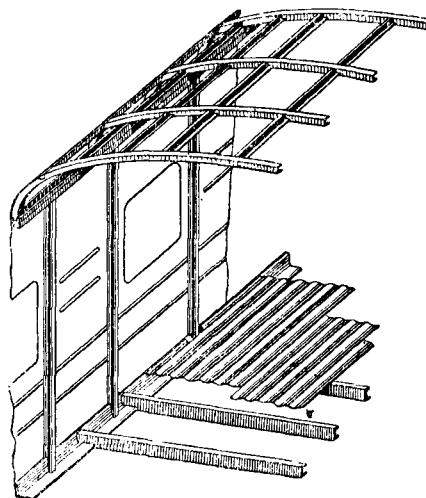
Продольные стержни каркаса (стрингеры) выполняются неразрезными. В местах пересечения их с поперечными стержнями

в последних делаются вырезы. В вагонах, выпускаемых с 1950 г., стрингеры боковых стен заменены выштамповками в металлической обшивке.



Фиг. 95. Каркас кузова металлического пассажирского некупейного вагона длиной 23,6 м

По концам вагона каркас связан мощной обрешёткой торцевых стен, состоящей из вертикальных стоек, буферного бруса и верхней обвязки.



Фиг. 96. Элементы конструкции кузова металлического пассажирского купейного вагона длиной 23,6 м

Характеристика основных несущих элементов кузова металлического некупейного вагона длиной 23,6 м приведена в табл. 25.

Каркас боковых стен кузова металлического купейного вагона (фиг. 96) состоит

Таблица 25

Характеристики основных несущих элементов кузова металлического некупейного вагона длиной 23,6 м

Наименование элементов	Форма сечения	Размеры сечения
Продольные элементы		
Хребтовая балка		Два двутавра № 30с
Нижний обвязочный пояс боковой стенки		Зет 100×75×6,5 мм
Верхний обвязочный пояс боковой стенки		Угольник 57×60×4 мм и зет 50×70×34×4 мм
Стрингеры крыши и боковых стен		Зет 40×30×2 мм
Поперечные элементы		
Шкворневая балка		Верхний лист 540×12 мм, нижний лист 540×12 мм, вертикальные листы переменной высоты толщиной 10 мм
Поперечные балки рамы		Двутавровые или коробчатые сварные из листа толщиной 6 мм
Поперечные балки пола		Зет 25×63×85×44×3 мм
Поперечные балки пола у дверного проёма		Коробка 44×85×126×85×44×3 мм
Стойки оконные <sup>1</sup>		Зет 44×60×50×4 мм
Стойки дверных проёмов		Коробка 44×60×220×60×44×4 мм
Дуги крыши	Зет 50×65×35×3 мм	
Обрешётка лобовых стенок		
Буферный брус		Швеллер № 30, верхняя и нижняя накладки толщиной 10 мм
Верхний обвязочный брус		Швеллер № 20
Дуга концевая		Зет 35×65×65×50×3 мм
Стойки угловые		Зет 57×90×70×50×3 мм, изогнутая накладка толщиной 3 мм
Стойки дверные и промежуточные		Зет 34×70×50×4 мм
Основные (противоударные) стойки		Два двутавра № 24 в
Обшивка каркаса		
Боковые и лобовые стенки, пол		Лист толщиной 3 мм
Крыша		Лист толщиной 2 мм

<sup>1</sup> В вагонах, выпускаемых с конца 1950 г., — 37×55×50×4 мм.

из оконных и дверных стоек и нижней и верхней продольных обвязок. Вместо продольных стержней в боковых стенках имеются выштамповки в металлической обшивке и накладная подоконная полоса. Такое подкрепление обшивки боковых стен более целесообразно, так как уменьшается коррозия стен, снижается вес конструкции, уменьшается количество термических мостиков и удобнее размещается тепловая изоляция.

Каркас крыши купейного вагона образован дугами, шестью продольными разрезными стержнями зетобразного сечения и двумя неразрезными полукруглыми стержнями. Концы дуг крыши по обеим сторонам кузова скреплены продольными обвязочными поясами.

Каркас торцевой стенки вагона состоит из двух угловых, двух дверных и четырёх вертикальных подпорных стоек и двух мощных (противоударных) вертикальных балок. Внизу все вертикальные стойки торцевой стенки связаны буферным брусом и угольником, а сверху угольником и концевой дугой крыши.

Выштампованный пол вагона подкреплён шкворневыми и промежуточными попереч-

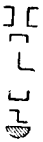






ными балками. Для усиления верхней лобовой части кузова лобовые балки на уровне верхних обвязочных поясов подкреплены горизонтальным листом, связанным с карнизными листами крыши и верхом тамбурной перегородки.

Характеристика основных несущих элементов кузова металлического купейного вагона длиной 23,6 м постройки заводов «Трансмаш» приведена в табл. 26.

**Стенки, пол и крыша.** У вагонов с деревянными кузовами стенки, пол и потолок имеют двойную обшивку — внутреннюю и наружную. В промежутках между обшивками укладывается тепловая изоляция из войлока или шевелина толщиной 20—25 мм. Изоляция укрепляется с помощью реек. Наружная деревянная обшивка крыши — сосновая толщиной 22 мм; наружная обшивка стенок — 12 мм; внутренняя обшивка стенок, потолка и наружного пола — 16 мм. Верхний настил пола — из сосновых досок толщиной 35—38 мм. Крыша покрывается 5-кг кровельным листом. Стенки кузова снаружи обшиваются листовой сталью толщиной 1,5 мм.

Таблица 26

Характеристики основных несущих элементов кузова металлического купейного вагона длиной 23,6 м

Наименование элементов	Форма сечения	Размеры сечения
Продольные элементы		
Хребтовая балка (только в консольных частях)		Два швеллера 260×90×10×14 мм
Верхний обвязочный пояс боковой стенки		Коробчатое 60×38×4 мм
Нижний обвязочный пояс боковой стенки		Угольник (специального проката) 160×160×18 мм
Обвязочный пояс крыши		Коробчатое 60×38×4 мм
Стрингеры крыши		Зет 30×20×2 мм, полукруглое R = 20 мм
Поперечные элементы		
Шкворневая балка		Два вертикальных листа: в средней части 282×10 мм и по концам 108×10 мм, два пояса (верхний и нижний) 540×14 мм
Поперечные балки рамы		Швеллер 140×60×7×10 мм
Стойки угловые		Замкнутое коробчатое сечение из листа толщиной 4 мм
Стойки дверных проёмов (боковых)		Зетобразное сечение 34×60×77×34×4 мм
Стойки оконные		Коробчатое сечение 60×38×4 мм
Дуги крыши		Коробчатое сечение 60×38×4 мм
Обрешётка лобовых стен		
Буферный брус		Швеллер 300×100×10×16 мм или 300×87×9,5×13,5 мм
Дверные стойки		Зет 46×68×44×4 мм
Дополнительные стойки		Угольник 40×60×5 мм
Основные (противоударные) стойки		Двутавр № 24
Нижняя обвязка стоек		Угольник 100×75×7,5 мм
Верхняя обвязка стоек		Угольник 40×80×8 мм
Дуга концевая		Штампованный угольник 133×84×4 мм
Обшивка каркаса		
Боковые стены в подоконной части		Лист толщиной 2,5 мм
То же в надоконной части		Лист толщиной 2 мм
Усиливающая подоконная накладка		Профилированная полоса толщиной 4 мм
Крыша		Лист толщиной 1,5 мм
Карнизный усиливающий лист крыши		Штампованный лист толщиной 3 мм
Пол		Выштампованный лист толщиной 1,5 мм

Стенки кузова пригородного 19-м вагона в нижней части (до окон) обшиты стальными листами толщиной 4 мм, в верхней части (над окнами) и в междуоконных простенках — листами толщиной 3 мм. С внутренней стороны стенки кузова обшиты двумя слоями фанеры, между которыми помещается слой изоляции из шевелина. Пол вагона образуется верхним и нижним настилами из досок толщиной соответственно 35 и 13 мм. Между настилами пола укладывается изоляция из шевелина. Верхний пол покрывается линолеумом. Внутренняя потолочная обшивка делается из фанеры толщиной 5—8 мм. Между кровлей вагона и внутренней фанерой укладывается изоляция.

Внутренняя обшивка кузова металлического некупейного вагона длиной 23,6 м деревянная. В вагонах первых выпусков стенки обшивались 10-мм фанерой, облицованной с внутренней стороны дубовым шпоном.

С конца 1950 г. стенки в подоконной и над-

оконной частях обшиваются 19-мм дерево-плитой, а междуоконные простенки — фанерой толщиной 10 мм.

Стены тамбура после изоляции обшиваются стальными листами и окрашиваются. Верхний пол настилается из столярных плит толщиной 19 мм и покрывается линолеумом. Потолок изнутри подшивается 5-мм фанерой, которая снизу, со стороны пассажирского помещения, оклеивается тканью и окрашивается. Кузова вагонов первых выпусков изолированы мятой алюминиевой фольгой по 10 листов в пакете. Первые восемь слоёв фольги, считая от металлической обшивки кузова, имеют толщину 6—11 мк, два верхних слоя — толщину 40—50 мк. Поперечные металлические элементы каркаса с внутренней стороны изолируются полосками войлока толщиной 10—15 мм. Вес альфолойной изоляции с учётом веса войлочных прокладок не превышает 200 кг, тогда как вес обычной изоляции из шевелина или войлока равен примерно 2 600 кг.



С 1950 г. промышленность выпускает вагоны с тепловой изоляцией из мипоры. В пакеты изоляции между слоем перфоля и мипорой с наружной и внутренней (или только наружной) сторон прокладывается по одному листу алюминиевой фольги толщиной 40 мк. Толщина слоя мипоры составляет: в крыше и стенках — 65 мм, в полу — 90 мм.

Вес изоляции из мипоры с учётом веса перфоля и клея равен примерно 500 кг.

Стенки металлического купейного вагона внутри обшиты многослойной фанерой толщиной 8 мм. Потолок подшит фанерой толщиной 6 мм. Верхний настил пола выполнен из досок, покрытых линолеумом. Между наружной металлической и внутренней деревянной обшивками размещается тепловая изоляция из мипоры.

**Двери и окна.** Двери пассажирских вагонов делятся на задвижные и створчатые. Задвижные двери подвешиваются на роликах, перекачивающихся по рельсу из полосовой стали сечением 38 × 6 мм; внизу дверь направляется нижним рельсом из уголкового проката размерами 25 × 25 × 5 мм.

В обычных вагонах задвижными делаются двери концевой стены тамбуров, двери котельного отделения и в купейных вагонах — двери из коридора в купе. Наружные двери, боковые и входные, двери из тамбуров в вагон, двери коридоров, служебного отделения и уборных чаще всего делаются одностворчатыми. Двери котельного отделения для пожарной безопасности выполняются металлическими.

Боковые тамбурные двери 19-м пригородных вагонов делаются двустворчатыми, притвором для них является общая средняя стойка. Двери из тамбура внутрь вагона — задвижные двоянные с одним общим средним притвором.

Створчатые наружные двери всех пассажирских вагонов обычно открываются внутрь.

Окна пассажирских вагонов имеют двойные рамы: наружную — летнюю и внутреннюю — зимнюю. У большинства типов вагонов с деревянными кузовами обе оконные рамы опускаются вниз, в подоконную пазуху. В кузовах металлической конструкции верхняя часть окон обычно поднимается вверх. У некупейных и большей части мягких вагонов длиной 23,6 м верхняя часть окон открывается внутрь в виде форточки.

**Внутреннее устройство пассажирских вагонов и его основные размеры.** В вагонах пригородного сообщения диваны предназначены только для сидения пассажиров. В вагонах дальнего следования устраиваются диваны с подъёмными спинками, образующими в поднятом состоянии места для лежания пассажиров. В металлических вагонах длиной 23,6 м вместо подъёмных спинок устраивают полки, откидывающиеся из верхнего положения не вниз, а вверх. В зависимости от рода вагонов диваны делаются жёсткими или мягкими.

Вагоны дальнего следования имеют багажные полки или отдельные ниши для укладки багажа.

Внутреннее оборудование туалетных состоит из умывальника, унитаза и баков с водой, расположенных под полом. Баки делаются из лужёной меди или цинкованной

стали и устанавливаются на кронштейнах. Наполнение баков водой обычно производится с крыши, но оно возможно также и через выводную трубу снизу вагона. Запас воды в вагонах постройки прежних лет составляет примерно 240—300 л. В современных металлических некупейных вагонах запас воды увеличен до 630 л, причём туалетная ёмкость (со стороны котельной) тамбура имеет бак ёмкостью 80 л, а туалетная противоположного (холодного) тамбура имеет два сообщающихся бака по 275 л каждый. Пополнение водой бака ёмкостью 80 л производится самоотёком из баков туалетной холодной тамбура.

Основные (минимальные) размеры (в мм) внутреннего устройства пассажирских вагонов, установленные многолетней практикой отечественных железных дорог, приводятся ниже.

#### Ширина помещений вагона

Купе четырёхместное (с двумя диванами):	
жёстких вагонов	1 870
мягких »	1 910
Купе двухместное (с одним диваном):	
мягких вагонов	1 350
специальных спальных вагонов	1 450
Отделение для проводника (с одним диваном)	1 150
Уборная <sup>1</sup>	900
Отделение отопления <sup>1</sup>	900
Тамбур <sup>1</sup>	825—900

#### Ширина продольных проходов

У вагонов купейных	850
У вагонов жёстких некупейных	600

#### Размеры дверных проёмов в свету

Ширина двери тамбурной створчатой боковой	750
То же лобовой задвижной	700
Ширина двери навесной из тамбура в вагон	640
То же задвижной в купе мягких вагонов	700
То же жёстких вагонов	640
Ширина двери створчатой внутренней в коридорах и купе	580
То же служебных отделений, уборных и пр.	550
Нормальная высота створчатых дверей от пола до верха	1 900—1 950

#### Размеры окон

Высота от пола до подоконника	900—950
Высота окна	900—1 000
Ширина окна в свету <sup>2</sup>	560

#### Ширина диванов, включая толщину спинок, и ширина проходов между диванами

Жёстких вагонов в пригородных поездах:	
ширина дивана	50
» прохода	00
Жёстких вагонов дальнего следования (спальных):	
ширина дивана	580
» подъёмной спинки	570
» прохода	610
Мягких вагонов дальнего следования (спальных):	
ширина дивана	650
» подъёмной спинки	640
» прохода	610
Специальных спальных вагонов:	
ширина дивана	750
» прохода	650

<sup>1</sup> По длине вагона.

<sup>2</sup> Металлические вагоны имеют ширину окон в свету 980 мм.

Длина и высота диванов	
Длина в жёстких вагонах . . . . .	1 800
» » мягких вагонах . . . . .	2 000
Высота до сидений и верхних спальных мест:	
диванов жёсткого вагона от пола . . . . .	440—450
то же мягкого вагона . . . . .	460
Высота от сидения нижнего дивана до нижней части подъёмной спинки в поднятом состоянии . . . . .	950
Размеры багажных полок	
Ширина . . . . .	580
Высота размещения от пола . . . . .	2 050—2 150

### ОСВЕЩЕНИЕ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ<sup>1</sup>

Существующие системы электроосвещения вагонов могут быть классифицированы следующим образом.

1. По числу источников тока:

а) самостоятельная, или автономная, система, при которой вагон имеет собственный источник тока для освещения, а в вагонах современной постройки — и для питания моторов принудительно-нагнетательной вентиляции;

б) групповая система, при которой группа из 5—6 вагонов питается током от одного и того же источника — вагона-электростанции.

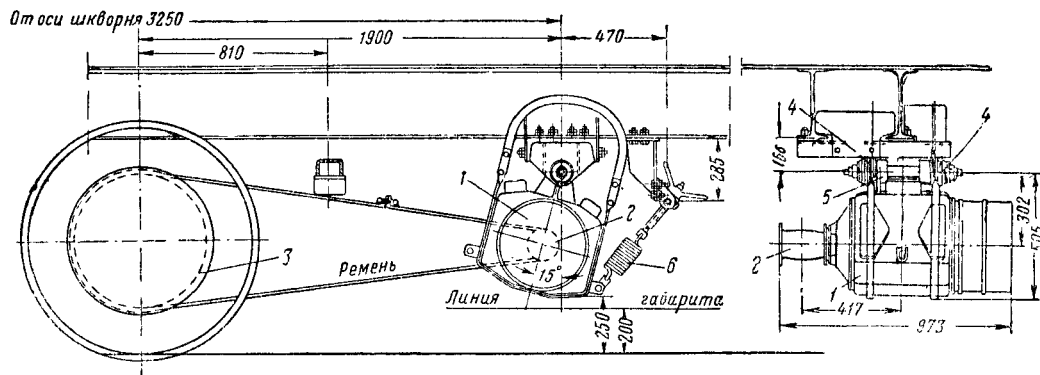
бует аккумуляторной батареи, которая должна питать сеть во время стоянок и при малых скоростях движения поезда, когда динамомашинка не может работать.

Оборудование вагона-электростанции с осевой динамомашинкой состоит из следующих основных элементов: а) осевой динамомашинки, б) подвески и передачи, в) аккумуляторной батареи, г) распределительного щита, д) поездной электрической магистрали с концевыми коробками и междувагонными соединениями, е) внутренней осветительной проводки с осветительной арматурой и групповым щитком.

Система электрического освещения с независимым приводом имеет небольшую самостоятельную электростанцию, устанавливаемую в отдельном вагоне или части вагона. Широкого распространения такая система не получила из-за низкой её экономичности при малой мощности установки.

Система независимая с турбогенератором, устанавливаемым на паровозе, частично применяется на некоторых железных дорогах СССР в пригородных поездах.

Металлические некупейные вагоны длиной 23,6 м имеют подвагонную динамомашину постоянного тока типа РД-2Б (общепринятую на железных дорогах СССР) с наибольшей



Фиг. 97. Схема установки генератора на вагоне: 1—генератор РД-2Б; 2—шків генератора; 3—шків ведущий; 4—кронштейн подвески; 5—валик подвески; 6—натяжная пружина

2. По роду источников тока:

а) система осевая, при которой источником тока служит динамомашинка, приводимая во вращение ремённой или другой передачей от вагонной оси;

б) система с независимым приводом, при которой источником тока служит динамомашинка, приводимая во вращение специальным двигателем.

Вагоны с самостоятельной системой имеют обычно отдельные осевые генераторы. К этим вагонам относятся служебные вагоны, спальные вагоны прямого сообщения (СВПС) и металлические вагоны длиной 23,6 м современной постройки (кроме багажных).

Осевая система освещения является наиболее распространённой, так как она проста по устройству и не требует специального двигателя. Однако в электрической части осевая система сложна; кроме того, она тре-

мощностью 5,6 кВт (80 а при 70 в). Вес такой динамомашинки составляет 350 кг. Схема установки генератора на вагоне показана на фиг. 97.

Все переключения, связанные с изменением режима работы электрической установки и поддержанием постоянного напряжения в сети освещения, производятся автоматически с помощью распределительного щита типа ДЩР-8А, который устанавливается в служебном отделении вагона.

Под вагоном размещена кислотная аккумуляторная батарея типа 26-ВП-400 (вагонная с панцирными положительными пластинами). Батарея состоит из 26 элементов номинальной ёмкостью 400 а-ч, расположенных в металлическом, разделённом на две секции ящике, подвешенном к раме вагона. Вес батареи с ящиком 2,17 т.

Вагон оборудован подвагонной магистралью и внутренней проводкой с осветительной арматурой.

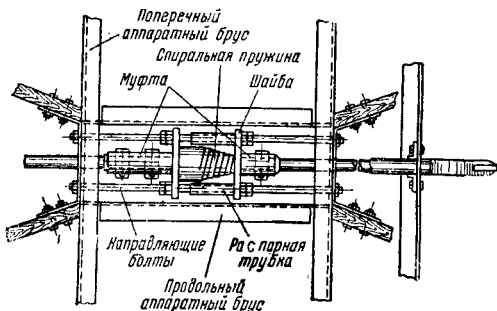
<sup>1</sup> См. ТСЖ, т. 2, стр. 335—336 и т. д.

Освещённость купе пассажирских вагонов рекомендуется принимать равной 40—60 лк.

## ВИНТОВАЯ УПРЯЖЬ И БУФЕРА

Для сцепления вагонов между собой и с локомотивом, передачи и смягчения растягивающих и сжимающих усилий от одного вагона к другому и удержания вагонов на определённом расстоянии друг от друга применяются ударно-тяговые приборы, состоящие из винтовой упруги и буферов или авто-сцепки и буферов.

Различают два основных типа винтовой упряжи—сквозную (неразрезную) и несквозную (разрезную). Сквозная упряжь образуется из двух тяговых крюков с длинными стержнями, соединёнными между собой в упряжном аппарате (фиг. 98). Упряжный аппарат состоит из аппаратных болтов с гай-



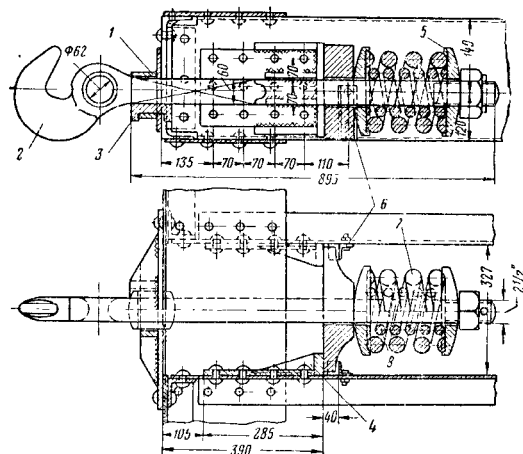
Фиг. 98. Упряжной аппарат сквозной упряжи двухосных грузовых вагонов

ками и контргайками, пружины, шайб, распорных трубок и муфт с чеками.

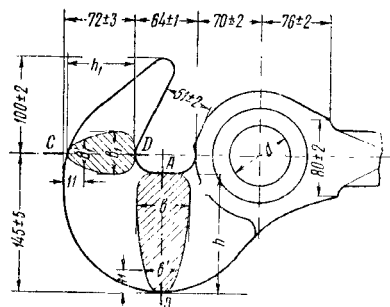
Разрезная упряжь (фиг. 99) состоит в основном из короткого крюка с гайкой и шплинтом на конце, двухрядной пружины, двух шайб (передней и задней), между которыми размещаются пружины, упорной подушки и упорных угольников, укрепленных заклёпками к хребтовой балке рамы вагона.

У вагонов, имеющих сквозную упряжь, применяются спиральные аппаратные пружины из полосовой стали, а у вагонов с несковной упряжью — двухрядные цилиндрические пружины из круглой стали. Характеристики этих пружин приведены в табл. 27.

Основные размеры упряжных крюков приведены в табл. 28. Часть общих размеров и обозначение сечений к табл. 28 показаны на фиг. 100. Нетиповой крюк для сквозной упряжи пассажирских вагонов длиной 18 и 20 м имеет хвостовик диаметром 58 мм



Фиг. 99. Упряжной аппарат разрезной упряжи: 1—направляющая; 2—тяговый крюк; 3—сухарь направляющей; 4—упорный угольник; 5—шайба; 6—упорная подушка; 7—пружина наружная; 8—пружина внутренняя



Фиг. 100. Головка тягового крюка

с горизонтальной головкой на конце толщиной 60 мм и диаметром 116 мм. Диаметр отверстия в головке под валик равен 61 мм. Хвостовик крюка с помощью валика шарнирно соединяется со штангой.

Таблица 27

### Характеристики пружин упряжных аппаратов

Тип пружины	Внутренний диаметр в мм	Высота в свободном состоянии в мм	Поперечное сечение или диаметр стали в мм	Число витков в		Пробный груз в кг	Стрела прогиба под пробным грузом в мм	Вес в кг
				полное	рабочее			
Спиральная из полостой стали для сквозной упряжи .	Верх 61, ниж 145	260	130×7	6,75	4,75	2 440	127	14,2
Двухрядная из круглой стали для разрезной упряжи:								
наружная . . . . .	123	195	40	4,25	2,75	9 030	42	18,96
внутренняя . . . . .	67	190	25	6,25	4,75	4 400	42	6,36

Таблица 28

Основные размеры изготавливаемых крюков для пассажирских и грузовых вагонов в мм  
(фиг. 100)

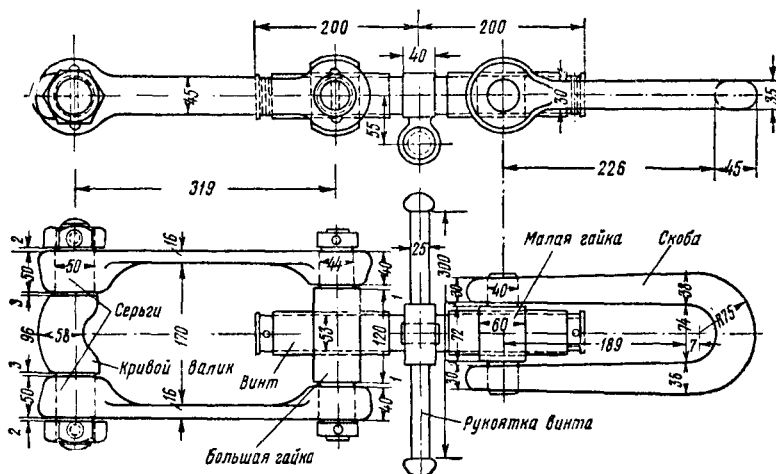
Тип крюка для всех вагонов	Сечение АВ		Сечение CD					Квадратная часть		Стержень (хвостовик)	
	h	b	b'	h	b <sub>1</sub>	b' <sub>1</sub>	d	сече- ние	длина	диа- метр	длина
С разрезной упряжью . . .	125 <sup>+5</sup>	60 <sup>+4</sup>	22	68 <sup>+3</sup>	46 <sup>+4</sup>	22	62	60×60	300	64	595
С неразрезной упряжью . .	125 <sup>+5</sup>	60 <sup>+4</sup>	22	68 <sup>+3</sup>	46 <sup>+4</sup>	22	62	60×60	260	52	300

Крюки для сквозной упряжи изготавливают из стали марки Ст. 2—3, а для несквозной упряжи — из стали Ст. 5. При приёмке каждый крюк испытывается на растяжение усилием 25 т. На крюки, выдержавшие испытание, наносится соответствующие клейма.

В настоящее время на вагоны ставится винтовая стяжка 1927 г. объединённого типа (фиг. 101), вес которой равен 35,5 кг.

Буферные стаканы по своей конструкции и способу изготовления разделяются на кованые лапчатые, штампованные и колокольные литые. На фиг. 103 показан буфер пассажирского металлического вагона длиной 23,6 м, который по конструкции значительно отличается от обычных буферов<sup>1</sup>.

Изготовление буферных стаканов производится в соответствии с ГОСТ 2094-43.



Фиг. 101. Винтовая стяжка объединённого типа—1927 г.

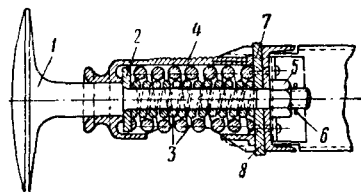
Отдельные части стяжки изготавливаются из указанных ниже марок сталей:

Кривой валик . . . . .	Ст. 5
Серьга . . . . .	Ст. 4
Скобка . . . . .	Ст. 4—5
Винт . . . . .	Ст. 5
Гайка большая . . . . .	Ст. 5
Гайка малая . . . . .	Ст. 4
Кольцо для гайки . . . . .	Любой марки
Наконечник винта . . . . .	
Ушко . . . . .	
Гайка кривого валика . . . . .	
Рукоятка . . . . .	

При приёмке каждая винтовая стяжка испытывается на растяжение усилием 25 т, а термически обработанная — 30 т. Разрывное усилие стяжки, изготовленной без термообработки, составляет примерно 60—65 т.

Буфер (фиг. 102) состоит из следующих основных деталей: буферного стакана, буферного стержня с тарелкой, пружины, нажимной шайбы и четырех болтов с гайками.

Буферные стержни изготавливаются с выпуклой и плоской тарелками. Стержень с плоской тарелкой ставится (при взгляде на



Фиг. 102. Буфер четырёхболтового грузового вагона: 1—буферный стержень; 2—нажимная шайба; 3—пружина; 4—буферный стакан; 5—гайка; 6—шплинт; 7—усиливающая подкладка; 8—буферный брус

<sup>1</sup> В вагонах последних выпусков ставят буфера изменённой конструкции (облегченные и несколько упрощенные).

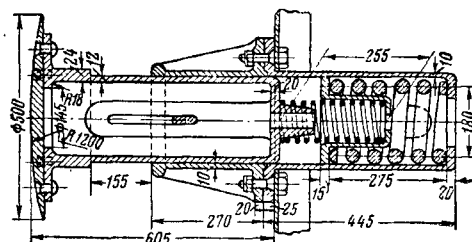
Таблица 29

### Основные размеры (в мм) изготавливаемых буферных стержней

Тип буферного стержня	Диаметр тарелки	Цилиндрическая часть		Хвостовик		Длина нарезанной части	Вес в кг
		диаметр	длина с тарелкой	диаметр	длина		
Для 2-осных пассажирских и грузовых вагонов . . . . .	340	70	319	45	348	100	26,7
Для 4-осных грузовых вагонов . . . . .	400	76	255	48	407	90	40,8
Для 4-осных пассажирских вагонов . . . . .	400 и 450	70	319	45	348	100	28,1
Для 4-осных пассажирских вагонов (с деревянным кузовом), оборудованных авто сцепкой (удлиненный буфер)	400 и 450	76	315	48	605	80	51
Для 4-осных пассажирских металлических вагонов длиной 23,6 м . . . . .	500	210	595	72	90	—	108

буферный брус вагона) с правой стороны, а с выпуклой — с левой.

Основные размеры изготавливаемых буферных стержней приведены в табл. 29.



Фиг. 103. Буфер пассажирского вагона длиной 23,6 м

Буфера двухосных грузовых и пассажирских вагонов, а также четырёхосных пасса-

жирских вагонов без автосцепки оборудуются спиральными пружинами из плоской стали.

При оборудовании пассажирских вагонов с деревянными кузовами автосцепкой устанавливаются специальные удлиненные буфера. Металлические вагоны, допускающие передачу нагрузки на лобовые стенки, оборудуются центральными упругими площадками, которые одновременно обеспечивают автоматическое соединение переходных гармоний при сцеплении вагонов.

Буфера четырёхосных грузовых вагонов и пассажирских вагонов с удлинёнными буферами имеют двухрядные пружины из стали круглого сечения.

Характеристики буферных пружин грузовых и пассажирских вагонов указаны в табл.30.

Изготовление буферных и упругих пружин из стали круглого сечения производится в соответствии с Техническими условиями по ГОСТ 1452-42.

Таблица 30

## Характеристики буферных пружин грузовых и пассажирских вагонов

Тип пружины	Внутренний диаметр в мм	Высота в свободном состоянии в мм	Поперечное сечение или диаметр стали в мм	Число витков		Пробный груз в кг	Стрела прогиба под пробным грузом в мм	Вес в кг
				полное	рабочее			
Спиральная из полосовой стали 2-осных грузовых и 2-осных и 4-осных пассажирских вагонов . . . . .	{ Верх 50, низ 141	250	150×7	7,0	4,5	—	—	16,5
Двухрядная из круглой стали 4-осных грузовых вагонов:								
наружная . . . . .	94	295	33	7,5	6,0	6 105	60	18,61
внутренняя . . . . .	51	295	19	12,5	11,0	2 080	60	5,84
Двухрядная из круглой стали для удлиненного буфера 4-осных пассажирских вагонов (с деревянным кузовом), оборудованных авто сцепкой:								
наружная . . . . .	110	195	25	5,5	4,0	2 575	65	8,12
внутренняя . . . . .	73	235	16	9,0	7,5	1 180	95	3,73
Для буфера пассажирского металлического вагона длиной 23,6 м:								
большая . . . . .	128	275	38	6,0	4,5	7 300	66	25,5
малая . . . . .	76	275	14	11,0	9,5	710	120	3,6

## АВТОСЦЕПКА

### ОПРЕДЕЛЕНИЯ. ЗНАЧЕНИЕ АВТОСЦЕПКИ В СССР

Автоматической сцепкой, или, сокращённо, автосцепкой, называется сцепной прибор железнодорожного подвижного состава, при котором взаимное соединение единиц подвижного состава происходит автоматически при их нажатии или соударении, а расцепление производится в результате воздействия человека на расцепной привод, обычно расположенный сбоку вагона или локомотива.

Все существующие автосцепки могут быть разделены на две группы по их типу — нежёсткие и жёсткие и на две группы по принципу восприятия усилий — тягово-ударные и тяговые.

Нежёсткой автосцепкой называется автосцепка, которая допускает перемещение в вертикальном направлении её корпуса относительно корпуса автосцепки смежной единицы подвижного состава.

Жёсткой автосцепкой называется автосцепка, при которой продольная ось её корпуса в сцепленном состоянии находится постоянно на одной прямой с осью корпуса автосцепки смежной единицы подвижного состава, т. е. исключается возможность взаимного перемещения корпусов сцепленных автосцепок.

Тягово-ударной автосцепкой называется автосцепка, которая служит для восприятия и передачи растягивающих и сжимающих усилий между единицами подвижного состава.

Тяговой автосцепкой называется автосцепка, служащая для восприятия и передачи только растягивающих усилий между единицами подвижного состава; все сжимающие усилия должны восприниматься и передаваться с помощью специальных устройств — буферов.

Счертание направляющих и сцепляющих поверхностей автосцепки, обеспечивающее правильное направление и сцепление (всех автосцепок данного типа), называется конту́ром зацепле́ния автосцепки.

Наибольшим распространением на железнодорожном транспорте мира пользуются нежёсткие тягово-ударные автосцепки, которыми просто и легко оборудовать любые единицы подвижного состава и которые не требуются в эксплуатации.

Жёсткие тягово-ударные автосцепки пользуются некоторым распространением для подвижного состава, действующего на принципе многомоторных единиц, лёгких поездов метро, пригородного и специального назначения, как позволяющие довольно несложно осуществлять одновременно со сцеплением единиц подвижного состава автоматическое сцепление всех междывагонных соединений. В Западной Европе автосцепка не введена.

Вопрос о введении автосцепки на отечественных железных дорогах поднимался ещё в дореволюционной России.

Ещё тогда при весах поездов не более одной, в редких случаях — полутора тысяч

тонн ощущалась необходимость в более прочной сцепке. Повышение прочности сцепки, неизбежно сопровождаемое увеличением её веса, возможно только при автоматизации процесса сцепления, ибо ручная сцепка уже достигла предела веса, с которым мог справиться сцепщик. Однако консерватизм и игнорирование заботы о безопасности жизни и облегчении труда рабочего со стороны правящих кругов капиталистической России помешали введению автосцепки. Лишь на б. Московско-Казанской ж. д. в опытных целях в 1906 г. было оборудовано 250 вагонов автоматической сцепкой.

Огромный рост объёма перевозок железнодорожного транспорта после Великой Октябрьской социалистической революции поставил проблему усиления и автоматизации упряжи, т. е. введения автосцепки на первое место среди других важнейших реконструктивных мероприятий, так как слабость ручной винтовой стяжки стала лимитировать повышение веса поездов ростом количества обрывов поездов. Обрывы поездов создавали перерывы в движении и во многих случаях приводили к авариям и крушениям.

В СССР при быстрых темпах развития планового хозяйства на огромной территории веса грузовых поездов являются важнейшим показателем мощи и экономичности железнодорожного транспорта. Следовательно, введение автосцепки стало важнейшим условием обеспечения роста железнодорожного транспорта и обеспечения безопасности движения поездов, а тем самым, и условием правильного развития народного хозяйства СССР.

Автоматическая сцепка обеспечивает ускорение формирования поездов и увеличение веса поездов. Важным преимуществом автосцепки является облегчение труда сцепщиков и ликвидация несчастных случаев с людьми при сцеплении вагонов.

Сложность и ответственность решения вопроса о введении автосцепки заключались в том, что автоматическая сцепка, однажды выбранная, должна на многие десятилетия вперёд в основных своих принципах оставаться без изменения для обеспечения сцепления оборудованных единиц подвижного состава с вновь строящимися.

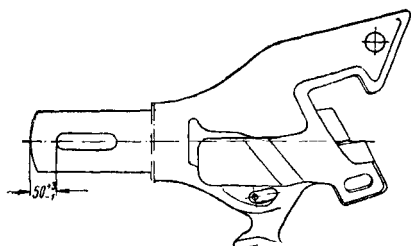
Создание удовлетворительной системы автоматической сцепки для подвижного состава железных дорог СССР, а также способа постепенного перехода от существующей ручной винтовой упряжи на автосцепку без нарушения нормальной работы железнодорожного транспорта представляло весьма трудную и ответственную техническую задачу. Эта задача была разрешена советскими инженерами, которые создали автосцепку, являющуюся лучшей в мире.

### СОВЕТСКАЯ АВТОСЦЕПКА

Автосцепка СА-3 (советская автосцепка, третий вариант), которой оборудуются весь подвижной состав железных дорог широкой колеи СССР, была предложена и разработана советскими инженерами-изобретателями

И. Н. Новиковым и В. Г. Головановым под руководством проф. В. Ф. Егорченко в 1932 г.

Автосцепка СА-3 (фиг. 1) является центральным тягово-ударным сцепным прибором нежесткого типа и представляет собой вполне автоматически действующую сцепку, в про-

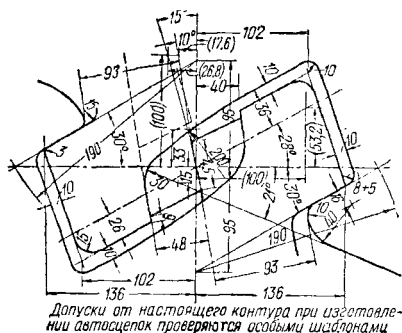


Фиг. 1. Автосцепка СА-3

тивоположность американской, являющейся в действительности полуавтоматической сцепкой.

Автосцепка СА-3 позволяет иметь смещение двух сцепляющихся сцепков в поперечном направлении до 175 мм без нарушения их взаимосцепления, тогда как у американской это смещение не должно превышать 50 мм.

Подвижной состав железных дорог СССР оборудован автосцепкой СА-3 образца 1935 и 1938 гг.; последний образец отличается большей прочностью. Оба образца автосцепки взаимозаменяемы, взаимосцепляемы, так как их зацепные и направляющие поверхности удовлетворяют размерам общесоюзного стандарта на контур зацепления автосцепки ОСТ 6453 (фиг. 2). Если смотреть на голову



Фиг. 2. Контур зацепления советской автосцепки

автосцепки спереди (фиг. 1), то у неё справа расположен большой зуб, слева — малый зуб. Между этими постоянными зубьями находится зев автосцепки. В зеве слева находится замок, в середине в зев выходит лапа замкодержателя.

На голове автосцепки со стороны малого зуба имеется прилив (ухо автосцепки), служащий для набрасывания на него скобы винтовой стяжки при взаимном сцеплении автосцепки и винтовой упряжи.

Механизм автосцепки (фиг. 3) имеет следующие части:

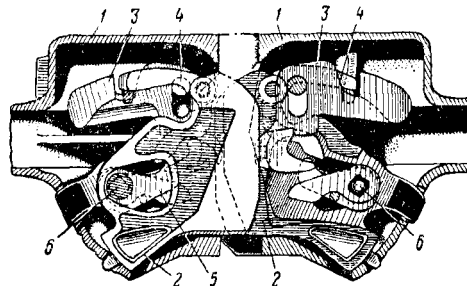
1) замок 2, западающий при сцеплении за замок соседней автосцепки и тем самым запирающий сомкнутые автосцепки;

2) замкодержатель 3, который вместе с подъёмником удерживает замок в расцепленном положении до разведения автосцепок; кроме того, в сцепленных автосцепках противовес замкодержателя служит упором для верхнего плеча собачки, препятствующим перемещению замка внутрь головы автосцепки во время движения поезда;

3) собачка 4, которая, взаимодействуя с замкодержателем, предохраняет сцепленные автосцепки от самопроизвольного расцепления;

4) подъёмник замка 5, служащий для выведения собачки из положения упора в противовес замкодержателя, перемещения замка внутрь головы автоцепки и удержания замка в расцепленном положении до разведения автоцепок;

5) валик подъёмника 6, служащий для поворота подъёмника с помощью расцепного привода.



Фиг. 3. Механизм автосцепки СА-3: 1—корпус авто-сцепки; 2—замок; 3—замкодержатель; 4—собачка; 5—подъемник замка; 6—валик подъемника

Валик подъёмника закрепляется болтом с двумя запорными шайбами и тем самым обеспечивается удержание в собранном состоянии всех деталей механизма автосцепки.

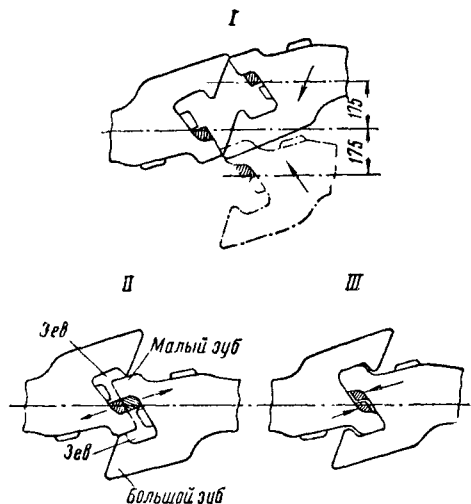
Действует механизм автосцепки следующим образом.

При нажатии или соударении вагонов головы автосцепок скользят одна по другой в горизонтальной плоскости и направляются скошенными поверхностями зубьев (фиг. 4), соединяясь так, что малый зуб и замок каждой из двух автосцепок входят в зев другой автосцепки. При нажатии друг на друга замки сначала уходят каждый в свой карман, а затем выпадают в образовавшееся пространство и тем запирают автосцепки.

У сцепленных автосцепок лапы замкодержателей нажаты малыми зубьями, отчего противовесы замкодержателей подняты и расположены против торца верхнего плеча своей собачки. Благодаря этому у сцепленных автосцепок исключена возможность перемещения замков, а следовательно, и их саморасцепки.

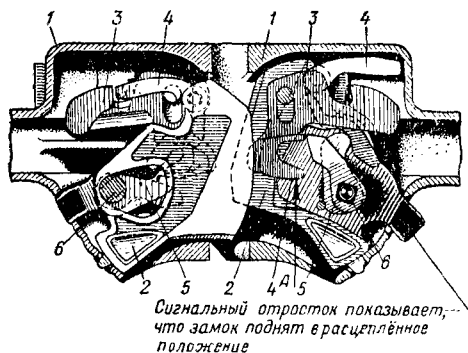
Чтобы расцепить автосцепки, достаточно убрать один из замков внутрь головы автосцепки. Для этого действием расцепного привода поворачивается валик подъемника, вместе с которым поворачивается

подъёмник замка. Подъёмник замка при своём повороте сначала поднимает верхнее плечо собачки, чем выключает действие предохранителя замка, затем уводит замок внутрь



Фиг. 4. Последовательное положение автосцепок СА-3 при сцеплении

головы автосцепки и одновременно заходит за вертикальный угол замкодержателя. Последним движением подъёмник замка запирает свой обратный ход, так как, упираясь в угол замкодержателя, он не может вернуться в своё прежнее положение до тех пор, пока не освободится лапа замкодержателя



Фиг. 5. Положение механизма расцепленных автосцепок СА-3: 1—корпус автосцепки; 2—замок; 3—замкодержатель; 4—собачка; 5—подъёмник замка; 6—валик подъёмника

(фиг. 5). Лапа замкодержателя может быть освобождена только при разведении автосцепок, когда она под действием своего противовеса и нажатия подъёмника замка выйдет в зев автосцепки. Обе разведённые автосцепки вновь автоматически готовы к следующему сцеплению, так как у обеих автосцепок лапы замкодержателей выступают в зев, а противовесы замкодержателей опущены и не препятствуют замкам свободно уходить внутрь голов.

Механизм автосцепки СА-3 позволяет произвести сцепление ошибочно расцепленных

автосцепок без их разведения. Для этой цели необходимо поднять замкодержатель, что производится нажатием на него снизу (по направлению стрелки А, фиг. 5) через специальное окно в голове автосцепки, и освободить подъёмник, а с ним замок, который, опускаясь, вновь запрет автосцепки.

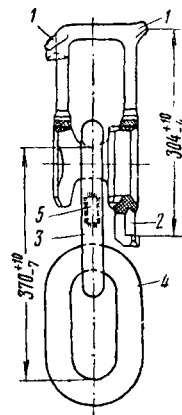
Обеспечение маневровой работы без сцепления автосцепок при их соударениях и нажатиях производится установкой механизма одной из соударяющихся автосцепок в выключенное положение («на буфер»). Это производится путём постановки рукоятки расцепного привода на полочку кронштейна. При таком положении расцепного привода валик подъёмника повернут доотказа и удерживается натяжением цепи. Вместе с валиком повернут и подъёмник замка, который удерживает замок в отведённом положении.

### ПЕРЕХОДНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Какого-либо опыта перехода на автосцепку при наличии подвижного состава, оборудованного винтовой упряжью, в мировой практике не было. Эта сложная и ответственная задача, выпавшая на долю отечественного железнодорожного транспорта, была разрешена советскими инженерами. Попытки решить эту задачу предпринимались и в царской России (Нольтейн, Леви и др.), но предлагавшиеся способы были неприемлемы для практического внедрения.

Предложение и разработка советского способа перехода на автосцепку были произведены проф. В. Ф. Егорченко и научными сотрудниками ЦНИИ МПС И. Н. Новиковым и В. Г. Головановым, причём последними были созданы необходимые для этой цели переходные приспособления.

Автосцепка СА-3 имеет два переходных приспособления, позволяющих производить сцепление автосцепки с винтовой упряжью: двухзвенную цепь — для сцепления вагонов в поездах и боковое ухо на голове автосцепки — для обеспечения маневровой работы.



Фиг. 6. Переходная двухзвенная цепь: 1—опорные шипы; 2—предохранительный зуб; 3—среднее звено; 4—крайнее звено; 5—планка

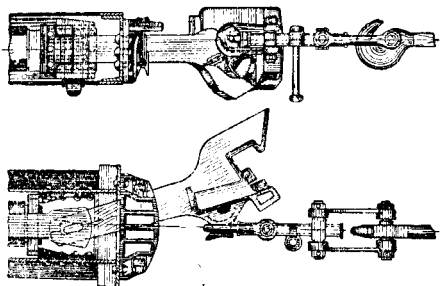
Двухзвенная цепь (фиг. 6) состоит из кулака с рукояткой и двух звеньев. Сцепление вагонов осуществляется установкой кулака цепи в зев автосцепки так, чтобы шипы рукоятки кулака располагались на замке и верхней кромке головы автосцепки, и набрасыванием крайнего звена на крюк винтовой упряжи.

Для того чтобы кулак цепи не мог быть выброшен из зева автосцепки вертикальными составляющими силы тяги, действующими по



звеньям цепи, внизу кулака имеется специальный предохранитель от саморасцепа цепи в виде короткого крючка, привариваемого к кулаку.

Расцепление вагонов, сцепленных двухзвенной цепью, производится обычно с помощью расцепного рычага автосцепки, при повороте которого убирается замок автосцепки, отчего кулак цепи, теряя опору на замок, проваливается вниз зева автосцепки, т. е. происходит расцепление вагонов. Затем цепь снимается с крюка винтовой упряжи.



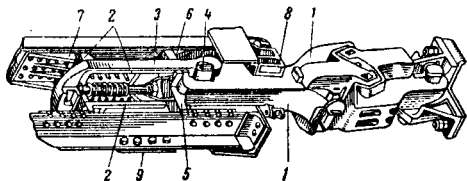
Фиг. 7. Сцепление автосцепки СА-3 винтовой стяжкой за ухо. Скоба стяжки наброшена на прилив (ухо) головы автосцепки со стороны малого зуба

При маневровой работе сцепление осуществляется путём набрасывания скобы винтовой стяжки на ухо головы автосцепки (фиг. 7).

### УСТАНОВКА АВТОСЦЕПКИ НА ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ

Автосцепное устройство изображено на фиг. 8.

Поглощающий аппарат предназначен для восприятия и смягчения ударно-тяговых усилий, действующих на автосцепку.



Фиг. 8. Автосцепное устройство: 1—автосцепка; 2—фрикционный поглощающий аппарат; 3—тяговый хомут; 4—клин (чека); 5—упорная плита; 6—передние упорные угольники; 7—задние упорные угольники; 8—ударная розетка; 9—поддерживающая планка

Тяговый хомут с клином служит для соединения автосцепки с поглощающим аппаратом и передачи тяговых усилий.

Упорная плита передаёт тяговые усилия от поглощающего аппарата передним упорным угольникам; через упорную плиту передаются сжимающие (ударные) усилия от автосцепки поглощающему аппарату.

Передние упорные угольники передают тяговые усилия на раму вагона тендера, локомотива).

Задние упорные угольники служат для передачи на раму вагона (тендера, локомотива) сжимающих усилий.

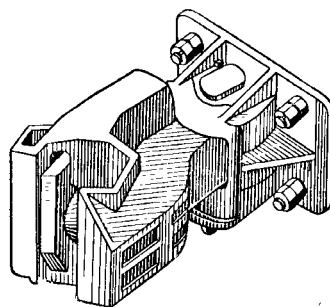
Ударная розетка с центрирующим прибором поддерживает и центрирует автосцепку по продольной оси вагона (тендера, локомотива); одновременно розетка служит упором для головы автосцепки при чрезмерных ударах и предохраняет раму от разрушения.

Поддерживающая планка удерживает поглощающий аппарат с тяговым хомутом между стенками хребтовой балки рамы вагона (тендера, локомотива).

Расцепной привод предназначен для расцепления автосцепок без захода сцепщика между буферными брусками единиц подвижного состава, а также для установки механизма автосцепки в выключенное положение («на буфер»), когда требуется её работа без сцепления (толкание при манёврах).

Так как процесс введения автосцепки на железных дорогах СССР ещё не закончен, то оборудование автосцепкой подвижного состава производится при оставлении боковых буферов (в дальнейшем буфера будут сняты) для обеспечения взаимной работы подвижного состава на разной упряжи.

Оборудование автосцепкой пассажирских вагонов производится аналогично грузовым, за исключением того, что боковые буфера (удлинённые) используются для распора сцепленных вагонов и натягивания автосцепок с целью улучшения хода пассажирского поезда на автосцепке (уменьшение продольных толчков). В пассажирских цельнометаллических вагонах эти же цели достигаются упругими площадками, размещёнными на торцевых стенках кузова.



Фиг. 9. Паровозная розетка

Оборудование автосцепкой передних буферных брусков паровозов выполняется без поглощающего аппарата, в виде специальной паровозной розетки (фиг. 9), с которой автосцепка (с укороченным хвостовиком) соединяется валиком. Паровозная розетка должна допускать отклонение головы автосцепки от продольной оси паровоза в сторону на 25—30° во избежание обрыва крепящих болтов розетки.

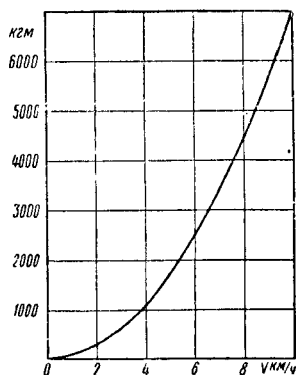
### ПОГЛОЩАЮЩИЕ АППАРАТЫ

Автосцепка СА-3 является тягово-ударным прибором. Передача растягивающих и сжимающих усилий, а также и ударных нагрузок в том и другом направлениях от авто-

сцепки на раму единицы подвижного состава производится через упрыжженное устройство, включающее поглощающий аппарат, работающий с одинаковым эффектом в обоих направлениях нагрузки, всегда сжимаясь. Работа амортизации в аппарате происходит за счёт сжатия мощных пружин, эффективность которых увеличивается в 5—10 раз трением расклиниваемых при этом специальных элементов.

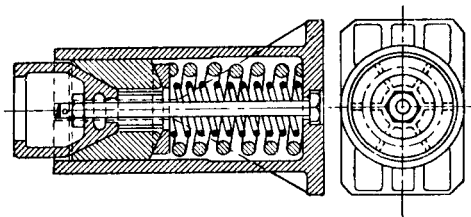
Таким образом, поглощающий аппарат, обладая эффективностью («мощностью») 2—3 тыс. кгм с усилием до 150 т при рабочем ходе, обладает отдачей лишь в 10—20% от прямого хода, остальная работа сжатия аппарата рассеивается в виде тепла от трения деталей. Эти качества поглощающего аппарата способствуют резкому понижению динамической отдачи сжатого поезда, а также хорошему поглощению ударов и сохранению подвижного состава при соударениях на манёврах.

На графике (фиг. 10) показана кривая потребной эффективности («мощности») поглощающего аппарата в зависимости от скорости соударения.



Фиг. 10. Потребная эффективность поглощающего аппарата

На подвижном составе железных дорог СССР применяются две конструкции поглощающих аппаратов для грузовых вагонов и один аппарат для пассажирских вагонов.



Фиг. 11. Цилиндрический поглощающий аппарат

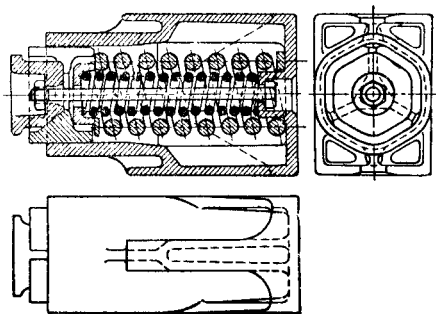
Для грузовых вагонов и локомотивов, оборудованных автосцепкой СА-3, применяется:

1) цилиндрический поглощающий аппарат (в настоящий момент производством прекращён), изображённый на фиг. 11, который

состоит из цилиндрического стального литого корпуса, двух пружин, шести фрикционных клиньев, нажимного конуса, конусной шайбы и стяжного болта;

2) шестигранный поглощающий аппарат (сокращённо Ш-1-Т), который состоит из шестигранного корпуса, трёх фрикционных клиньев, нажимного конуса, нажимной шайбы, двух более мощных, чем в цилиндрическом аппарате, пружин и стяжного болта (фиг. 12).

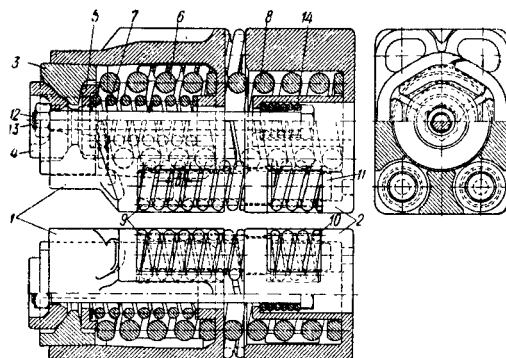
Для повышения износоустойчивости деталей шестигранного аппарата его корпус,



Фиг. 12. Шестигранный поглощающий аппарат (Ш-1-Т)

фрикционные клинья и нажимной конус подвергаются специальной термической обработке.

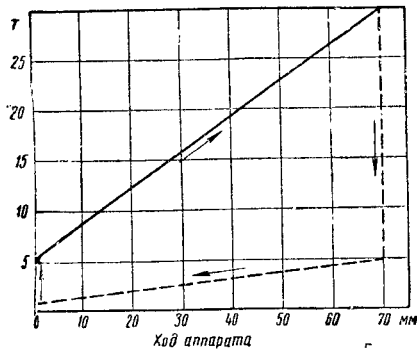
Пассажирские вагоны на автосцепке в настоящее время оборудуются специальным поглощающим аппаратом ЦНИИ-Н6 (системы И. Н. Новикова), изображённым на фиг. 13.



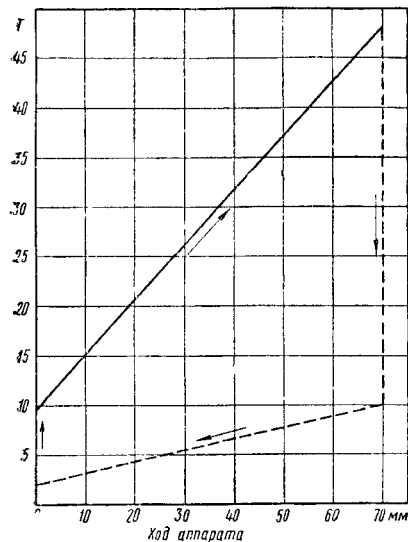
Фиг. 13. Пассажирский поглощающий аппарат ЦНИИ-Н6 системы И. Н. Новикова

В отличие от поглощающих аппаратов для грузовых вагонов аппарат ЦНИИ-Н6 имеет две последовательно соединённые части — пружинную и фрикционную. В начале хода аппарата сжимаются пружины только пружинной части, а затем включается фрикционная часть. Этим достигается плавное трогание поезда с места и хорошая амортизация всех продольных толчков и рывков в поезде в момент торможения. Пассажирский аппарат ЦНИИ-Н6 состоит из горловины корпуса 1,

основания корпуса 2, трёх фрикционных клиньев 3, нажимного конуса 4, шайбы 5, двух (наружной 6 и внутренней 7) пружин фрикционной части, центральной 8 и восьми угловых 9 и 10 пружин пружинной части, четырёх стержней 11, стяжного болта 12 с гайкой



Фиг. 14. Диаграмма работы цилиндрического аппарата

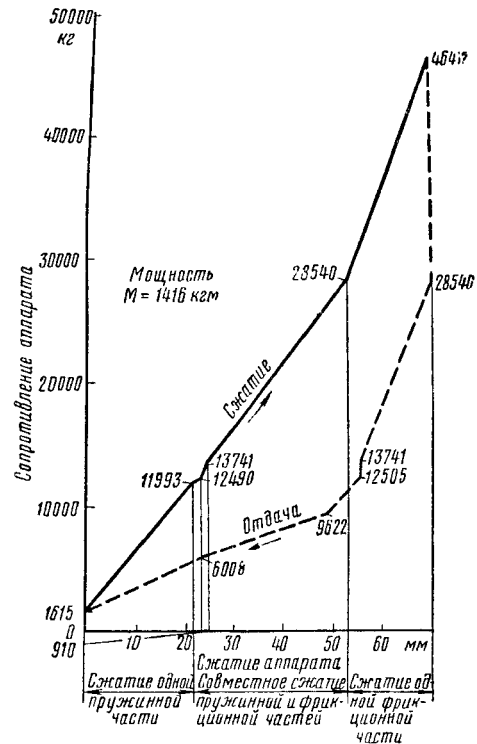


Фиг. 15. Диаграмма работы аппарата Ш-1-Т

13 и одной пружины 14 на стяжном болту с назначением снизить начальное сопротивление аппарата.

Главнейшие данные по вышеописанным поглощающим аппаратам приведены в табл. 1.

На фиг. 14 изображена теоретическая диаграмма работы цилиндрического аппарата, на фиг. 15 — диаграмма работы аппарата Ш-1-Т и на фиг. 16 — диаграмма работы аппарата ЦНИИ-Н6.



Фиг. 16. Диаграмма работы аппарата ЦНИИ-Н6

При определении сопротивления сжатию поглощающего аппарата необходимо установить отношения между сопротивлением всего аппарата в целом и сопротивлением пружин аппарата.

Таблица 1

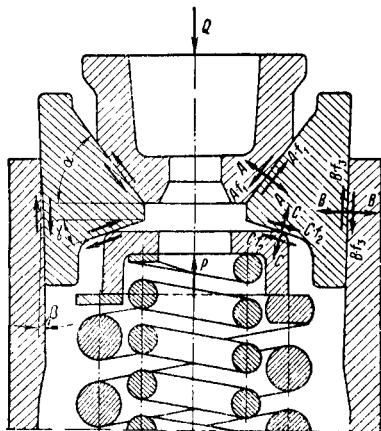
Характеристика поглощающих аппаратов

Название поглощающего аппарата	Ход аппарата в мм	Число частей	Число изнашиваемых частей	Трущаяся поверхность в см <sup>2</sup>		Вес в кг			Давление пружин в кг		Эффективность аппарата в кг/с	Скорость соударения, при которой аппарат сжимается до отказа, в км/час
				наибольшая	наименьшая	пружины	поглощающего аппарата	поглощающего аппарата с упорной плитой	в постановке	при полном сжатии		
Цилиндрический . . . . .	70	11	7	705	705	21	126	160	990	5 800	1 040	3,8
Ш-1-Т . . . . .	70	8	4	546	390	34	136	170	2 240	11 540	2 740	6,2
ЦНИИ-Н6 . . . . .	70	23	4	403	344	50	176	210	2 525	28 540	1 420	4,5

Это отношение, называемое коэффициентом передачи аппарата, определяется по следующей формуле:

$$\psi = \frac{\frac{\operatorname{ctg} \beta - f_3}{1 + f_3 \operatorname{ctg} \beta} + \frac{\operatorname{tg} \gamma + f_2}{1 - f_2 \operatorname{tg} \gamma}}{\frac{\operatorname{ctg} \beta - f_3}{1 + f_3 \operatorname{ctg} \beta} - \frac{\operatorname{tg} \alpha + f_1}{1 + f_1 \operatorname{tg} \alpha}}$$

для аппаратов с фрикционной частью, представленной в схеме на фиг. 17. С левой стороны фрикционной части аппарата направления перемещения деталей аппарата



Фиг. 17. Схема фрикционной части аппарата

при его сжатии, с правой — направления усилий ( $A, B, C$  — нормальные силы,  $Af_1, Bf_2, Cf_2$  — силы трения), действующих между деталями аппарата также при его сжатии силой  $Q$  при наличии упругого сопротивления  $P$  пружин. Углы наклона рабочих поверхностей трущихся деталей обозначены:

$\alpha$  — передний угол клина,  
 $\gamma$  — задний угол клина,  
 $\beta$  — угол сужения горловины корпуса аппарата.

Обозначение коэффициентов трения:

$f_1$  — клина по нажимному конусу,  
 $f_2$  — клина по шайбе,  
 $f_3$  — клина по горловине корпуса аппарата.

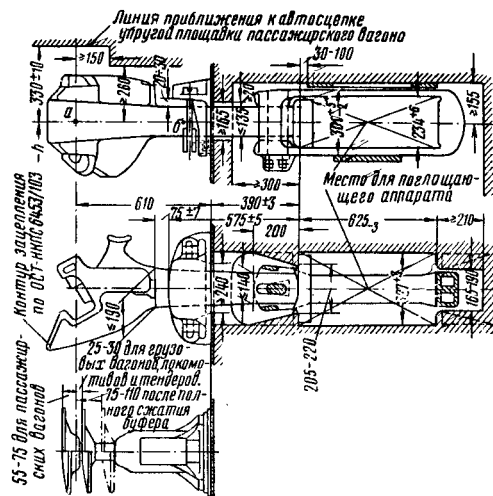
Для поглощающего аппарата Ш-1-Т ( $\alpha = 51^\circ 30'$ ,  $\gamma = 11^\circ$  и  $\beta = 2^\circ$ ) коэффициент передачи  $\psi$  составляет 4,1 при коэффициентах трения  $f_1 = f_2 = 0,25$  и  $f_3 = \frac{0,25}{\sin 60^\circ} = 0,288$  ( $60^\circ$  — половина угла жолоба).

#### СТАНДАРТЫ НА АВТОСЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО

Для обеспечения взаимосцепляемости автоцепок последние должны иметь контур зацепления, удовлетворяющий общесоюзному стандарту ОСТ 6453 (фиг. 2).

Для обеспечения взаимозаменяемости и нормальной работы автоцепного устрой-

ства оно должно устанавливаться на подвижном составе железных дорог СССР по ГОСТ 3475-46 «Автоцепное устройство подвижного состава железных дорог широкой колеи. Основные размеры», введенному с 1 января 1948 г. До 1948 г. действовал соответствующий ОСТ 6452. На фиг. 18 показаны основные размеры автоцепного устройства.



Фиг. 18. Установка автоцепки на подвижном составе

Высота  $h$  оси автоцепки от головки рельсов устанавливается следующая (табл. 2):

Таблица 2

Высота оси автоцепки от головки рельса

Наименование подвижного состава	Для подвижного состава		
	порожнего нового в мм		гружёного изношенного наименьшая в мм
	наибольшая	наименьшая	
Вагоны грузовые	1 080	1 040	950
Вагоны пассажирские . . . .	1 080	1 040	980
Тендеры . . . . .	1 090	1 060	980
Локомотивы . . .	1 070	1 040	980

Примечания. 1. Высота автоцепки новых грузовых вагонов на чугунных колесах диаметром 900 мм должна быть на 25 мм ниже установленной в таблице.

2. При проектировании нового подвижного состава номинальный размер высоты автоцепки рекомендуется принимать равным полусумме максимальной и минимальной высот, указанных в таблице.

Отклонение головы автоцепки от горизонтального положения вверх не должно превышать 10 мм, провисание её не должно быть более 3 мм.

Отклонение головы автоцепки определяется разностью высоты в точках  $a$  и  $b$  (фиг. 18).

Ограничительные планки над тяговым хомутом в существующем подвижном составе устанавливаются в случае, если размер от оси автосцепки до потолка хребтовой балки превышает 155 мм.

### ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОСЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА

Все основные части автосцепного устройства изготавливаются из стального литья без механической обработки.

Сталь, идущая на изготовление корпуса автосцепки, тягового хомута и паровозной розетки, имеет следующий химический состав: углерода — 0,17—0,27%, марганца — до 1,0%, серы и фосфора — не более 0,055% каждого, причём суммарное содержание фосфора и серы не должно превышать 0,1%. При этом механические свойства стали должны быть: предел прочности при растяжении 42—50 кг/мм<sup>2</sup>, предел текучести — не менее 25 кг/мм<sup>2</sup>, относительное удлинение — не менее 22% и сужение — не менее 30%.

Ударная розетка, упорные угольники, упорная плита, замок автосцепки, замкодержатель, собачка, подъёмник замка, валик подъёмника, центрирующая балочка изготавливаются из стали с содержанием углерода в пределах 0,17—0,32%, марганца — до 1,0%, серы — до 0,07% и фосфора — до 0,055%. Механические свойства данной стали не регламентируются.

Технические условия на сталь для всех деталей автосцепки, за исключением поглощающих аппаратов, изложены в ГОСТ 88-41.

Детали поглощающих аппаратов (Ш-1-Т и ЦНИИ-Н6) изготавливаются литыми (за исключением пружин) по специальным техническим условиям, утверждённым Министерством путей сообщения. Этими техническими условиями предусматривается введение специальной термической обработки отлитых деталей аппарата в целях получения повышенной стойкости износу их трущихся рабочих поверхностей. Проверка всех изготовленных деталей автосцепного устройства производится специальными шаблонами для обеспечения взаимозаменяемости; автосцепки в сборном виде также проверяются шаблонами для обеспечения взаимосцепляемости.

### СОДЕРЖАНИЕ АВТОСЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Обслуживание автосцепки СА-3 в эксплуатации состоит главным образом в наблюдении за её исправным состоянием и поддержании такового, проверке действия её механизма и износов специальными шаблонами, а также в определении разности высот сцепленных автосцепок, чтобы не допускать превышения 100 мм, установленных Правилами технической эксплуатации (§ 358).

При сцеплении автосцепки с винтовой упряжью с помощью двухзвенной цепи необходимо проверить у автосцепки исправное действие предохранителя замка, а у кулака двухзвенной цепи — наличие предохранительного зуба.

Особо важна в эксплуатации проверка надёжности механизма автосцепки против саморасцепа в поезде.

В поезде у сцепленных и ненатянутых автосцепок проверка механизма производится ломиком, вставляемым в зев автосцепки. При исправно действующем механизме автосцепки замок должен оставаться неподвижным при нажатии на него ломиком с попыткой толкнуть замок в карман головы автосцепки. Производя подобную проверку, следует учитывать, что она не полностью исключает возможность саморасцепа, так как при натянутых автосцепках в поезде создаются более невыгодные условия расположения замкодержателя: противовес опускается на ббльшую величину, чем у ненатянутых автосцепок.

У несцепленных автосцепок проверка механизма производится с помощью специального шаблона.

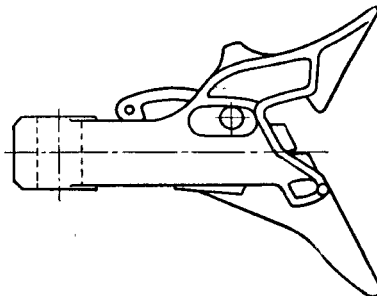
Для обеспечения нормальной эксплуатационной работы автосцепного устройства необходимо производить полное его освидетельствование со снятием автосцепки и упряжного устройства при всех видах периодического ремонта подвижного состава.

При правильной эксплуатации автосцепки и деталей её установки ремонт состоит главным образом в восстановлении изношенных мест наплавкой, вырубкой и заваркой трещин и в замене забракованных деталей новыми.

Определение величины износов частей автосцепного устройства, а также проверка отремонтированных деталей производится специальными шаблонами. Трущиеся детали поглощающих аппаратов Ш-1-Т и ЦНИИ-Н6, подвергающиеся специальной термической обработке, при их износах или изломах заменяются новыми. Ремонт всего автосцепного устройства регламентируется специальными инструкциями, изданными Министерством путей сообщения.

### АВТОСЦЕПКА ВАГОНОВ МОСКОВСКОГО МЕТРОПОЛИТЕНА

Автосцепка, установленная на вагонах Московского метрополитена, предложена и разработана авторами советской автосцепки СА-3 И. Н. Новиковым и В. Г. Головановым в 1934 г.



Фиг. 19. Автосцепка метро

Автосцепка метро в отличие от СА-3 является автосцепкой жёсткого типа. В этой автосцепке используется двухзубный кон-

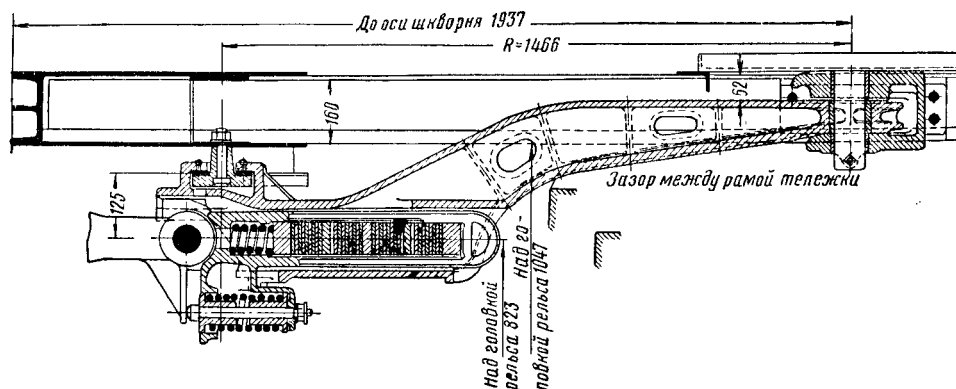
тур зацепления с добавлением специальных направляющих по вертикали для получения жёсткого типа. Механизм автосцепки построен на тех же основных принципах, которые заложены в автосцепке СА-3, т. е. имеются перекатывающийся замок и предохранитель замка от самопроизвольного расцепления автосцепок в пути следования. Ввиду меньшего размера и веса замка, чем в автосцепке СА-3, он дополнительно к своему весу приводится в движение пружиной через горизонтально расположенный и поворачивающийся на вертикальной оси двуплечий рычаг.

Работа механизма автосцепки метро по существу ничем не отличается от работы ме-

недостатки устранялись с соблюдением соответствующих технических указаний по ремонту.

Для этой цели каждый ремонтный пункт на железной дороге или ремонтный завод имеет специально организованный цех по ремонту деталей автосцепного устройства. Цех оснащён станками, подъёмно-транспортными средствами, сварочными агрегатами, приспособлениями и шаблонами.

Перед снятием автосцепки с единицы подвижного состава, поступившей в ремонт, сначала производится наружный осмотр её корпуса с проверкой действия механизма и упругого устройства, после чего авто-



Фиг. 20. Установка автосцепки метро на вагоне

ханизма автосцепки СА-3. Общий вид автосцепки показан на фиг. 19. Установка автосцепки на вагоне показана на фиг. 20. Передача усилий от автосцепки раме вагона производится через специальное водило. Водило в хвостовой части прикреплено к раме вагона шкворнем, а в головной поддерживается специальной дугообразной направляющей, прикреплённой к раме болтами, с которой водило связано своими щеками. Автосцепка соединена с водилом через тяговый хомут и поглощающий аппарат, состоящий из плоских листовых рессор и вогнутых и выпуклых плит.

При сжатии поглощающего аппарата листовые рессоры принудительно изгибаются между плитами, создавая сопротивление и разрывая трение между листами рессор.

Поворот автосцепки в вертикальной плоскости для сцепления при разности высот происходит вокруг горизонтального валика, которым автосцепка соединена с тяговым хомутом.

Отклонения в горизонтальной плоскости происходят с водилом по дугообразной направляющей вокруг шкворня водила.

Для удержания несцепленной головы автосцепки в горизонтальном положении используется специальная пружина, расположенная в нижней части тягового хомута, на которую опирается вертикальный отросток хвостовика автосцепки.

Для исправного состояния и нормальной эксплуатационной работы автосцепного устройства необходимо, чтобы его детали во время периодических ремонтов подвижного состава тщательно осматривались и обнаруженные

сцепка, тяговый хомут с поглощающим аппаратом снимаются для полного освидетельствования и определения объёма ремонта.

Поглощающий аппарат разбирается только в тех случаях, когда обнаружена его неисправность (сломана пружина, заедание трущихся элементов и т. п.) и он потерял свои упругие свойства.

Основное место в ремонте деталей автосцепного устройства занимает наплавка изношенных мест, обработка их после наплавки и заварка трещин.

Наплавка ответственных изношенных мест и заварка трещин в корпусе автосцепки и тяговом хомуте производится только газовой сваркой с подогревом до 500—600° или электродуговой, но толстообмазанными электродами марки Э-42 по ГОСТ 2523-44.

Правильная и надёжная работа отремонтированных деталей автосцепного устройства в значительной степени зависит от качества ремонта. Для повышения качества ремонта и увеличения производительности труда на многих ремонтных пунктах широко применяются специальные приспособления, позволяющие правильно обработать на станке отремонтированную наплавкой деталь.

После ремонта геометрические размеры деталей проверяются специальными приёмочными шаблонами.

В целях повышения ответственности за качество выполненного ремонта все проверенные и принятые детали автосцепного устройства в заранее установленных местах получают клеймо ремонтного пункта и дату выполнения ремонта.

## ДИНАМИКА ВАГОНА

## ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Динамика вагона — наука, изучающая перемещения вагона и его основных элементов в различных условиях эксплуатации и возникающие при этом динамические силы. Главными задачами динамики вагона являются:

- а) установление условий безопасного (устойчивого) движения вагона по рельсовым путям;
- б) определение величин, распределения и повторяемости динамических сил, необходимых для расчётов на прочность и износ деталей вагона;
- в) разработка основных параметров рессорного подвешивания и межвагонных упругих устройств, обеспечивающих плавный и спокойный ход вагонов.

Теоретическое изучение динамики вагона основывается на общих законах и уравнениях теоретической механики. При решении сложных вопросов динамики вагона прибегают к экспериментальным методам, заключающимся в непосредственном измерении при помощи специальных приборов интересующих перемещений, их производных и динамических сил.

## КОЛЕБАНИЯ ВАГОНОВ

## Главные виды колебаний вагонов

При движении вагона по рельсам на него действуют разнообразные по величине и направлению усилия, вызванные неровностями

пути (стыковые впадины, пучины, перекосы и т. п.), состоянием ходовых частей (выбоины или овальность бандажей, эксцентричность шеек осей, коничность поверхности катания колёс и т. п.), изменением скоростей движения и т. д. Для смягчения толчков вагоны оборудуются рессорами и пружинами. Под действием вышеупомянутых усилий обрессоренные массы вагона во время движения приходят в колебательное состояние.

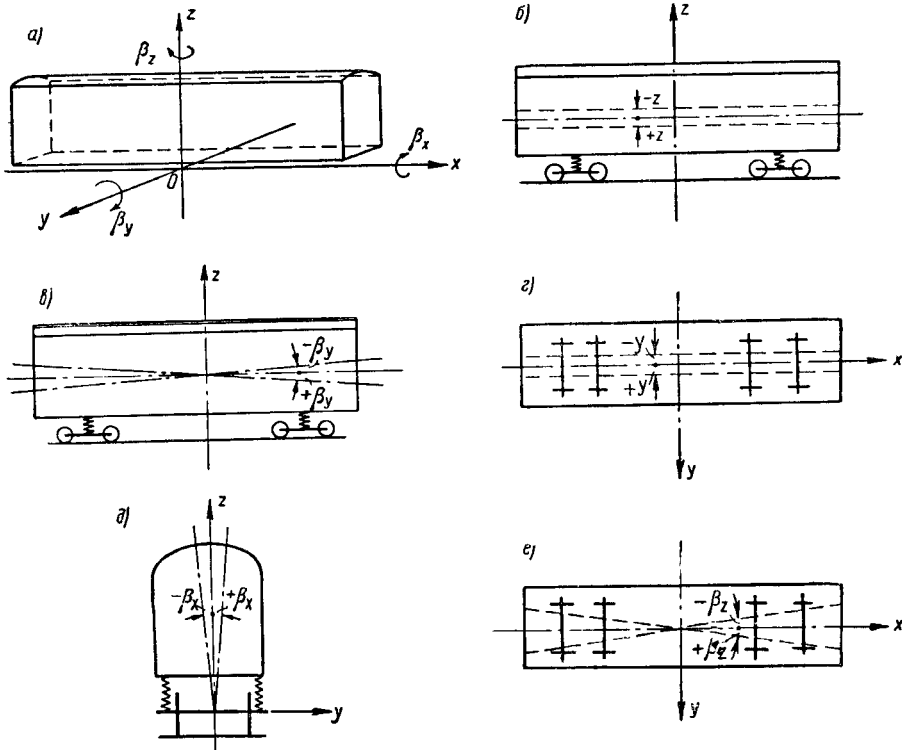
В общем случае кузов вагона как твёрдое тело может иметь шесть видов колебаний (по числу степеней свободы или независимых обобщённых координат, определяющих в пространстве положение любой точки кузова). При координатной системе  $x, y, z$  (фиг. 1, а) главными видами колебаний кузова на рессорах являются следующие:

1) подпрыгивание — кузов вагона перемещается вверх и вниз по оси  $zz$  на некоторую величину  $\pm z$ , оставаясь параллельным первоначальному положению (фиг. 1, б);

2) галопирование, или продольная качка, — кузов вагона вращается в обе стороны относительно оси  $yy$  на некоторый угол  $\pm \beta_y$  (фиг. 1, в);

3) поперечный отход — кузов вагона перемещается в обе стороны вдоль оси  $yy$  на некоторую величину  $\pm y$ , оставаясь параллельным самому себе (фиг. 1, г);

4) боковая качка — кузов вагона вращается в обе стороны относительно оси  $xx$  на некоторый угол  $\pm \beta_x$  (фиг. 1, д);



Фиг. 1. Главные виды колебаний кузова вагона на рессорах

5) виляние, или поперечная качка, — кузов вагона вращается в обе стороны относительно оси  $zz$  на некоторый угол  $\pm \beta_z$  (фиг. 1, е);

6) подёргивание — кузов вагона перемещается в обе стороны вдоль оси  $xx$  на некоторую величину  $\pm x$ .

Каждое из указанных колебаний может появиться в отдельности, но чаще всего в движущемся вагоне одновременно возникает несколько видов колебаний.

Колебания подвешенного на рессорах кузова, выведенного из состояния покоя посторонней причиной и после устранения этой причины предоставленного самому себе, называются собственными, а в случае отсутствия каких-либо сопротивлений перемещениям — свободными. Если причина, выводящая кузов из состояния покоя, действует продолжительное время, то вызываемые ею колебания называются вынужденными.

### Собственные колебания груза на рессоре без трения

Колебания подпрыгивания кузова вагона на рессорах могут быть изучены путём рассмотрения колебаний груза массы  $M$  на пружине (рессоре).

Если на пружину осторожно (статически) положить груз весом  $P$  (фиг. 2, а), то пружина, сжавшись, получит прогиб  $f_{cm}$ , величина которого для пружины, обладающей линейной упругой характеристикой (фиг. 2, б, линия  $OA$ ), составит

$$f_{cm} = \frac{P_{cm}}{\mathcal{K}}, \quad (1)$$

где  $\mathcal{K}$  — жёсткость пружины, определяемая из диаграммы её деформации по углу  $\alpha$ :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P}{z} = \mathcal{K}.$$

Если теперь вывести груз из состояния равновесия и предоставить его самому себе, то он придёт в колебательное движение.

Здесь, как и в последующих случаях, дифференциальное уравнение собственных колебаний груза составляется исходя из принципа, сформулированного академиком Яковом Гер-

маном (1678—1733 гг.) и аналитически развитого академиком Леонардом Эйлером (1707—1783 гг.), на основании которого условия движения системы сводятся к условию её равновесия под действием фактически приложенных и инерционных сил (так называемый петербургский принцип динамики системы).

Предположим, что в момент времени  $t$  груз весом  $P$ , отклонённый от положения равновесия, находится ниже этого положения на расстоянии  $z - f_{cm}$  и под действием силы упругости пружины движется вверх. Силами, приложенными к грузу в этот момент, являются: вес груза  $P$ , действующий вниз, реакция пружины  $z\mathcal{K}$ , действующая снизу вверх, и сила инерции груза, равная ускорению  $\frac{d^2 z}{dt^2}$  груза, умноженному на массу  $M$  груза и направленная в сторону, противоположную ускорению. Исходя из вышеуказанного принципа должно существовать равенство

$$P - z\mathcal{K} = \frac{d^2 z}{dt^2} M.$$

Произведя преобразование и обозначая вторую производную от  $z$  по  $t$  через  $z''$ , получим дифференциальное уравнение свободных колебаний груза на пружине в каноническом виде

$$z'' + \lambda^2 (z - f_{cm}) = 0, \quad (2)$$

где

$$\lambda^2 = \frac{\mathcal{K}}{M}.$$

Из теории линейных дифференциальных уравнений известно, что решением уравнения (2) является

$$z = C_1 \cos \lambda t + C_2 \sin \lambda t + f_{cm}, \quad (3)$$

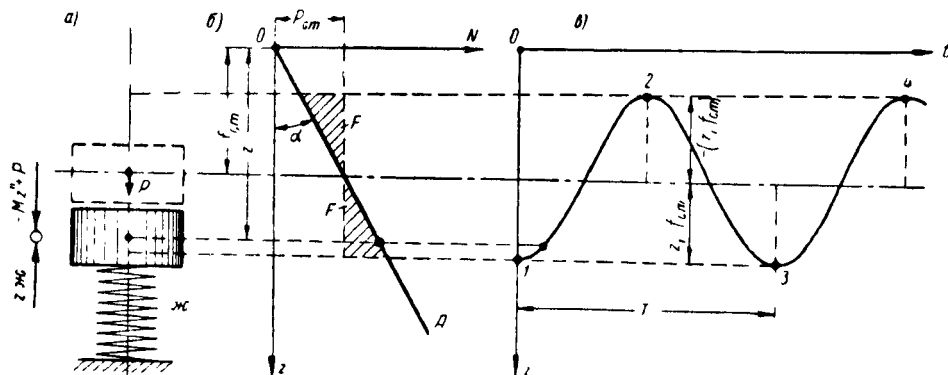
где  $C_1$  и  $C_2$  — постоянные интегрирования, определяемые по начальным данным.

В нашем случае перед началом движения груз был отклонён на величину  $z_1 - f_{cm}$  от положения равновесия и с этого момента началось его движение вверх. Следовательно, начальными данными являются

$$\text{при } t = 0 \quad z = z_1 \text{ и скорость } z' = 0. \quad (4)$$

Исходя из уравнений (3) и (4), получим

$$C_1 = z_1 - f_{cm} \text{ и } C_2 = 0.$$



Фиг. 2. Собственные колебания груза на пружине



Следовательно, решением дифференциального уравнения (2) в нашем случае является

$$z = (z_1 - f_{cm}) \cos \lambda t + f_{cm}. \quad (5)$$

На фиг. 2, в показан график изменения  $z$  в зависимости от  $t$ . Полученное колебательное движение называется гармоническим, а соответствующие ему уравнения (3) и (5) — уравнениями гармонических колебаний.

Как следует из фиг. 2, в, груз колеблется около своего положения равновесия  $z = f_{cm}$  с наибольшим отклонением  $z_1 - f_{cm}$ , называемым амплитудой колебаний, периодически повторяя занимаемые им на оси положения через одинаковые промежутки времени. Время  $T$  одного полного колебания (от положения 1 до положения 3), называемое периодом колебаний, соответствует периоду изменений косинуса [уравнение (5)]

$$T = \frac{2\pi}{\lambda} = 2\pi \sqrt{\frac{M}{\lambda g}} = 2\pi \sqrt{\frac{f_{cm}}{g}} \approx 0,2 \sqrt{f_{cm}} \text{ сек}, \quad (6)$$

где  $g$  — ускорение силы тяжести, равное  $981 \text{ см/сек}^2$ .

Количество полных колебаний в 1 сек. называется частотой колебаний и равно обратной величине периода

$$n = \frac{1}{T} = \frac{\lambda}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}} \approx \frac{5}{\sqrt{f_{cm}}}. \quad (7)$$

Из выражения (7) следует, что  $\lambda$  в  $2\pi$  раз больше частоты колебаний и выражает круговую частоту (в рад/сек.).

Скорость перемещения груза при колебаниях, равная первой производной от  $z$  по  $t$ , составляет

$$z' = -\lambda (z_1 - f_{cm}) \sin \lambda t. \quad (8)$$

Из выражения (8) следует, что наибольшую скорость груз имеет при  $\sin \lambda t = \pm 1$ , что происходит при

$$\lambda t = \frac{(2k-1)\pi}{2} \quad (k = 1, 2, 3 \dots)$$

и

$$t = \frac{(2k-1)\pi}{2\lambda} = \frac{\pi}{2\lambda}; \quad \frac{3\pi}{2\lambda}; \quad \frac{5\pi}{2\lambda} \dots = \frac{T}{4}; \quad \frac{3}{4}T; \quad \frac{5}{4}T \dots,$$

т. е. в моменты, когда груз проходит среднее положение (положение равновесия) — при  $z = f_{cm}$ .

Ускорение груза при колебаниях, равное второй производной от  $z$  по  $t$ , составляет

$$z'' = -\lambda^2 (z_1 - f_{cm}) \cos \lambda t. \quad (9)$$

Из выражения (9) следует, что наибольшее ускорение появляется при  $\cos \lambda t = \pm 1$ , т. е.

при  $\lambda t = k\pi$  ( $k = 1, 2, 3 \dots$ ), или при  $t = \frac{k\pi}{\lambda} = \frac{\pi}{\lambda}; \quad \frac{2\pi}{\lambda}; \quad \frac{3\pi}{\lambda}; \dots = \frac{T}{2}; \quad T; \quad \frac{3}{2}T; \dots$

Следовательно, наибольшее ускорение появляется в моменты наибольших отклонений груза от среднего положения. Величина максимума ускорения равна

$$z'' = -\lambda^2 (z_1 - f_{cm}). \quad (10)$$

Энергию колеблющейся системы в момент времени  $t$  удобнее вычислять, если за начало отсчетов отклонений принять положение равновесия груза на пружине так, что уравнение (5) примет вид

$$z = z_0 \cos \lambda t,$$

где

$$z_0 = z_1 - f_{cm}.$$

Тогда кинетическая энергия колебаний груза будет равна

$$K = \frac{M (z')^2}{2} = [-\lambda z_0 \sin \lambda t]^2 \frac{M}{2}. \quad (11)$$

Наибольшее значение кинетической энергии получается при  $\sin \lambda t = \pm 1$

$$K_{\max} = z_0^2 \frac{\lambda^2 M}{2} = \frac{z_0^2 \lambda^2}{2}. \quad (12)$$

Потенциальная энергия деформации пружины в момент времени  $t$  составляет

$$P = z^2 \frac{\lambda^2 M}{2} = [z_0 \cos \lambda t]^2 \frac{\lambda^2 M}{2}. \quad (13)$$

Полная энергия системы в момент времени  $t$  равна

$$K + P = z_0^2 \frac{\lambda^2 M}{2} \sin^2 \lambda t + z_0^2 \frac{\lambda^2 M}{2} \cos^2 \lambda t = z_0^2 \frac{\lambda^2 M}{2}. \quad (14)$$

Из уравнения (14) в соответствии с законом сохранения энергии, впервые открытым выдающимся учёным М. В. Ломоносовым, следует, что полная энергия системы является величиной постоянной, равной работе, затраченной на первоначальное сжатие пружины при выводе груза из состояния покоя. Эта энергия выражается графически площадью заштрихованного треугольника  $F$  (фиг. 2, б) диаграммы деформации пружины. Кинетическая и потенциальная энергия системы, взаимно дополняя друг друга до некоторой постоянной величины, переходят одна в другую, причём когда одна из них достигает максимума, другая обращается в нуль. Так, в момент перехода груза через среднее положение кинетическая энергия достигает максимума [выражение (12)], а потенциальная обращается в нуль; в момент наибольшего отклонения груза их соотношение получается обратным. Зная соотношения  $K$  и  $P$ , можно графически построить траекторию колеблющегося груза.

В самом общем случае, когда в начальный момент грузу задаётся не только отклонение  $z_1$ , но и некоторая начальная скорость  $z'_1$ , т. е.

при  $t = 0$   $z = z_1$  и  $z' = z'_1$ , постоянные интегрирования уравнения (3) равны

$$C_1 = z_1 - f_{cm}; \quad C_2 = \frac{z'_1}{\lambda}$$

и уравнение (3) получает вид

$$z = (z_1 - f_{cm}) \cos \lambda t + \frac{z'_1}{\lambda} \sin \lambda t + f_{cm}. \quad (15)$$

Уравнение (15) может быть заменено более простым:

$$z = A \sin(\lambda t + \alpha) + f_{cm}, \quad (16)$$

где

$$A = \sqrt{(z_1 - f_{cm})^2 + \left(\frac{z'_1}{\lambda}\right)^2} \quad \text{— амплитуда колебаний;}$$

$$\alpha = \arctg \frac{(z_1 - f_{cm}) \lambda}{z'_1} \quad \text{— начальная фаза.}$$

Колебания, выраженные уравнением (16), являются также гармоническими и отличаются от вышерассмотренных только амплитудой и начальной фазой.

Все выведенные выше зависимости колебаний одиночного груза на пружине справедливы и для свободных колебаний кузова вагона на рессорах; необходимо лишь в приведенные формулы вместо массы груза  $M$  подставить массу кузова  $M_k$ , а вместо жёсткости пружины  $\mathcal{K}$  — суммарную жёсткость рессорного подвешивания.

Способ определения суммарной жёсткости рессорного подвешивания кузова зависит от схемы расположения рессор и пружин. Для расчётов обычно вводят дополнительную характеристику пружины (рессоры), обратную жёсткости, называемую её гибкостью,

$$f_0 = \frac{1}{\mathcal{K}} = \frac{f_{cm}}{P}. \quad (17)$$

На основании формулы (17) определяют жёсткость любой системы, составленной из пружин и рессор. Так, например, при последовательном соединении трёх пружин (фиг. 3, а), когда сила  $P$  последовательно сжимает все пружины, легко найти общий прогиб  $f_{cm}$

$$\begin{aligned} f_{cm} &= \frac{P}{\mathcal{K}} = \frac{P}{\mathcal{K}_1} + \frac{P}{\mathcal{K}_2} + \frac{P}{\mathcal{K}_3} = P(f_{01} + f_{02} + f_{03}) = \\ &= P \frac{\mathcal{K}_1 \mathcal{K}_2 + \mathcal{K}_2 \mathcal{K}_3 + \mathcal{K}_1 \mathcal{K}_3}{\mathcal{K}_1 \mathcal{K}_2 \mathcal{K}_3}, \end{aligned} \quad (18)$$

откуда жёсткость всей системы пружин равна

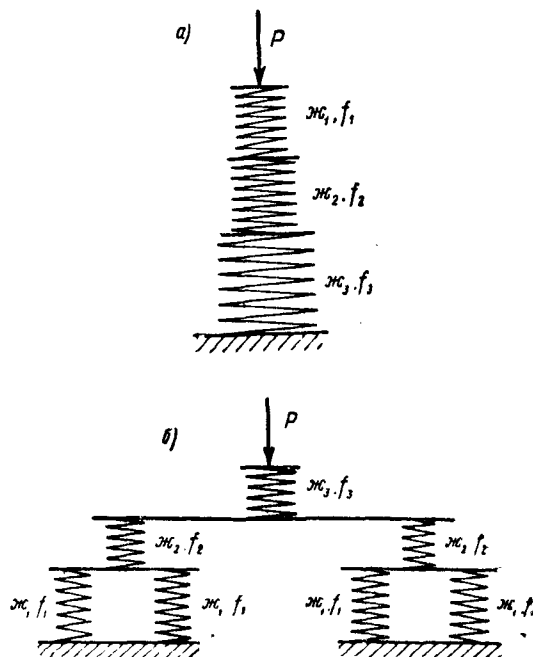
$$\begin{aligned} \mathcal{K} &= \frac{P}{f_{cm}} = \frac{\mathcal{K}_1 \mathcal{K}_2 \mathcal{K}_3}{\mathcal{K}_1 \mathcal{K}_2 + \mathcal{K}_2 \mathcal{K}_3 + \mathcal{K}_1 \mathcal{K}_3} = \\ &= \frac{1}{f_{01} + f_{02} + f_{03}}. \end{aligned} \quad (19)$$

При параллельном соединении, например, трёх пружин, когда все пружины от действия груза  $P$  одновременно получают один и тот же прогиб, общая жёсткость системы определится

как сумма жёсткостей параллельно работающих пружин

$$\mathcal{K} = \mathcal{K}_1 + \mathcal{K}_2 + \mathcal{K}_3 = \frac{f_{01} f_{02} + f_{02} f_{03} + f_{01} f_{03}}{f_{01} f_{02} f_{03}}. \quad (20)$$

При параллельно-последовательном расположении пружин, когда последние в каждом ярусе работают параллельно (фиг. 3, б),



Фиг. 3. Расположение пружин в системе подвешивания

что обычно применяют в вагонах с двойным и тройным подвешиванием, удобнее прежде определить в каждом ярусе прогибы рессор  $f_1, f_2, f_3$  по приходящимся на них нагрузкам. Сложив их, получают общий прогиб  $f_{cm}$  от действующей на всю систему нагрузки  $P$ , по которому и определится суммарная жёсткость системы рессорного подвешивания.

#### Вынужденные колебания груза на рессоре без трения

Вынужденные колебания груза на пружине рассматриваются ниже применительно к условиям колебания вагона, принимая в качестве причины возбуждения колебаний движение основания пружины по волнистому профилю пути (фиг. 4), уравнение которого относительно горизонтали  $O_k t$  может быть выражено некоторой функцией  $z_k = f(t)$ .

Рассматривая по аналогии с предыдущим условие равновесия груза под действием фактически приложенных и инерционных сил, получим следующее уравнение:

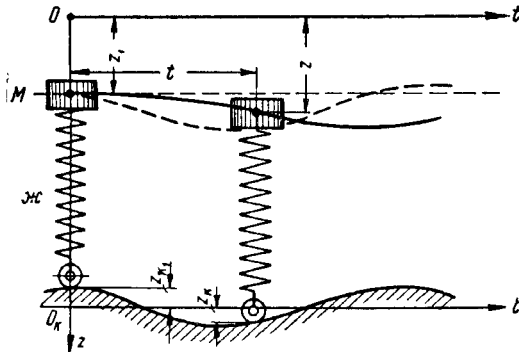
$$P - (z - z_k) \mathcal{K} = M z'', \quad (21)$$

или, производя преобразование и заменяя  $\frac{P}{\mathcal{K}}$  через  $f_{cm}$ ,  $\frac{\mathcal{K}}{M} z_k$  через  $F(t)$  и  $\frac{\mathcal{K}}{M}$  через  $\lambda^2$ ,

получим дифференциальное уравнение вынужденных колебаний груза в следующем виде:

$$z'' + \lambda^2 (z - f_{cm}) = F(t). \quad (22)$$

Уравнение (22) отличается от уравнения (2) только тем, что здесь в правой части вместо нуля имеется некоторая известная функция  $F(t)$ .



Фиг. 4. Вынужденные колебания груза на пружине при движении системы по волнистому профилю пути

Из теории линейных уравнений следует, что общим решением неоднородного уравнения (уравнения с правой частью) является сумма общего решения соответствующего однородного (без правой части) уравнения (2) и частного решения неоднородного уравнения (22).

Решение неоднородного уравнения в общем случае удобно отыскивать методом вариации произвольных постоянных<sup>1</sup>.

Таким образом, общее решение дифференциального неоднородного уравнения (22) имеет вид

$$z = C_1 \cos \lambda t + C_2 \sin \lambda t + \lambda \int_0^t z_k \sin \lambda (t - \tau) d\tau + f_{cm}, \quad (23)$$

где  $\tau$  — переменная интегрирования.

Из формулы (23) следует, что колебания груза складываются из двух колебательных движений: свободных колебаний по уравнению (3) и вынужденных, определяемых выражением

$$z_b = \lambda \int_0^t z_k \sin \lambda (t - \tau) d\tau. \quad (24)$$

В частном случае, когда профиль пути определяется уравнением вида

$$z_k = h \sin \frac{2\pi x}{L}, \quad (25)$$

где  $L$  — длина волны синусоиды,

$h$  — амплитуда синусоиды профиля пути, или при равномерной скорости  $v$  движения системы вдоль пути  $x = vt$ ,

$$z_k = h \sin \frac{2\pi v}{L} t; \quad (26)$$

вынужденные колебания груза определяются следующим выражением:

$$z_b = \frac{h}{1 - \left(\frac{2\pi v}{L\lambda}\right)^2} \left( \sin \frac{2\pi v}{L} t - \frac{2\pi v}{L\lambda} \sin \lambda t \right). \quad (27)$$

Из выражения (27) следует, что вынужденные колебания складываются из двух простых гармонических колебаний с амплитудами

$$\frac{h}{1 - \left(\frac{2\pi v}{L\lambda}\right)^2} \quad \text{и} \quad \frac{h \frac{2\pi v}{L\lambda}}{1 - \left(\frac{2\pi v}{L\lambda}\right)^2}$$

и периодами

$$T = \frac{2\pi}{\lambda} \quad \text{и} \quad T_b = \frac{L}{v}.$$

Кроме того, из выражения (27) также следует, что при  $t = 0$   $z_b = 0$  и  $z'_b = 0$ , и, следовательно,  $z_b$  не влияет на величину постоянных интегрирования. Учитывая, что собственные колебания груза, вызванные начальными отклонениями вследствие различных сопротивлений (внутреннее сопротивление в материале рессор и пружин, сопротивление воздуха и т. п.), с течением времени постепенно затухают, представляет интерес рассматривать только вынужденные колебания, определяемые выражениями (24) и (27).

Обозначая величину  $\frac{2\pi v}{L}$  через  $p$ , формулу (27) представим в виде

$$\begin{aligned} z_b &= \frac{h}{1 - \left(\frac{p}{\lambda}\right)^2} \left( \sin pt - \frac{p}{\lambda} \sin \lambda t \right) = \\ &= \frac{h}{1 + \frac{p}{\lambda}} \cos \left( \frac{p - \lambda}{2} t \right) \sin \left( \frac{p + \lambda}{2} t \right) + \\ &+ \frac{h}{1 - \frac{p}{\lambda}} \sin \left( \frac{p - \lambda}{2} t \right) \cos \left( \frac{p + \lambda}{2} t \right). \end{aligned} \quad (28)$$

В случае малых значений  $p - \lambda$  первый член полученного выражения весьма мал по сравнению со вторым и им можно пренебречь. Второй член представляет колебания, имеющие характер биений, которые могут быть истолкованы как гармонические колебания с угловой частотой  $\frac{p + \lambda}{2} \approx \lambda$  и периодически меняющейся амплитудой. Число биений в единицу времени равно  $\frac{p - \lambda}{2\pi}$ , т. е. равно разности между частотой собственных колебаний системы и частотой возмущающей силы. На фиг. 5 показан примерный вид функций вынужденных колебаний по формуле (27) при  $T = 1,2T_b$ .

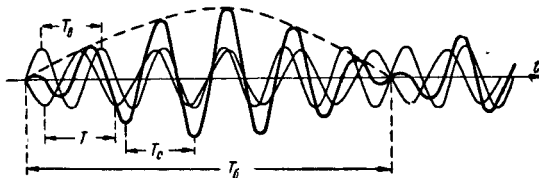
Наибольшая амплитуда вынужденных колебаний равна сумме амплитуд составляющих гармоник

<sup>1</sup> См. ТСЖ, том 1, стр. 170.

$$A = \frac{h}{1 - \left(\frac{2\pi v}{L\lambda}\right)^2} + \frac{h}{1 - \left(\frac{2\pi v}{L\lambda}\right)^2} \frac{2\pi v}{L\lambda} =$$

$$= \frac{h}{1 - \frac{2\pi v}{L\lambda}} = \beta h, \quad (29)$$

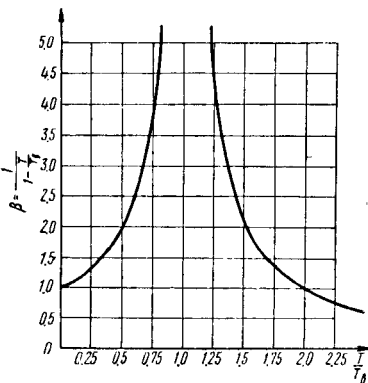
где  $\beta = \frac{1}{1 - \frac{2\pi v}{L\lambda}}$  — коэффициент нарастания амплитуд.



Фиг. 5. Биение

Величина коэффициента  $\beta$  возрастает по мере приближения отношения  $\frac{2\pi v}{L\lambda}$  к единице, т. е. по мере приближения частоты возмущающей силы к частоте собственных колебаний системы.

На фиг. 6 изображён график изменения  $\beta$  в зависимости от  $\frac{2\pi v}{L\lambda} = \frac{T}{T_0}$ . Из графика следует, что при постепенном увеличении  $T : T_0$  от нуля до единицы  $\beta$  монотонно возрастает,



Фиг. 6. График зависимости  $\beta$  от  $\frac{T}{T_0}$

обращаясь в бесконечность при  $T : T_0 = 1$ ; при дальнейшем увеличении отношения  $T : T_0$   $\beta$  плавно уменьшается.

Так как период собственных колебаний для данной системы величина определённая, то всегда существует такая скорость движения системы по волнистому периодическому профилю, при которой величины  $T$  и  $T_0$  равны между собой, а амплитуды колебаний системы превысят допускаемые пределы. Такая скорость, при которой период (или частота) возмущений равняется периоду (или частоте) собственных колебаний системы, называется

критической, а явление возрастания амплитуды колебаний при этом — резонансом. Величина критической скорости в рассмотренном случае равна

$$v_{кр} = \frac{L}{T} = \frac{\lambda}{2\pi} L = \frac{L}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}} \quad (30)$$

Выражение (30) применимо и для вагона при рассмотрении колебаний подпрыгивания, если длина волны профиля пути  $L$  (обычно длина рельсового звена) совпадает с длиной его базы  $2l$  или близка к ней. В последнем случае в формулу (30) подставляют вместо  $L$  среднюю величину между длиной рельса  $L_p$  и базой вагона  $2l$ .

В пассажирских вагонах величина статического прогиба рессор колеблется в пределах 100—200 мм, а наиболее распространённая для наших путей длина рельсового звена  $L_p = 12,5$  м. Величины периодов колебаний и критических скоростей при этих условиях равны:

по формуле (5)

$$T = 0,2 \sqrt{f_{cm}} = 0,2 \sqrt{10 \div 20} = 0,63 \div 0,9 \text{ сек.};$$

по формуле (30)

$$v_{кр} = \frac{L}{T} = \frac{12,5}{0,63 \div 0,9} \approx 20 \div 14 \text{ м/сек} \approx$$

$$\approx 70 \div 50 \text{ км/час.}$$

Следовательно, критические скорости лежат в диапазоне эксплуатационных.

На практике наблюдается повышение амплитуд колебаний пассажирских вагонов, при движении их с критическими скоростями, но оно незначительно. Объясняется это тем, что рессоры пассажирских вагонов обладают значительным внутренним трением, выполняющим роль гасителя колебаний. В грузовых четырёхосных вагонах, имеющих тележки прежних конструкций (с рессорным подвешиванием в виде цилиндрических пружин), трение почти отсутствует. Поэтому, несмотря на большую жёсткость рессорного подвешивания ( $f_{cm} = 20 \div 25$  мм), вследствие чего критические скорости для них лежат выше диапазона эксплуатационных ( $v_{кр} = 140 \div 160$  км/час), наблюдается увеличение амплитуд колебаний подпрыгивания при скоростях, равных половине критической. Особенно значительное нарастание колебаний подпрыгивания при скорости, равной половине критической, наблюдается у вагонов с базой  $2l$ , близкой к половине длины рельса (например, четырёхосный хоппер). Уменьшение колебаний грузовых вагонов достигается путём введения в рессорное подвешивание необходимого количества трения или устройством иных гасителей колебаний.

#### Собственные и вынужденные колебания груза на рессоре с трением

Вагонные листовые рессоры обладают трением между листами, которое препятствует свободному деформированию рессоры под действием приложенной к ней внешней нагрузки. Величина дополнительной силы  $F$ ,

которую необходимо приложить к хомуту листовой рессоры, чтобы получить такой же прогиб её, как и при отсутствии трения, выражается формулой

$$F = \varphi N, \quad (31)$$

где  $N$  — нагрузка, приложенная к хомуту рессоры;

$\varphi$  — коэффициент относительного трения рессоры, равный

$$\varphi = \frac{2\mu h(n-1)}{L}. \quad (32)$$

Здесь  $\mu$  — коэффициент трения между листами рессоры; для обычного состояния листов, смазанных графитом,  $\mu = 0,3 \div 0,4$ , а слегка заржавленных листов или при наличии заусениц  $\mu = 0,8$ ;

$h$  — толщина листа рессоры;

$n$  — число листов в рессоре;

$L$  — хорда рессоры.

Прогиб рессоры, обладающей трением, под действием приложенной к ней нагрузки  $N$  определяется формулой

$$f = \frac{N}{\kappa} (1 \pm \varphi). \quad (33)$$

из которой следует, что величина его может быть больше или меньше соответствующего прогиба рессоры при отсутствии трения на величину  $\frac{N}{\kappa} \varphi$ , называемую стрелой трения.

При параллельном расположении рессор с жесткостями  $\kappa_1, \kappa_2, \kappa_3, \dots, \kappa_n$  и с коэффициентами относительного трения  $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$  соответственно коэффициент относительного трения системы определяется из выражения

$$\varphi = \frac{\varphi_1 \kappa_1 + \varphi_2 \kappa_2 + \dots + \varphi_n \kappa_n}{\kappa_1 + \kappa_2 + \dots + \kappa_n}. \quad (34)$$

Для последовательного расположения рессор

$$\varphi = \frac{\varphi_1 f_{01} + \varphi_2 f_{02} + \dots + \varphi_n f_{0n}}{f_{01} + f_{02} + \dots + f_{0n}}, \quad (35)$$

где  $f_{01}, f_{02}, \dots, f_{0n}$  — соответствующие гибкости рессор, входящих в комплект.

Рассмотрим случай собственных колебаний груза на рессоре, обладающей трением в соответствии с диаграммой фиг. 7, б, т. е. когда сила трения в рессоре пропорциональна её прогибу.

По аналогии с предыдущим получим дифференциальное уравнение нисходящего движения груза в следующем виде (фиг. 7, а):

$$z_1'' + \lambda_1^2 \left( z_1 - \frac{f_{cm}}{1 + \varphi} \right) = 0, \quad (36)$$

где

$$\lambda_1^2 = (1 + \varphi) \frac{\kappa}{M}.$$

Общим интегралом уравнения (36) является

$$z_1 = C_1 \cos \lambda_1 t + C_2 \sin \lambda_1 t + \frac{f_{cm}}{1 + \varphi}. \quad (37)$$

Принимая начальные условия при  $t = 0$   $z_1 = z_0$  и  $z_1' = 0$ , получим

$$C_1 = z_0 - \frac{f_{cm}}{1 + \varphi}; \quad C_2 = 0.$$

Следовательно, интеграл (37) примет вид

$$z_1 = \left( z_0 - \frac{f_{cm}}{1 + \varphi} \right) \cos \lambda_1 t + \frac{f_{cm}}{1 + \varphi}. \quad (38)$$

Дуга косинусоиды, характеризующей формулой (38), при  $t = 0 \div \frac{\pi}{\lambda_1}$  изображена на фиг. 7, в (между точками 1 и 2), причём в самой нижней её точке (при  $t = \frac{\pi}{\lambda_1}$ ) отклонение груза составляет

$$z_{1\max} = -z_0 + \frac{2f_{cm}}{1 + \varphi}. \quad (39)$$

При  $t > \frac{\pi}{\lambda_1}$  начинается восходящее движение груза, дифференциальное уравнение которого отличается от уравнения (36) тем, что сила трения меняет свой знак на обратный:

$$z_2'' + \lambda_2^2 \left( z_2 - \frac{f_{cm}}{1 - \varphi} \right) = 0, \quad (40)$$

где

$$\lambda_2^2 = (1 - \varphi) \frac{\kappa}{M}.$$

Общим интегралом дифференциального уравнения (40) является

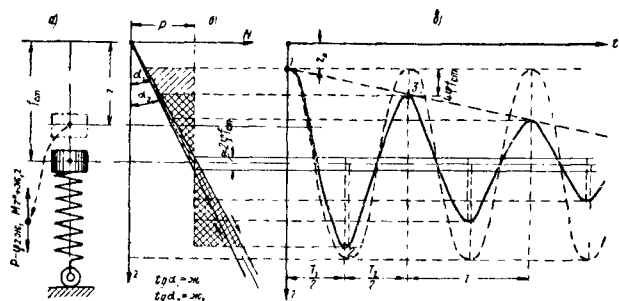
$$z_2 = C_1 \cos \lambda_2 t + C_2 \sin \lambda_2 t + \frac{f_{cm}}{1 - \varphi}.$$

Начальными условиями движения по этому уравнению будут

$$\text{при } t = 0 \quad z_2 = z_1 \max \quad \text{и} \quad z_2' = 0.$$

Определяя по начальным условиям постоянные интегрирования, общий интеграл получим в виде

$$z_2 = \left( -z_0 + \frac{2f_{cm}}{1 + \varphi} - \frac{f_{cm}}{1 - \varphi} \right) \cos \lambda_2 t + \frac{f_{cm}}{1 - \varphi}. \quad (41)$$



Фиг. 7. Собственные колебания груза на рессоре с трением, пропорциональным её прогибу

Дуга косинусоиды по уравнению (41) при  $t_2 = 0 \div \frac{\pi}{\lambda_2}$  изображена на фиг. 7, в (между точками 2 и 3).

Наибольшее отклонение груза в конце полупериода при  $t_2 = \frac{\pi}{\lambda_2}$  составляет

$$z_{2 \max} = - \left( -z_0 + \frac{2f_{cm}}{1+\varphi} - \frac{f_{cm}}{1-\varphi} \right) + \frac{f_{cm}}{1-\varphi} \approx z_0 + 4\varphi f_{cm}. \quad (42)$$

Из выражения (42) следует, что после одного полного колебания груза его начальная амплитуда  $f_{cm} - z_0$  уменьшается на постоянную величину  $\sim 4\varphi f_{cm}$ . Это уменьшение продолжается до полного затухания по закону арифметической прогрессии и потому вершины последовательных косинусоид с убывающими амплитудами лежат на одной прямой (фиг. 7, в).

Рассмотренная система имеет не одно положение равновесия при  $z'' = 0$ , а целую область (мёртвую зону). Полагая в уравнениях (36) и (40)  $z'' = 0$ , получим

$$\lambda_{1,2}^2 \left( z - \frac{f_{cm}}{1 \pm \varphi} \right) = 0.$$

Поскольку

$$\lambda_{1,2}^2 \neq 0,$$

то

$$z = \frac{f_{cm}}{1 \pm \varphi}.$$

Если из полученной величины вычесть  $f_{cm}$  (т. е. начало отсчётов перенести в точку положения равновесия груза), то найдём величину

$$z_\varphi = \pm \frac{\varphi f_{cm}}{1 \mp \varphi}, \quad (43)$$

называемую стрелой трения. При прогибах, меньших стрелы трения, рессора и после снятия нагрузки остаётся в деформированном состоянии, удерживаемая силами трения.

Полупериоды нисходящего и восходящего движения являются различными:

$$\frac{T_1}{2} = \frac{\pi}{\lambda_1} = \pi \sqrt{\frac{M}{(1+\varphi) \mathcal{K}}};$$

$$\frac{T_2}{2} = \frac{\pi}{\lambda_2} = \pi \sqrt{\frac{M}{(1-\varphi) \mathcal{K}}}.$$

Полный период колебаний груза

$$T = \frac{T_1}{2} + \frac{T_2}{2} = \pi \sqrt{\frac{M}{\mathcal{K}}} \left( \sqrt{\frac{1}{1+\varphi}} + \sqrt{\frac{1}{1-\varphi}} \right) \approx 2\pi \sqrt{\frac{M}{\mathcal{K}}}. \quad (44)$$

Из дифференциальных уравнений (36) и (40), а также из остальных формул этого параграфа следует, что полученные результаты не изменятся, если в рассматриваемой задаче рессору

с трением, пропорциональным её прогибу, заменить рессорой без трения, но жёсткость которой при нагружении равна

$$\mathcal{K}_1 = \mathcal{K} (1 + \varphi),$$

а при разгрузке

$$\mathcal{K}_2 = \mathcal{K} (1 - \varphi).$$

Если сила трения, действующая на груз, постоянна (не зависит от величины прогиба рессоры), то, выражая её в долях от веса груза,

$$F = \varphi_0 P, \quad (45)$$

где  $F$  — сила трения,

$\varphi_0$  — коэффициент пропорциональности, который условно называют коэффициентом относительного трения рессоры с постоянным трением.

Выведенные ранее формулы (38), (39), (41), (42), (43) и (44) соответственно примут вид

$$z_1 = [z_0 - (1 - \varphi_0) f_{cm}] \cos \lambda t + (1 - \varphi_0) f_{cm}; \quad (46)$$

$$z_{1 \max} = -z_0 + 2(1 - \varphi_0) f_{cm}; \quad (47)$$

$$z_2 = [-z_0 + 2(1 - \varphi_0) f_{cm} - (1 + \varphi_0) f_{cm}] \cos \lambda t + (1 + \varphi_0) f_{cm}; \quad (48)$$

$$z_{2 \max} = z_0 + 4\varphi_0 f_{cm}; \quad (49)$$

$$z_\varphi = \pm \varphi_0 f_{cm}; \quad (50)$$

$$T_1 = T_2 = \frac{2\pi}{\lambda} = 2\pi \sqrt{\frac{M}{\mathcal{K}}}. \quad (51)$$

Из формул (42), (49) и фиг. 7, в следует, что как в случае системы с трением, пропорциональным прогибу рессор, так и при постоянном трении собственные колебания груза являются затухающими с уменьшением амплитуд по линейному закону.

Из формул (44) и (51) следует, что период колебаний груза в случае рессоры с трением, пропорциональным прогибу, приближён, а в случае рессоры с постоянным трением в точности равен периоду колебаний груза на рессоре без трения.

Отсюда следует, что при практических расчётах затухания колебаний систем без ущерба для точности трение в рессоре, пропорциональное прогибу, можно заменять постоянным трением с коэффициентом  $\varphi_0 = \varphi$ .

При движении груза на рессоре с постоянным трением по волнистому профилю пути его колебания определяются уравнением [подобным уравнению (22)]:

$$z'' + \lambda^2 [z - (1 \pm \varphi_0) f_{cm}] = F(t); \quad (52)$$

здесь знак плюс перед  $\varphi_0$  принимают для нисходящего, а знак минус — для восходящего движения.

Интегралом уравнения (52) является

$$z = C_1 \cos \lambda t + C_2 \sin \lambda t + \lambda \int_0^t z_K \sin \lambda (t - \tau) d\tau + (1 \pm \varphi_0) f_{cm}. \quad (53)$$

При  $z_k = h \sin \frac{2\pi\nu}{L} t$  и начальных условиях  $t = 0$   $z = z_0$  и  $z' = 0$  формула (53) принимает вид

$$z = [z_0 - (1 \pm \varphi_0) f_{cm}] \cos \lambda t + (1 \pm \varphi_0) f_{cm} + \frac{h}{1 - \left(\frac{2\pi\nu}{L\lambda}\right)^2} \left( \sin \frac{2\pi\nu}{L} t - \frac{2\pi\nu}{L\lambda} \sin \lambda t \right). \quad (54)$$

Как показали исследования проф. А. А. Попова, большой интерес представляет рассмотрение движения системы, обладающей постоянным трением в условиях резонанса, т. е. когда

$$\frac{2\pi\nu}{L\lambda} = \frac{T}{T_\theta} = 1.$$

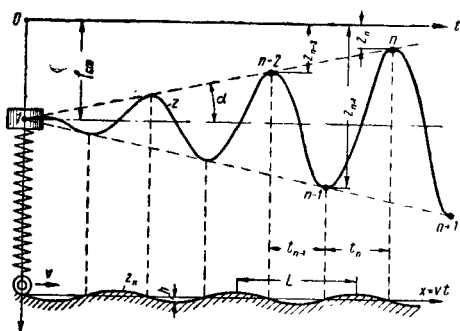
В этом случае последний член выражения (54) обращается в неопределённость. Раскрывая эту неопределённость по известному правилу, получим

$$z = [z_0 - (1 \pm \varphi_0) f_{cm}] \cos \lambda t + (1 \pm \varphi_0) f_{cm} + h \left\{ \frac{\frac{d}{dT_\theta} \left( \sin \frac{2\pi}{T_\theta} t - \frac{T}{T_\theta} \sin \frac{2\pi}{T} t \right)}{\frac{d}{dT_\theta} \left[ 1 - \left( \frac{T}{T_\theta} \right)^2 \right]} \right\}_{T_\theta = T}, \quad (55)$$

откуда после дифференцирования и преобразований получаем

$$z = [z_0 - (1 \pm \varphi_0) f_{cm}] \cos \lambda t + (1 \pm \varphi_0) f_{cm} - \frac{h}{2} (\lambda t \cos \lambda t - \sin \lambda t). \quad (56)$$

Из формулы (56) следует, что в случае отсутствия трения ( $\varphi_0 = 0$ ) и начальном отклонении  $z_0 - f_{cm} = 0$  амплитуда колебаний груза при резонансе с течением времени беспрестанно возрастает (фиг. 8). При наличии тре-



Фиг. 8. Вынужденные колебания груза на рессоре без трения в условиях резонанса

ния в системе условия вынужденных колебаний груза существенно изменяются.

Исходя из формулы (56), найдём значения  $z$  в точках  $n-1$  и  $n$  (фиг. 8):

$$z_{n-1} = -z_{n-2} + 2(1 + \varphi_0) f_{cm} + \frac{\pi}{2} h;$$

$$z_n = -z_{n-1} + 2(1 - \varphi_0) f_{cm} - \frac{\pi}{2} h.$$

Исключая отсюда  $z_{n-1}$ , найдём

$$z_n = z_{n-2} + 4\varphi_0 f_{cm} - \pi h.$$

Из последнего выражения определяем тангенс угла наклона линии 1  $n$  (фиг. 8) к горизонтали

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{z_{n-2} - z_n}{T} = \frac{1}{T} [\pi h - 4\varphi_0 f_{cm}]. \quad (57)$$

Из выражения (57) следует, что возможны три случая колебаний груза:

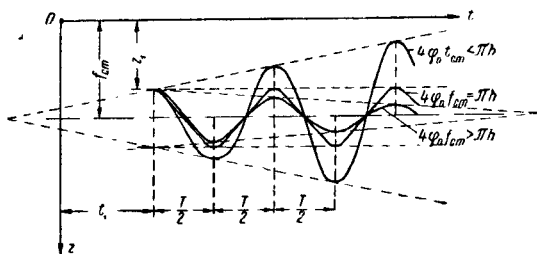
1) при  $\pi h - 4\varphi_0 f_{cm} > 0$  амплитуда вынужденных колебаний беспрестанно возрастает (случай недостаточного количества трения в системе);

2) при  $\pi h - 4\varphi_0 f_{cm} < 0$  колебания уменьшаются до полного затухания (случай избыточного трения в подвешивании);

3) при  $\pi h - 4\varphi_0 f_{cm} = 0$  амплитуда колебаний остаётся постоянной (случай оптимального количества трения в системе).

На фиг. 9 показаны траектории движения груза для трёх указанных случаев.

Из последнего условия можно найти то необходимое количество трения в системе,



Фиг. 9. Вынужденные колебания груза в условиях резонанса при различном количестве трения в рессоре

при котором вынужденные колебания груза на рессоре (или кузова вагона на рессорах) в условиях резонанса не будут возрастать:

$$\varphi_0 = \frac{\pi}{4} \frac{h}{f_{cm}} 100 = 78,5 \frac{h}{f_{cm}} \%, \quad (58)$$

где  $h$  — амплитуда волны профиля пути (для рельсового пути  $h$  — половина разности уровня рельса под колесом вагона в середине звена и на стыке);

$f_{cm}$  — статический прогиб рессор с учётом дополнительного перемещения над-рессорной массы вагона от деформаций рамы кузова, несущих элементов тележки и рельсового пути, определяемого из опыта. При отсутствии опытных данных это дополнительное перемещение для грузовых вагонов весом брутто 70—80 т принимается 0,6 см.

Для хорошего состояния пути величина  $h$  составляет 2—3 мм, для среднего — 4—5 мм и для плохого — 8 мм и более.

Величина статического прогиба рессорного подвешивания пассажирских вагонов колеблется в пределах 100—200 мм; следовательно, количество трения в рессорах

пассажирских вагонов для среднего состояния рельсового пути должно быть не менее

$$\varphi_0 = \frac{78,5 \cdot 5}{100 \div 200} = 4 \div 2\%.$$

Для грузовых вагонов при рессорном подвешивании со статическим прогибом 20—40 мм количество трения должно быть

$$\varphi_0 = \frac{78,5 \cdot 5}{(20 \div 40) + 6} = 15 \div 8\%.$$

Избыточное количество трения в рессорном подвешивании вагона, большее, чем необходимо согласно формуле (58), вредно сказывается на динамических качествах вагона, так как толчки колёс от неровностей рельсов, по величине не превышающие силу трения рессор, передаются кузову вагона (пассажирам или грузу) без смягчения.

ЦНИИ МПС и НИБ Главвагона на основании результатов динамических испытаний вагонов рекомендуют для новых тележек с повышенными статическими прогибами количество трения в рессорах принимать равным 4% для пассажирских и 8% для грузовых вагонов.

#### Собственные и вынужденные колебания груза на рессоре при наличии других видов сопротивлений

Важным для практических целей является случай сопротивления, пропорционального скорости колебания, что наблюдается при некоторых видах гидравлических гасителей колебаний, а также при поперечном перемещении с постоянной скоростью трущихся поверхностей наряду с их движением в направлении колебаний груза.

Дифференциальное уравнение колебаний груза в этом случае (при отсчётах  $z$  от положения равновесия груза) имеет вид:

$$z'' + 2qz' + \lambda^2 z = H \sin pt,$$

$$\text{где } q = \frac{c}{2M}; \lambda^2 = \frac{\kappa}{M}; H = \frac{h\kappa}{M};$$

$c$  — коэффициент гашения (остальные обозначения те же, что и выше).

В случае собственных колебаний ( $H = 0$ ) и слабых гашений  $q < \lambda$  или  $c^2 < 4\kappa M$  общий интеграл

$$z = Ce^{-qt} \sin(\omega t + \alpha),$$

$$\text{где } \omega = \sqrt{\lambda^2 - q^2};$$

$C$  и  $\alpha$  — постоянные интегрирования.

В частности, при  $t = 0$   $z_0 = 0$  и  $z' = z'_0 = a\omega$

$$z = ae^{-qt} \sin \omega t.$$

Амплитуда  $a_i$  убывает в геометрической прогрессии

$$\frac{a_i}{a_{i+1}} = e^{\frac{\pi q}{\omega}} — \text{декремент колебания};$$

$$\frac{\pi q}{\omega} — \text{декремент затухания}.$$

В случае вынужденных колебаний ( $H \neq 0$ ) общий интеграл

$$z = Ce^{-qt} \sin(\omega t + \alpha) + A \sin(pt - \varphi),$$

где  $A = \frac{H}{\sqrt{(\lambda^2 - p^2)^2 + 4q^2 p^2}}$  — амплитуда вынужденных колебаний;

$$\tan \varphi = \frac{2qp}{\lambda^2 - p^2}.$$

Амплитуда имеет максимум при  $p = \sqrt{\lambda^2 - 2q^2}$

$$A_{\max} = \frac{H}{2q\sqrt{\lambda^2 - q^2}} — \text{резонанс}.$$

Из полученного выражения следует, что в случае резонанса амплитуда колебаний системы с сопротивлением, пропорциональным скорости, имеет конечную величину.

Анализ других видов сопротивлений обычно приводит к нелинейным дифференциальным уравнениям колебаний системы. Для практических целей применяют приближённый метод эквивалентных коэффициентов затухания, предложенный В. Л. Кирпичёвым и развитый И. И. Челноковым.

Дифференциальное уравнение собственных колебаний груза на рессоре в общем случае сопротивления

$$z'' + \lambda^2 z = \frac{F}{M},$$

где  $F$  — сила сопротивления гасителя колебаний (погашающая сила).

Умножая правую и левую части на  $dz = z' dt$ , получим

$$z' dz' + \lambda^2 z dz = \frac{F}{M} z' dt.$$

Интегрируя это уравнение почленно в пределах одного цикла, т. е. от момента  $t = 0$   $z = z_n$  и  $z' = 0$  до  $t = T$ ,  $z = z_n - \Delta z$  и  $z' = 0$ , получим

$$\int_0^0 z' dz' + \lambda^2 \int_{z_n}^{z_n - \Delta z} z dz = \frac{1}{M} \int_0^T F z' dt.$$

Вводя обозначение  $R_n = \int_0^T F z' dt$ , имеем

$$\frac{\lambda^2}{2} [(z_n - \Delta z)^2 - z_n^2] = -\frac{R_n}{M}.$$

Решением полученного квадратного уравнения относительно  $\Delta z$  является

$$\Delta z = z_n - \sqrt{z_n^2 - \frac{2R_n}{M\lambda^2}},$$

или, вводя упрощение по приближённым формулам,

$$\Delta z \approx \frac{R_n}{M\lambda^2 z_n}.$$



Чтобы найти величины уменьшения амплитуды колебания, достаточно определить работу сил сопротивления системы за цикл и подставить её значение в найденное выражение.

Практически работу сил сопротивления за один период определяют, принимая колебания системы в пределах этого периода близкими к функции

$$z = z_n \sin \lambda t.$$

В этом случае

$$R_n = z_n \int_0^{\frac{2\pi}{\lambda}} F \cos \tau d\tau.$$

Определяя  $R_n$  для частных случаев  $F$  интегрированием или непосредственным подсчётом площади зоны трения из диаграммы деформации рессоры, получаем:

сопротивление, пропорциональное скорости,

$$F_1 = -cz'; \quad R_1 = \pi c \lambda z_n^2,$$

сопротивление, пропорциональное квадрату скорости,

$$F_2 = \pm \gamma (z')^2; \quad R_2 = \frac{8}{3} \gamma \lambda^2 z_n^3,$$

постоянное сухое трение

$$F_3 = \pm F; \quad R_3 = 4 F z_n,$$

сухое трение, пропорциональное деформации рессоры,

$$F_4 = \pm \varphi k z; \quad R_4 = 4 \varphi k f_{cm} z_n.$$

Подставляя найденные значения  $R_n$  в выражение для  $\Delta z$ , получим соответственно

$$\Delta z_1 = \frac{\pi c}{M \lambda} z_n; \quad \Delta z_2 = \frac{8 \gamma z_n^2}{3 M};$$

$$\Delta z_3 = \frac{4 F}{\lambda c} = 4 f_{mp} \text{ и } \Delta z_4 = 4 \varphi f_{cm}.$$

При исследовании вынужденных колебаний системы с различными сопротивлениями используется дифференциальное уравнение для случая системы с сопротивлением, пропорциональным скорости, в котором вместо коэффициента  $c$  при  $z'$  принимается его эквивалентное значение. Этот эквивалентный коэффициент, удовлетворяющий условию, что работа сопротивления  $R_n$  за цикл колебаний данной системы равна работе сил сопротивления в системе с сопротивлением, пропорциональным скорости ( $R_1 = R_n$ ), определяется по формуле

$$c_3 = \frac{R_n}{\pi i z_n^2}.$$

Значения эквивалентных коэффициентов затухания для перечисленных выше четырёх случаев соответственно составляют

$$c_1 = c; \quad c_2 = \frac{8 \gamma \lambda}{3 \pi};$$

$$c_3 = \frac{4 F}{\pi i z_n} \text{ и } c_4 = \frac{4 \varphi k f_{cm}}{\pi \lambda z_n}.$$

Коэффициенты  $c_2$ ,  $c_3$  и  $c_4$  зависят от амплитуды  $z_n$ , поэтому при решении дифференциального уравнения рассматривается лишь

установившееся движение при резонансе ( $p = \lambda = \text{const}$  и  $z_n = \text{const}$ ), что позволяет считать их постоянными.

Подставляя значения  $c_3$  в формулу для амплитуды при резонансе

$$A_{\max} = \frac{H}{2 q \sqrt{\lambda^2 - q^2}} = \frac{h k}{c_3 p},$$

получаем соответственно

$$A_1 = \frac{h k}{c p} = \text{const}; \quad A_2 = \frac{1}{p} \sqrt{\frac{3 \pi h k}{8 \gamma}} = \text{const};$$

$$A_3 = h \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{4 F}{\pi h k}\right)^2}}{1 - \frac{p^2}{\lambda^2}}$$

и

$$A_4 = h \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{4 \varphi f_{cm}}{\pi h}\right)^2}}{1 - \frac{p^2}{\lambda^2}}$$

Из полученного видно, что при резонансе амплитуды колебаний системы с сопротивлением, пропорциональным скорости и квадрату скорости, являются конечными и постоянными. В системе с сухим трением не будет чрезмерно больших амплитуд лишь при условиях

$$4 F = \pi k h \text{ и } 4 \varphi f_{cm} = \pi h.$$

Метод эквивалентных коэффициентов может быть применён для анализа и других систем с более сложными случаями сопротивлений.

#### Колебания подпрыгивания четырёхосных вагонов

Собственные колебания подпрыгивания четырёхосных вагонов на тележках с двойным и тройным рессорным подвешиванием принципиально ничем не отличаются от колебаний груза на пружине, если пренебречь относительно малой массой тележек. Однако при необходимости учёта влияния масс тележек на колебания задача усложняется. Используя исследования проф. М. В. Винокурова, рассмотрим колебания кузова на тележках тройного подвешивания, причём, вводя приведённую жёсткость пружин и рессор надбуксового подвешивания  $k_b$ , сводим задачу к рассмотрению колебаний кузова двойного подвешивания.

Введём следующие обозначения (фиг. 10):  $P_k$  — вес кузова и груза в нём вместе с весом надрессорных балок тележек, равный  $m_k g = 4 k_{\Pi} f_{\Pi}$ ;  $P_T$  — вес обрессоренных частей тележки без надрессорной балки, равный  $m_T g = 4 k_b f_{bT}$ ;

$z_k$  — вертикальные перемещения кузова относительно его положения равновесия;

$z_T$  — вертикальные перемещения обрессоренных частей тележек относительно их положений равновесия;

$\mathcal{K}_u$  — жёсткость одного комплекта рессор центрального подвешивания;  
 $\mathcal{K}_b$  — приведённая жёсткость одного комплекта рессор надбуксового подвешивания;  
 $f_b$  — статический прогиб надбуксового рессорного подвешивания;  
 $f_u$  — статический прогиб рессор центрального подвешивания.

Пусть под действием вертикального толчка кузов и рамы тележек пришли в колебательное состояние подпрыгивания, причём в момент времени  $t$  кузов получил вертикальное перемещение  $z_k$ , а обрессоренные массы обеих тележек (одновременно и в одну сторону)  $z_T$ . Эти перемещения считаем положительными, если они направлены вниз от положения равновесия.

Составляя условия динамического равновесия кузова и рам тележек, получаем следующие два дифференциальных уравнения колебаний:

$$\left. \begin{aligned} m_k \ddot{z}_k + 4\mathcal{K}_u(z_k - z_T) &= 0; \\ 2m_T \ddot{z}_T + 4(\mathcal{K}_u + 2\mathcal{K}_b)z_T - &- 4\mathcal{K}_u z_k = 0. \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

Решение системы (59) будем искать в виде

$$\left. \begin{aligned} z_k &= C_1 \cos \lambda_1 t + C_2 \sin \lambda_1 t + \\ &+ C_3 \cos \lambda_2 t + C_4 \sin \lambda_2 t; \\ z_T &= C_1 \psi_1 \cos \lambda_1 t + C_2 \psi_1 \sin \lambda_1 t + \\ &+ C_3 \psi_2 \cos \lambda_2 t + C_4 \psi_2 \sin \lambda_2 t, \end{aligned} \right\} \quad (60)$$

где  $C_1, \dots, C_4$  — постоянные интегрирования;  
 $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  — круговые частоты колебаний кузова и рам тележек;

$\psi_1$  и  $\psi_2$  — коэффициенты, определяемые по формуле

$$\psi_{1,2} = \frac{4\mathcal{K}_u - m_k \lambda_{1,2}^2}{4\mathcal{K}_u} = 1 - \frac{m_k}{4\mathcal{K}_u} \lambda_{1,2}^2.$$

Круговые частоты определяются как корни следующего характеристического уравнения системы (59)

$$\Delta(\lambda^2) = \begin{vmatrix} m_k \lambda^2 - 4\mathcal{K}_u & 4\mathcal{K}_u \\ 4\mathcal{K}_u & 2m_T \lambda^2 - \\ -4(\mathcal{K}_u + 2\mathcal{K}_b) \end{vmatrix} = 0.$$

Развивая определитель, получим

$$\lambda^4 - 4 \left( \frac{\mathcal{K}_u}{m_k} + \frac{\mathcal{K}_u + 2\mathcal{K}_b}{2m_T} \right) \lambda^2 + 16 \frac{\mathcal{K}_b \mathcal{K}_u}{m_T m_k} = 0,$$

откуда находим круговые частоты  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  по формуле

$$\lambda_{1,2}^2 = 2 \left[ \frac{\mathcal{K}_u}{m_k} + \frac{\mathcal{K}_u + 2\mathcal{K}_b}{2m_T} \mp \sqrt{\left( \frac{\mathcal{K}_u}{m_k} + \frac{\mathcal{K}_u + 2\mathcal{K}_b}{2m_T} \right)^2 - 4 \frac{\mathcal{K}_b \mathcal{K}_u}{m_T m_k}} \right]. \quad (61)$$

Пусть при

$$t = 0 \quad z_k = z_k^0, \quad z_T = z_T^0$$

$$\dot{z}_k = \dot{z}_T = 0.$$

Тогда

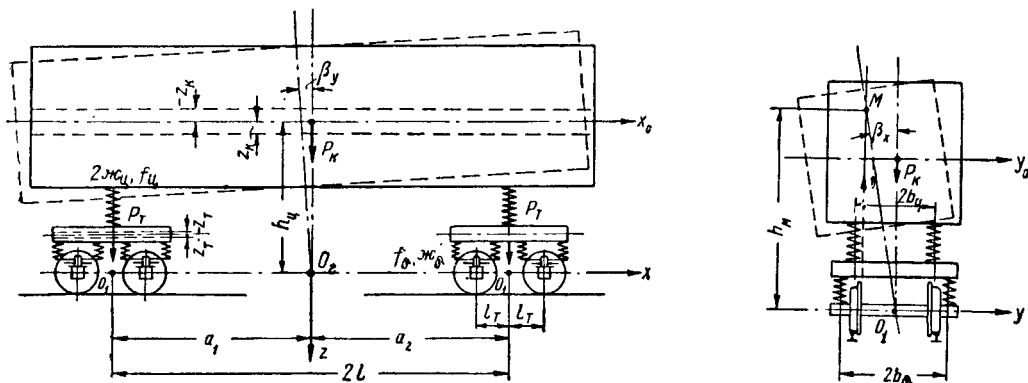
$$z_k^0 = C_1 + C_3;$$

$$\dot{z}_T^0 = C_1 \psi_1 + C_3 \psi_2;$$

$$C_2 = C_4 = 0;$$

$$C_1 = - \frac{z_k^0 \psi_2 - z_T^0}{\psi_1 - \psi_2};$$

$$C_3 = \frac{z_k^0 \psi_1 - z_T^0}{\psi_1 - \psi_2}.$$



Фиг. 10. Собственные колебания вагона на рессорах

Вставляя полученные значения  $C_1$  и  $C_3$  в выражение (60), получим:

$$\left. \begin{aligned} z_K &= -\frac{z_K^0 \psi_2 - z_T^0}{\psi_1 - \psi_2} \cos \lambda_1 t + \\ &+ \frac{z_K^0 \psi_1 - z_T^0}{\psi_1 - \psi_2} \cos \lambda_2 t; \\ z_T &= -\frac{z_K^0 \psi_2 - z_T^0}{\psi_1 - \psi_2} \psi_1 \cos \lambda_1 t + \\ &+ \frac{z_K^0 \psi_1 - z_T^0}{\psi_1 - \psi_2} \psi_2 \cos \lambda_2 t. \end{aligned} \right\} \quad (62)$$

Из выражений (62) следует, что колебания кузова и колебания рам тележек представляют собой результат наложения двух чисто гармонических колебаний, в каждом из которых обе массы колеблются с одинаковой частотой и одинаковой фазой. Амплитуды этих составляющих колебаний находятся в определённом соотношении  $\left(\frac{1}{\psi_1} \text{ и } \frac{1}{\psi_2}\right)$ , не зависящем от начальных данных.

Оба гармонических колебательных движения кузова и тележек называются главными, а частоты  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  — собственными частотами системы.

Для первого главного колебания перемещения  $z_K$  и  $z_T$  совпадают по знаку ( $\psi_1 > 0$ ), а для второго они имеют разные знаки ( $\psi_2 < 0$ ).

Коэффициенты  $\psi_1$  и  $\psi_2$  являются также «нормирующими», пользуясь которыми можно перейти к главным или нормальным координатам системы  $\theta_1$  и  $\theta_2$  по формулам:

$$\theta_1 = \frac{z_T \psi_2 - z_K}{\psi_2 - \psi_1}; \quad \theta_2 = \frac{z_K - \psi_1 z_T}{\psi_2 - \psi_1}. \quad (63)$$

Колебания системы относительно главных координат являются чисто гармоническими, каждое из которых имеет только одну частоту  $\lambda_1$  или  $\lambda_2$ .

Периоды двух главных колебаний кузова и рамы тележки равны

$$T_1 = \frac{2\pi}{\lambda_1} \quad \text{и} \quad T_2 = \frac{2\pi}{\lambda_2}.$$

Заменяя жёсткости и массы через статические прогибы рессор и веса кузова и рам тележек и упрощая формулу (61), найдём

$$\left. \begin{aligned} T_1 &\approx 2\pi \sqrt{\frac{f_6 + f_u}{g}}; \\ T_2 &\approx 2\pi \sqrt{\frac{2P_T f_u f_6}{(2P_T + P_K)(f_6 + f_u)g}}, \end{aligned} \right\} \quad (64)$$

где  $g$  — ускорение силы тяжести.

Колебания с периодом  $T_1$  имеют низкую частоту и сравнительно большие амплитуды, а колебания с периодом  $T_2$  — высокую частоту и малые амплитуды. Для уменьшения колебаний с высокой частотой, неприятно действующих на пассажиров, следует максимально

облегчать раму тележек и снижать жёсткость надбуксовых рессор.

Критическая скорость движения вагона для колебаний подпрыгивания кузова

$$v_{кр. n} = \frac{3,6L}{T_1}, \quad (65)$$

где  $L$  — длина рельсового звена;

$3,6$  — коэффициент пересчёта  $m/сек$  в  $км/час$ .

Для тележечных вагонов с одинарным рессорным подвешиванием (грузовые вагоны) собственные колебания подпрыгивания имеет только кузов, причём с одной частотой  $\lambda_1$  и периодом  $T_1$ ; система сводится к грузу на пружине.

#### Колебания галопирования четырёхосных вагонов

Собственные колебания галопирования кузова вагона на рессорах происходят относительно поперечной координатной оси  $уу$ , лежащей в плоскости осей колёсных пар. Положение точки  $O_2$  (фиг. 10), называемой центром колебаний, или упругим центром, по длине вагона определяется выражением

$$x = \frac{a_2 \mathcal{K}_{II} - a_1 \mathcal{K}_I}{\mathcal{K}_I + \mathcal{K}_{II}}, \quad (66)$$

где  $x$  — расстояние между центром тяжести и центром колебаний кузова по горизонтали;

$a_1$  и  $a_2$  — расстояния от центра тяжести кузова до пятниковых сечений по горизонтали;

$\mathcal{K}_I$  и  $\mathcal{K}_{II}$  — жёсткости рессор I и II тележек.

Если при смещённом центре тяжести кузова от его вертикальной оси симметрии рессоры тележек подобраны так, что их прогибы одинаковы ( $f_I = f_{II}$ ), то момент упругих сил рессор относительно центра тяжести кузова равен нулю ( $a_2 \mathcal{K}_{II} - a_1 \mathcal{K}_I = 0$ ) и центр колебаний лежит на одной вертикали с центром тяжести кузова ( $x = 0$ ). Если жёсткости рессор тележек одинаковы ( $\mathcal{K}_I = \mathcal{K}_{II}$ ), что обычно имеется в большинстве вагонов, то центр колебаний лежит на оси симметрии вагона

$$x = \frac{a_2 - a_1}{2}.$$

Дифференциальное уравнение колебаний галопирования кузова вагона при  $\mathcal{K}_I = \mathcal{K}_{II} = \mathcal{K}$  и  $x = 0$  имеет вид

$$I_{O_2 y} \beta'' + 2l^2 \mathcal{K} \beta_y = 0, \quad (67)$$

где  $I_{O_2 y}$  — момент инерции массы кузова относительно оси  $O_2 y$ , равный

$$m_K (\rho_y^2 + h_u^2);$$

$m_K$  — масса кузова;

$\rho_y$  — радиус инерции кузова относительно горизонтальной поперечной оси, проходящей через его центр тяжести;

$h_u$  — расстояние между центром тяжести и центром колебаний по вертикали;  
 $2l$  — база вагона;  
 $ж$  — жёсткость рессор одной тележки.

Решением уравнения (67) является

$$\beta_y = C_1 \cos \lambda t + C_2 \sin \lambda t,$$

где  $\lambda$  — круговая частота колебаний галопирования;

$C_1$  и  $C_2$  — постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий;

$f_\sigma + f_u$  — полный статический прогиб рессор от веса кузова и полезной нагрузки.

$$\lambda^2 = \frac{2l^2 ж}{I_{O_y y}} = \frac{l^2 g}{(f_\sigma + f_u) (\rho_y^2 + h_u^2)}.$$

Период колебаний галопирования кузова равен

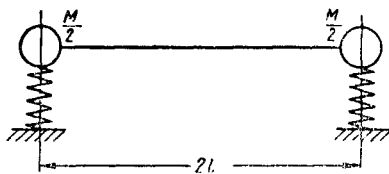
$$T_z = \frac{2\pi}{\lambda} \approx 0,2 \frac{1}{l} \sqrt{f_\sigma + f_u}, \quad (68)$$

где

$$\rho_z^2 = \rho_y^2 + h_u^2.$$

Так как  $\rho_z$  для кузова вагона обычно меньше  $l$ , период колебаний галопирования соответственно меньше периода колебаний подпрыгивания; при одновременном появлении этих двух видов колебаний происходит биеение (см. фиг. 5).

Для вагонов с малыми базами или при высоко расположенном центре тяжести кузова может быть  $\rho_z = l$ , вследствие чего периоды колебаний галопирования и подпрыгивания окажутся равными. Для исследования этого случая удобно кузов вагона на рессорах заменить эквивалентной системой, состоящей из двух сосредоточенных масс  $\frac{M}{2}$ , расположенных над рессорами (фиг. 11). Особенноостью такой системы является то, что удары,



Фиг. 11. Система, эквивалентная кузову вагона,  $\rho_z = l$

воспринимаемые одной тележкой, не передаются другой, т. е. точки опоры кузова (пятники) являются центрами удара.

При  $\rho_z > l$ , что имеет место при перевозках длинномерных тяжеловесных грузов на одной платформе, период колебаний галопирования соответственно больше периода колебаний подпрыгивания.

Если центр колебаний и центр тяжести кузова не лежат на одной вертикали, то колебания галопирования вызывают подпрыгивания, и наоборот, т. е. колебания являются совместными.

Подобным образом могут рассматриваться колебания галопирования рам тележки. Для

тележек двойного или тройного подвешивания, у которых расстояние между точками подвеса центральных рессор к раме мало по сравнению с базой тележки, при подсчете частот и периодов можно пренебрегать моментом упругих сил центрального подвешивания, так как он незначителен по сравнению с моментом упругих сил надбуксовых рессор (обычно жёсткость надбуксовых рессор в два раза больше жёсткости центральных и упругий момент центрального подвешивания составляет около 0,5% от момента надбуксовых рессор). Период колебаний галопирования рамы тележки определяют по формуле, подставив в формулу (68),

$$T_{zT} \approx 0,2 \frac{\rho_T}{l_T} \sqrt{f_{\sigma T}}, \quad (69)$$

где  $\rho_T$  — радиус инерции массы рамы тележки относительно горизонтальной поперечной оси, лежащей в плоскости осей колёсных пар;

$2l_T$  — база тележки;

$f_{\sigma T}$  — статический прогиб надбуксовых рессор от веса рамы тележки.

Колебания галопирования кузова вагона и рам тележек, как и колебания подпрыгивания, могут нарастать при движении по рельсовому пути с неровностями в зависимости от скорости. Скорости движения, при которых амплитуды колебаний галопирования кузова имеют наибольшие значения, особенно когда база вагона равна половине длины рельса, называют критическими для галопирования и определяют по формуле

$$v_{кр. z} = \frac{3,6 L}{T_z}, \quad (70)$$

где  $L$  — длина рельсового звена.

Гасителем колебаний галопирования, как и подпрыгивания, в вагонах обычно является трение в системе рессорного подвешивания. При этом для гашения колебаний галопирования кузова достаточно иметь трение или в центральных или в надбуксовых рессорах, а для гашения галопирования рамы тележки (что особенно важно при относительно тяжелой раме) необходимо иметь трение в надбуксовых рессорах.

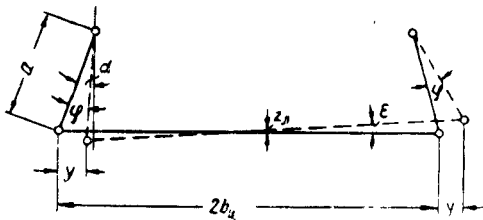
#### Колебания поперечного отбоя и боковой качки четырёхосных вагонов

Колебания поперечного отбоя и боковой качки кузова всегда возникают одновременно, так как ускорения центра тяжести кузова при колебаниях поперечного отбоя вызывают колебания боковой качки, и наоборот. Колебания боковой качки происходят относительно оси  $O_1 x$ , лежащей на пересечении плоскости осей колёсных пар и плоскости продольной симметрии вагона (см. фиг. 10).

При наличии в тележках возвращающих устройств в виде люлек с наклонными подвесками (фиг. 12) возвращающее усилие тележек определяют по формуле, предложенной проф. М. В. Винокуровым,

$$H_r = \frac{P_k y}{a \left( \cos \alpha - \frac{d_0}{b_u} \sin \alpha \right)} = \mathcal{K}_{r,1} y, \quad (71)$$

где  $P_k$  — вес кузова;  
 $y$  — горизонтальное отклонение нижних шарниров люльки;  
 $a$  — длина люлечной подвески;  
 $d_0$  — расстояние между центром тяжести кузова и нижними шарнирами люльки по вертикали;  
 $\alpha$  — угол наклона люлечной подвески с вертикалью в начальном состоянии;  
 $2b_u$  — расстояние между нижними шарнирами люльки;  
 $\mathcal{K}_{r,1}$  — коэффициент сопротивления отклонению люлек.



Фиг. 12. Схема шарнирно-маятниковой люльки тележки

При отсутствии люльки (грузовые вагоны или пассажирские вагоны с тележками системы инж. Ханина) возвращающее усилие опреде-

$$\lambda_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \frac{g}{f_x^2} \left[ h_m - h_u + \frac{f_{o,1}^2 x \mathcal{K}_{r,1}}{P_k} \pm \sqrt{\left( h_m - h_u + \frac{f_{o,1}^2 x \mathcal{K}_{r,1}}{P_k} \right)^2 - 4 f_x^2 (h_m - h_u) \frac{\mathcal{K}_{r,1}}{P_k}} \right],$$

ляется поперечной жёсткостью пружин центрального подвешивания, а в случае бесчелюстной тележки и надбуксового подвешивания

$$H_r = \mathcal{K}_{r,1} y, \quad (72)$$

где  $\mathcal{K}_{r,1}$  — жёсткость пружин центрального, а в случае бесчелюстного и надбуксового подвешивания тележки при поперечном отклонении.

Жёсткость  $\mathcal{K}_{r,1}$  для одинаковых параллельно работающих цилиндрических пружин с круглым сечением прутка, имеющих жёстко закреплённые опорные поверхности, определяют по формуле

$$\mathcal{K}_{r,1} = i \frac{2}{k} \frac{P}{\tan \frac{kh}{2} - h + \frac{Ph}{s}}, \quad (73)$$

где  $h$  — высота пружины под нагрузкой;  
 $P$  — осевая нагрузка на пружину;

$$k = \sqrt{\frac{20P\lambda}{Ed^4 \left( 1 - \frac{P}{s} \right)}}; \quad s = \frac{0,4Ed^4 \tan \alpha}{D^2};$$

$$\lambda = \frac{2 + \mu \cos^2 \alpha}{2 \sin \alpha}; \quad \sin \alpha = \frac{h}{\pi D n};$$

в этих формулах:

$d$  — диаметр прутка пружины;  
 $D$  — диаметр витка пружины;  
 $n$  — число рабочих витков в пружине;  
 $E, \mu$  — упругие постоянные материала;  
 $\alpha$  — угол подъёма спирали пружины;  
 $i$  — число одинаковых параллельно работающих пружин в вагоне.

Пренебрегая углом поворота и вертикальным перемещением, вызванными горизонтальным перемещением подрессорной балки [ $z=0$  и  $z_{r,1}=0$  (фиг. 12)], дифференциальные уравнения колебаний поперечного отбоя  $y$  и боковой качки  $\beta_x$  кузова вагона получим в виде

$$\left. \begin{aligned} y'' + h_u \beta_x'' + \frac{\mathcal{K}_{r,1}}{m_k} y &= 0; \\ h_u y'' + f_{o,1}^2 x \beta_x'' + g (h_m - h_u) \beta_x &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (74)$$

Характеристическое уравнение системы (74) для определения частот колебаний имеет вид

$$\lambda^4 - \frac{g}{f_x^2} \left( h_m - h_u + \frac{f_{o,1}^2 x \mathcal{K}_{r,1}}{P_k} \right) \lambda^2 + \frac{g^2 (h_m - h_u) \mathcal{K}_{r,1}}{f_x^2 P_k} = 0,$$

откуда

где  $f_{o,1}x$  — радиус инерции массы кузова относительно центра колебаний боковой качки;  $f_{o,1}x = \sqrt{f_x^2 + h_u^2}$ ;

$f_x$  — то же относительно продольной центральной оси кузова;

$h_m$  — высота над плоскостью осей колёсных пар точки пересечения равнодействующей вертикальных реакций рессор вагона с осью симметрии поперечного сечения кузова в отклонённом под действием горизонтальных сил состоянии. По аналогии с теорией устойчивости судов эта точка называется метacentром;

$$h_m = \frac{b_\sigma^2}{f_\sigma + \frac{b_y^2}{f_y}};$$

$h_u$  — высота центра тяжести кузова над плоскостью осей колёсных пар;

$2b_\sigma, 2b_u$  — соответственно расстояния поперёк вагона между рессорами надбуксового и центрального подвешивания.

Следовательно, колебания поперечного отнoса и боковой качки складываются из двух главных колебаний, имеющих периоды:

$$T_1 = \frac{2\pi}{\lambda_1} \quad \text{и} \quad T_2 = \frac{2\pi}{\lambda_2}. \quad (75)$$

Колебания поперечного отнoса и боковой качки кузова появляются вследствие неровностей рельсового пути в плане и различного вертикального профиля двух рельсовых ниток.

#### Колебания виляния четырёхосных вагонов

Дифференциальное уравнение собственных колебаний виляния кузова вагона имеет вид

$$\beta_z'' + \lambda_\theta^2 \beta_z = 0; \quad \lambda_\theta^2 = \frac{3c_A l^2}{I_z}, \quad (76)$$

где  $\beta_z$  — угол поворота кузова относительно оси  $zz$ ;

$I_z$  — момент инерции массы кузова относительно оси  $zz$ ;

$c_A$  — жёсткость подвешивания обеих тележек вагона при горизонтальном поперечном отклонении кузова.

Период колебаний виляния равен

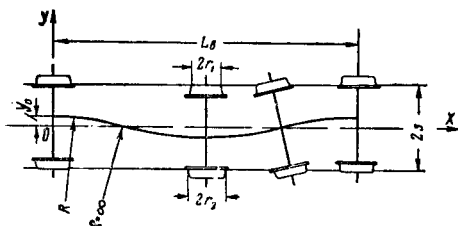
$$T_\theta = \frac{2\pi}{\lambda_\theta} \approx 0,2 \frac{\rho_z}{l} \sqrt{\frac{P_K}{c_A}}, \quad (77)$$

где  $\rho_z$  — радиус инерции кузова относительно оси  $zz$  (для кузовов, имеющих относительно большую длину, можно принимать, как для стержня,  $\rho_z \approx \approx 0,289 L_K$ , причём  $L_K$  — длина кузова вагона);  $P_K$  — вес кузова.

В случае шарнирной люльки с наклонными подвесками необходимо в формулу (77) вместо  $c_A$  подставить её значение по формуле (71). При этом формула периода колебания принимает вид

$$T_\theta \approx 0,2 \frac{\rho_z}{l} \sqrt{a \left( \cos \alpha - \frac{d_0}{b_u} \sin \alpha \right)}. \quad (78)$$

Колебания виляния кузова при движении вагона возникают из-за перекосов рельсового пути в плане, а также в значительной степени определяются извилистым движением колёсных пар и тележек вследствие коничности поверхностей катания колёс. В случае поперечного смещения колёсной пары относительно оси пути колёса катятся по рельсам кругами различных радиусов (фиг. 13), а центр оси описывает в плане синусоидальную кривую.



Фиг. 13. Извилистое движение колёсной пары

Уравнение кривой перемещений центра оси колёсной пары при её извилистом движении имеет вид

$$y = y_0 \sin \sqrt{\frac{n}{sr}} x, \quad (79)$$

где  $y_0$  — наибольшее поперечное отклонение центра оси от середины пути (достигающее величины зазора между гребнем колеса и рельса  $e = 9$  мм — для новых колёс и до 20 мм при изношенных гребнях);

$n$  — коничность поверхности катания бандажа;

$s$  — половина расстояния между кругами катания колёсной пары;

$r$  — радиус круга катания колеса;

$x$  — путь, пройденный колёсной парой.

Длина волны синусоиды  $L_\theta$  равна

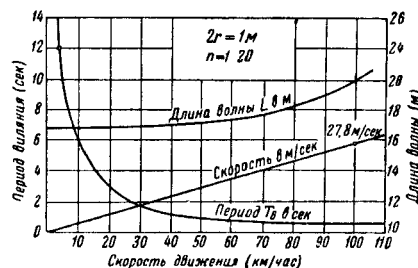
$$L_\theta = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{n}{sr}}} = 2\pi \sqrt{\frac{sr}{n}}, \quad (80)$$

период виляния

$$T_\theta = \frac{L_\theta}{v} = \frac{2\pi}{v} \sqrt{\frac{sr}{n}}, \quad (81)$$

где  $v$  — скорость движения колёсной пары.

Опыты показывают, что формулы (80) и (81) приводят к довольно точным результатам лишь для скоростей до 50—60 км/час, при более высоких скоростях длина волны синусоиды увеличивается, а период  $T_\theta$  устанавливается постоянным (фиг. 14).



Фиг. 14. Зависимость между длиной волны, периодом виляния, скоростью движения колёсной пары

Длину волны, описываемой шкворнем двухосной тележки при колёсах, имеющих одинаковые радиусы и коничности поверхностей катания, при параллельном расположении осей и достаточных продольных зазорах в челюстях, определяют по формуле

$$\begin{aligned} L_T &= L_\theta \sqrt{1 + \left( \frac{l_T}{s} \right)^2} = \\ &= 2\pi \sqrt{\frac{sr}{n} \left[ 1 + \left( \frac{l_T}{s} \right)^2 \right]}, \end{aligned} \quad (82)$$

где  $l_T$  — половина базы тележки.

Период виляния тележки в этом случае равен

$$T_{\text{вТ}} = \frac{L_T}{v} = \frac{2\pi}{v} \sqrt{\frac{sr}{n} \left[ 1 + \left( \frac{L_T}{s} \right)^2 \right]}. \quad (83)$$

Явление резонанса для колебаний виляния кузова возможно тогда, когда период собственных колебаний виляния кузова (77) равен периоду извилистого движения шкворней тележек (83).

Наличие трения в шарнирах подвесок люльки, а также нелинейность возвращающего усилия при перемещениях люльки с наклонными подвесками обычно являются достаточными условиями, чтобы при резонансе не было чрезмерных амплитуд колебаний виляния кузова.

Более значительные колебания виляния наблюдаются у вагонов, имеющих вертикальные люльчатые подвески.

#### Коэффициенты динамики при колебаниях вагонов

Отношение динамической (дополнительной) нагрузки  $P_d$  на элемент конструкции вагона, обусловленной возникающими при колебаниях инерционными силами, к нагрузке  $P_{cm}$  на этот элемент в момент покоя вагона называют коэффициентом динамики  $\kappa_d$ :

$$\kappa_d = \frac{P_d}{P_{cm}}. \quad (84)$$

Так как величина  $P_d$  в рессорном комплекте вагона может быть выражена различными способами: через  $f_d$  — динамический прогиб рессор  $P_d = f_d \varepsilon + (f_d + f_{cm}) \varepsilon \varphi$  или в случае колебаний подпрыгивания через  $z_m''$  — амплитуду ускорений кузова при колебаниях  $P_d = \frac{z_m''}{g} P_{cm}$ , то и величина коэффициента динамики

$$\kappa_d = \frac{f_d (1 + \varphi)}{f_{cm}} + \varphi; \quad (85)$$

или

$$\kappa_d = \frac{z_m''}{g}, \quad (86)$$

где  $f_d$  — динамический прогиб рессор, измеренный при опытах или найденный по формуле  $f_d = \frac{P_d - P_{cm} \varphi}{\varepsilon (1 + \varphi)}$ ;

$f_{cm}$  — статический прогиб рессор, определяемый по формуле (1);

$\varphi$  — коэффициент относительного трения в рессорном подвешивании в случае трения, пропорционального прогибу рессоры.

В случае постоянного трения в рессорном подвешивании формула (85) принимает вид

$$\kappa_d = \frac{f_d}{f_{cm}} + \varphi_0, \quad (87)$$

где  $f_d$  — динамический прогиб рессор, измеренный при опытах или определяемый по формуле  $f_d = \frac{P_d - P_{cm} \varphi_0}{\varepsilon}$ ;

$\varphi_0$  — соответствующий коэффициент относительного трения в рессорном подвешивании, определяемый по формуле  $\varphi_0 = \frac{P_{mp}}{P_{cm}}$ .

Так как колебания подпрыгивания вагонов обычно являются гармоническими, то выражение (86) после замены амплитуды ускорений  $z_k''$  через  $A$  — амплитуду колебаний кузова и  $n$  — частоту колебаний примет вид

$$\kappa_d = \frac{A (2\pi n)^2}{g}. \quad (88)$$

Величина коэффициента динамики характеризует степень плавности хода вагона по рельсовым путям. По заданной величине коэффициента динамики определяют динамическую нагрузку

$$P_d = \kappa_d P_{cm}, \quad (89)$$

которую используют при расчётах на прочность элементов вагона.

Величина коэффициента динамики зависит от ряда факторов (состояния пути, эластичности рессорного подвешивания, количества трения в рессорном подвешивании, скорости движения и т. п.) и может быть точно определена только из опыта.

Для расчётов вагонов значения коэффициента динамики определяют по эмпирической формуле (1) (см. стр. 714), предложенной ЦНИИ МПС и НИИ Главвагона МТМ на основании результатов динамических испытаний ряда вагонов пассажирского и грузового парка. При использовании этой формулы следует иметь в виду, что для пассажирских вагонов она хорошо согласуется с результатами опытов. Для грузовых четырёхосных вагонов, у которых рессорное подвешивание имеет недостаточное количество трения против требуемого по формуле (58), хорошая согласованность с результатами опытов получается лишь при скоростях, не совпадающих по величине с критическими (или половинами критических), определяемыми по формулам (65) и (70).

При движении вагона, не имеющего необходимого количества трения в рессорном подвешивании, со скоростями, близкими к критическим (или половинам критических), коэффициенты динамики получаются в отдельных случаях существенно большими, чем определяемые по формуле (1) на стр. 714. Наоборот, для вагонов, имеющих оптимальное количество трения в рессорном подвешивании, коэффициенты динамики практически будут несколько меньшими по сравнению с найденными по указанной формуле.

Для пассажирских четырёхосных вагонов коэффициенты динамики при нормальных эксплуатационных скоростях обычно колеблются в пределах 0,10—0,15.

Для грузовых вагонов при тех же условиях коэффициенты динамики существенно зависят от типов вагонов, жёсткости и коли-

чества трения в рессорном подвешивании и рода перевозимого груза.

Так, для четырёхосных вагонов, имеющих тележки с комбинированным рессорным подвешиванием, значения  $k_D$  колеблются от 0,4—0,5 (для крытых вагонов, полувагонов, платформ с габаритным грузом) до 0,6—0,7 (для цистерн, хопперов и платформ с длинномерными тяжеловесными грузами). Значения коэффициентов динамики для тех же вагонов, имеющих тележки с комплектами из одних пружин, достигают 0,7—1,0.

#### Определение моментов инерции обрессоренных масс вагонов

Для исследования динамических качеств вагона необходимы значения моментов инерции масс кузова (порожнего и гружёного) и рам тележек. Эти величины могут быть определены расчётным путём по формулам:

$$\left. \begin{aligned} I_x &= \sum_{i=1}^n [I_{Oxi} + m_i (y_i^2 + z_i^2)] ; \\ I_y &= \sum_{i=1}^n [I_{Oyi} + m_i (z_i^2 + x_i^2)] ; \\ I_z &= \sum_{i=1}^n [I_{Ozi} + m_i (x_i^2 + y_i^2)] , \end{aligned} \right\} \quad (90)$$

где  $I_x, I_y, I_z$  — моменты инерции обрессоренных масс кузова (или рамы тележки) вагона относительно осей  $x, y, z$ ;

$I_{Ox}, I_{Oy}, I_{Oz}$  — моменты инерции масс деталей, составляющих кузов (или раму тележки) относительно собственных осей  $Ox, Oy, Oz$ , соответствующих проходящих через центр тяжести детали и параллельных основным;

$x, y, z$  — координаты центров тяжести деталей в основной системе;

$m = \frac{q}{g}$  — масса детали;

$q$  — вес детали;

$g$  — ускорение силы тяжести;

$n$  — число деталей, составляющих кузов (или раму тележки).

При этом учитывают детали, только жёстко соединённые с основной системой. Детали качающиеся, перекатывающиеся, вращающиеся так, что при том или ином виде колебания кузова они имеют самостоятельное, отличное от всей системы движение, при подсчёте соответствующего момента инерции должны отбрасываться.

Так, при подсчёте момента инерции гружёного котла цистерны относительно продольной оси  $xx$  собственный момент инерции жидкого груза относительно своей продольной центральной оси не учитывают, так как при

колебаниях боковой качки жидкость не следует за котлом при вращательном движении последнего.

Моменты инерции отдельных, простейших по конфигурации деталей относительно собственных осей определяют по формулам:

$$\left. \begin{aligned} I_{Ox} &= \int_{(W)} (y^2 + z^2) dm ; \\ I_{Oy} &= \int_{(W)} (z^2 + x^2) dm ; \\ I_{Oz} &= \int_{(W)} (x^2 + y^2) dm . \end{aligned} \right\} \quad (91)$$

Здесь  $x, y, z$  — текущие координаты точек тела детали.

Интегрирование по этим формулам производят по всему объёму тела  $W$ .

Результаты определения моментов инерции по формулам (91) для простейших однородных тел приведены в табл. 1.

Так как подсчёт моментов инерции массы кузова вагона или рамы вагонной тележки по формулам (90) связан с громоздкими вычислениями, то для предупреждения возможных погрешностей все вычисления целесообразно выполнять табличным способом. Для этого кузов вагона или раму тележки расчленяют на элементарные части, моменты инерции которых относительно собственных координатных осей могут быть определены по формулам (91) или табл. 1. Веса отдельных элементов конструкции вагонов находят в соответствующих альбомах чертежей. При этом принимают некоторую прямоугольную систему координат  $A, B, C$ , при выборе которой руководствуются исключительно удобством отсчёта расстояний (координат  $a, b, c$ ) до элементарных частей, на которые расчленяется рассматриваемая конструкция. Для кузова вагона удобно за координатные оси принять оси симметрии или линии пересечения вертикальных плоскостей, делящих кузов вагона по длине и ширине на равные части (в случае несимметричной конструкции), причём плоскость  $AOB$  совмещается с нижней плоскостью рамы кузова.

Для определения величин  $I_x, I_y$  и  $I_z$  составляют табл. 2, состоящую из 20 граф, в которые заносят для каждого элемента кузова следующие данные: 1 — порядковый номер элемента; 2 — его вес; 3 — координату  $a$  центра тяжести элемента в общей системе координат; 4 — результат перемножения 2-й и 3-й граф; 5 — координату  $b$  центра тяжести элемента в общей системе координат; 6 — результат перемножения 2-й и 5-й граф; 7 — координату  $c$  центра тяжести элемента; 8 — результат перемножения 2-й и 7-й граф.

Так как в графе 2 записывают веса всех элементов кузова, а в графах 4, 6 и 8 статические моменты этих весов относительно координатных осей, то суммы этих граф по всем строкам по вертикали представляют соответственно полный вес конструкции  $\sum q_i$  и статические моменты  $\sum q_i a_i$ ,  $\sum q_i b_i$  и  $\sum q_i c_i$ , которые записывают в нижней строке таблицы.



Т а б л и ц а 1  
Моменты инерции простейших фигур

Продолжение табл. 1

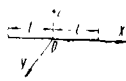
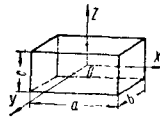
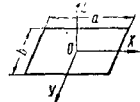
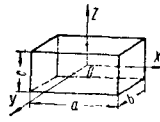
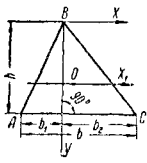
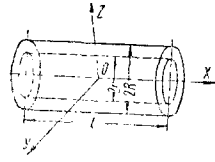
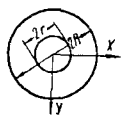
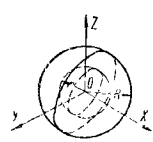
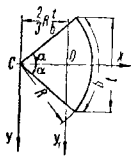
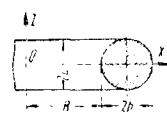
Форма тела массы $m$	Моменты инерции	Форма тела массы $m$	Моменты инерции
Тонкий прямой стержень постоянного сечения 	$I_{Ox} = 0;$ $I_{Oy} = \frac{ml^2}{3};$ $I_{Oz} = I_{Oy}.$	Круговой сектор 	Полукруг ( $2\alpha = \pi$ ): $I_{Cx} = I_{Cy} = m \frac{R^2}{4};$ $I_{Cz} = m \frac{R^2}{2}.$
Тонкая прямоугольная пластинка 	$I_{Ox} = \frac{mb^2}{12};$ $I_{Oy} = \frac{ma^2}{12};$ $I_{Oz} = I_{Ox} + I_{Oy} =$ $= m \frac{a^2 + b^2}{12}.$	Параллелепипед 	$I_{Ox} = m \frac{b^2 + c^2}{12};$ $I_{Oy} = m \frac{c^2 + a^2}{12};$ $I_{Oz} = m \frac{a^2 + b^2}{12}.$
Треугольник $O$ — центр тяжести 	$I_{Bx} = m \frac{h^2}{2};$ $I_{By} = m \frac{b^3 + b_1^3 + b_2^3}{6b};$ $I_{Bz} =$ $= m \left[ \frac{h^2}{2} + \frac{(b_1^3 + b_2^3)}{6b} \right];$ $I_{Ox_1} = m \frac{h^2}{18};$ $I_{Ac} = m \frac{h^2}{6};$ $I_{Oz} = m \frac{a^2 + b^2 + c^2}{36}.$	Прямой круглый цилиндр 	Полый цилиндр: $I_{Ox} = m \frac{R^2 + r^2}{2};$ $I_{Oy} = I_{Oz} =$ $= m \frac{R^2 + r^2 + \frac{1}{3} l^2}{4}.$ Сплошной цилиндр ( $r = 0$ ): $I_{Ox} = m \frac{R^2}{2};$ $I_{Oy} = I_{Oz} = m \frac{3R^2 + l^2}{12}.$ Боковая поверхность цилиндра ( $r = R$ ): $I_{Ox} = mR^2;$ $I_{Oy} = I_{Oz} = m \frac{6R^2 + l^2}{12}.$
Круглая тонкая пластинка 	Круговое кольцо: $I_{Ox} = I_{Oy} = m \frac{R^2 + r^2}{4};$ $I_{Oz} = 2I_{Ox} = m \frac{R^2 + r^2}{2}.$ Круг: $I_{Ox} = I_{Oy} = m \frac{R^2}{4};$ $I_{Oz} = 2I_{Ox} = m \frac{R^2}{2}.$	Шар 	Полый шар: $I_{Ox} = I_{Oy} = I_{Oz} =$ $= m \frac{2}{5} \frac{R^2 - r^2}{R^2 + r^2}.$ Сплошной шар ( $r = 0$ ): $I_{Ox} = I_{Oy} = I_{Oz} =$ $= m \frac{2}{5} R^2.$ Шаровая поверхность ( $R = r$ ): $I_{Ox} = I_{Oy} = I_{Oz} =$ $= m \frac{2}{3} r^2.$
Круговой сектор 	$I_{Cx} =$ $= m \frac{R^2}{4} \left( 1 - \frac{\sin 2\alpha}{2\alpha} \right);$ $I_{Cy} =$ $= m \frac{R^2}{4} \left( 1 + \frac{\sin 2\alpha}{2\alpha} \right);$ $I_{Cz} = m \frac{R^2}{2};$ относительно центра тяжести $O$ $I_{Ox} = I_{Cx};$ $I_{Oy_1} =$ $= I_{Cy} - m \left[ \frac{2}{3} \frac{t}{b} R \right]^2.$	Круговое кольцо 	Образующая площадь — круг: $I_{Ox} = I_{Oy} =$ $= m \frac{4R^2 + 5a^2}{8};$ $I_{Oz} = m \frac{4R^2 + 3a^2}{4}.$ Образующая площадь — эллипс: $I_{Ox} = I_{Oy} =$ $= m \frac{4R^2 + 3a^2 + 2b^2}{8};$ $I_{Oz} = m \frac{4R^2 + 3a^2}{4}.$

Таблица 2

Вычисление моментов инерции масс

№ по- пор.	$q$ в кг	$a$ в см	$qa$ в кгсм	$b$ в см	$qb$ в кгсм	$c$ в см	$qc$ в кгсм	$x = a - a_c$ в см	$x^2$ в см <sup>2</sup>	$qx^2$ в кгсм <sup>2</sup>	$y = b - b_c$ в см	$y^2$ в см <sup>2</sup>	$qy^2$ в кгсм <sup>2</sup>	$z = c - c_c$ в см	$z^2$ в см <sup>2</sup>	$qz^2$ в кгсм <sup>2</sup>	$I_{Ox}$ в кгсм <sup>2</sup>	$I_{Oy}$ в кгсм <sup>2</sup>	$I_{Oz}$ в кгсм <sup>2</sup>
1	$q_1$	$a_1$	$q_1 a_1$	$b_1$	$q_1 b_1$	$c_1$	$q_1 c_1$	$x_1 = a_1 - a_c$	$x_1^2$	$q_1 x_1^2$	$y_1 = b_1 - b_c$	$y_1^2$	$q_1 y_1^2$	$z_1 = c_1 - c_c$	$z_1^2$	$q_1 z_1^2$	$I_{Ox1}$	$I_{Oy1}$	$I_{Oz1}$
2	$q_2$	$a_2$	$q_2 a_2$	$b_2$	$q_2 b_2$	$c_2$	$q_2 c_2$	$x_2 = a_2 - a_c$	$x_2^2$	$q_2 x_2^2$	$y_2 = b_2 - b_c$	$y_2^2$	$q_2 y_2^2$	$z_2 = c_2 - c_c$	$z_2^2$	$q_2 z_2^2$	$I_{Ox2}$	$I_{Oy2}$	$I_{Oz2}$
$i$	$q_i$	$a_i$	$q_i a_i$	$b_i$	$q_i b_i$	$c_i$	$q_i c_i$	$x_i = a_i - a_c$	$x_i^2$	$q_i x_i^2$	$y_i = b_i - b_c$	$y_i^2$	$q_i y_i^2$	$z_i = c_i - c_c$	$z_i^2$	$q_i z_i^2$	$I_{Oxi}$	$I_{Oyi}$	$I_{Ozi}$
$n$	$q_n$	$a_n$	$q_n a_n$	$b_n$	$q_n b_n$	$c_n$	$q_n c_n$	$x_n = a_n - a_c$	$x_n^2$	$q_n x_n^2$	$y_n = b_n - b_c$	$y_n^2$	$q_n y_n^2$	$z_n = c_n - c_c$	$z_n^2$	$q_n z_n^2$	$I_{Oxn}$	$I_{Oyn}$	$I_{Ozn}$
—	$\sum_{i=1}^n q_i$	—	$\sum_{i=1}^n q_i a_i$	—	$\sum_{i=1}^n q_i b_i$	—	$\sum_{i=1}^n q_i c_i$	—	$\sum_{i=1}^n q_i x_i^2$	$\sum_{i=1}^n q_i x_i^2$	—	$\sum_{i=1}^n q_i y_i^2$	$\sum_{i=1}^n q_i y_i^2$	—	$\sum_{i=1}^n q_i z_i^2$	$\sum_{i=1}^n q_i z_i^2$	$\sum_{i=1}^n I_{Oxi}$	$\sum_{i=1}^n I_{Oyi}$	$\sum_{i=1}^n I_{Ozi}$

На основании полученных величин определяют координаты центра тяжести всего кузова по следующим формулам:

$$a_c = \frac{\sum q_i a_i}{\sum q_i}; \quad b_c = \frac{\sum q_i b_i}{\sum q_i};$$

$$c_c = \frac{\sum q_i c_i}{\sum q_i}. \quad (92)$$

Через центр тяжести системы проводят новые (центральные) координатные оси  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , параллельные осям  $A$ ,  $B$ ,  $C$ .

Координаты центров тяжести составляющих элементов в новой системе получаются вычитанием из прежних координат координаты центра тяжести системы, а именно:  $x = a - a_c$ ;  $y = b - b_c$  и  $z = c - c_c$ . Значения этих координат и их квадраты записывают в графы 9, 10, 12, 13, 15 и 16, а произведения квадратов координат на веса соответствующих элементов — в графы 11, 14 и 17. В графах 18, 19 и 20 записывают значения моментов инерции масс элементов относительно их собственных центральных осей, соответственно параллельных осям системы.

Моменты инерции всей рассматриваемой системы относительно центральных осей

$$\left. \begin{aligned} I_x &= \sum_{i=1}^n I_{Oxi} + \\ &+ \frac{1}{g} \left( \sum_{i=1}^n q_i y_i^2 + \sum_{i=1}^n q_i z_i^2 \right); \\ I_y &= \sum_{i=1}^n I_{Oyi} + \\ &+ \frac{1}{g} \left( \sum_{i=1}^n q_i z_i^2 + \sum_{i=1}^n q_i x_i^2 \right); \\ I_z &= \sum_{i=1}^n I_{Ozi} + \\ &+ \frac{1}{g} \left( \sum_{i=1}^n q_i x_i^2 + \sum_{i=1}^n q_i y_i^2 \right), \end{aligned} \right\} \quad (93)$$

где  $g$  — ускорение силы тяжести;

$n$  — число элементов в системе.

При расчётах вагонов иногда требуются моменты инерции и относительно других нецентральных осей (например, проходящих через центр колебаний кузова), но им параллельных. Моменты инерции  $I_{x_1}$ ,  $I_{y_1}$  и  $I_{z_1}$  относительно новых осей определяют через найденные  $I_x$ ,  $I_y$  и  $I_z$  по следующим формулам перехода к параллельным осям:

$$\left. \begin{aligned} I_{x_1} &= I_x + MA^2; \\ I_{y_1} &= I_y + MB^2; \\ I_{z_1} &= I_z + MC^2. \end{aligned} \right\} \quad (94)$$

Здесь  $M$  — масса кузова;

$A$ ,  $B$ ,  $C$  — расстояния между осями  $x$  и  $x_1$ ,  $y$  и  $y_1$ ,  $z$  и  $z_1$ , соответственно.

Если вычисление моментов инерции является сложным, а также в ответственных случаях, когда необходимо проверить результаты вычислений, прибегают к их опытному определению. Существует несколько таких способов, как, например, «метод крутильных колебаний», «метод качаний», «метод параллельного подвешивания», описанных в литературе. Однако для определения моментов инерции кузова вагона эти методы оказываются неудобными, так как они требуют наличия мощных подъёмных средств.

Более простым и обеспечивающим достаточную точность результатов является метод упругих колебаний кузова на рессорах, разработанный ЦНИИ МПС в 1936 г. В этом случае загруженный или порожний кузов вагона, покоящийся на тарированных рессорах, приводится в колебательное состояние путём сбрасывания его с подложенных под колёса клиньев.

Возникшие при этом собственные колебания кузова на рессорах при помощи специальных прогибомеров, установленных в четырёх симметричных точках кузова, записываются на ленту осциллографа в виде самостоятельных гармоник, соответствующих трём основным видам колебаний — подпрыгиванию, галопированию и боковой качке. Производятся три последовательных сбрасывания вагона с клиньев: первое — для получения наибольшего подпрыгивания — вагон сбрасывается с клиньев, подложенных под четыре симметрично расположенных в плане колеса вагона, второе — для получения наибольшего галопирования — с клиньев, подложенных под колёса одного конца вагона, и третье — для получения интенсивной боковой качки — с клиньев, находящихся под колёсами одной стороны вагона. Из полученных гармоник находят частоты и периоды собственных колебаний кузова на рессорах, по которым вычисляют: массу  $M$  кузова (из колебаний подпрыгивания), момент инерции  $I_{O_{2y}}$  относительно поперечной горизонтальной оси  $O_2y$ , проходящей через центр колебаний (из колебаний галопирования), и момент инерции  $I_{O_{2x}}$  относительно продольной оси  $O_2x$ , также проходящей через центр колебаний (из колебаний боковой качки). Эти величины находят по формулам

$$\left. \begin{aligned} M &= \frac{\mathcal{K}}{2\pi^2} T_n^2; \\ I_{O_{2y}} &= \frac{l^2 \mathcal{K}}{2\pi^2} T_z^2; \\ I_{O_{1x}} &= \frac{1}{2\pi^2} \left[ \frac{b_6^2 \mathcal{K} (1+k)}{1 + \frac{b_6^2}{b_4^2} k} - \frac{P_k h_u}{2} \right] T_{6k}^2, \end{aligned} \right\} \quad (95)$$

где  $\mathcal{K}$  — жёсткость рессор одной тележки вагона;

$k = \frac{\mathcal{K}_6}{\mathcal{K}_4}$  — отношение жёсткости надбуксовых рессор к жёсткости центральных рессор одной тележки;

$T_n$ ,  $T_z$  и  $T_{6k}$  — соответственно периоды колебаний подпрыгивания, галопирования и боковой качки кузова.

Остальные обозначения те же, что и выше.

Для определения момента инерции кузова относительно центральной вертикальной оси  $zz$  создают собственные колебания виляния кузова на рессорах. Для этого кузов освобождают от ограничителей горизонтальных поперечных перемещений, при помощи троса и лебёдки оттягивают один конец вагона в горизонтальном поперечном направлении на 10—20 мм, после чего трос мгновенно освобождается и вагон приходит в колебательное состояние. Горизонтальные перемещения кузова в пятниковых сечениях записывают при помощи прогибомеров на ленту осциллографа в виде двух гармоник, представляющих два самостоятельных вида колебаний кузова — виляние и поперечный относ. По первой из этих гармоник устанавливается период колебаний виляния кузова, на основании которого находится момент инерции кузова относительно вертикальной оси  $zz$  по формуле, выведенной из формулы (77),

$$I_z = \frac{l^2 \mathcal{K}_A}{2\pi^2} T_\theta^2, \quad (96)$$

где  $T_\theta$  — период колебаний виляния кузова;  $\mathcal{K}_A$  — жёсткость рессорного подвешивания одной тележки при горизонтальном поперечном отклонении кузова.

Если для записи собственных колебаний кузова пользоваться обычными прогибомерами, описанными ниже, то на ленте осциллографа получаются сложные функции как результат наложения отдельных видов колебаний кузова друг на друга. При этом колебания подпрыгивания для симметричного вагона получаются в относительно чистом виде в результате указанного выше соответствующего расположения клиньев; однако разделить галопирование и боковую качку от подпрыгивания и виляние от поперечного отбоя практически невозможно. В таких случаях на осциллограмме регистрируются результаты наложения двух соответствующих видов колебаний — галопирование с подпрыгиванием и виляние с поперечным отбоям.

Так как в обоих случаях составляющие функции представляют собой синусоидальные кривые с одинаковыми амплитудами и различными периодами, то результат их наложения даёт снова периодическую функцию вида

$$z_1 = z_0 \cos \frac{\lambda_2 - \lambda_n}{2} t \cos \frac{\lambda_2 + \lambda_n}{2} t$$

для одной точки кузова и

$$z_2 = z_0 \sin \frac{\lambda_2 - \lambda_n}{2} t \sin \frac{\lambda_2 + \lambda_n}{2} t$$

для симметричной точки кузова;

здесь  $\lambda_2$  и  $\lambda_n$  — частоты составляющих видов колебаний.

Обычно для кузовов вагонов периоды составляющих видов колебаний являются близкими по величине и в этом случае сложные

колебания представляют собой ярко выраженное биение (см. фиг. 5). Определяя из полученной осциллограммы период  $T_c$  сложных колебаний и период  $T_\sigma$  биения, периоды составляющих колебаний найдём по следующим формулам.

Так как

$$T_\sigma = \frac{2\pi}{\lambda_2 - \lambda_n} \quad \text{и} \quad T_c = \frac{4\pi}{\lambda_2 + \lambda_n},$$

то после совместного решения уравнений относительно  $\frac{2\pi}{\lambda_2}$  и  $\frac{2\pi}{\lambda_n}$  получим:

$$\left. \begin{aligned} T_2 = \frac{2\pi}{\lambda_2} &= \frac{2T_\sigma T_c}{2T_\sigma + T_c}; \\ T_n = \frac{2\pi}{\lambda_n} &= \frac{2T_\sigma T_c}{2T_\sigma - T_c}. \end{aligned} \right\} \quad (97)$$

По найденным значениям периодов главных видов колебаний при помощи приведённых выше формул определяют соответствующие моменты инерции.

При определении массы кузова вагона по методу колебаний на рессорах следует иметь в виду, что период колебаний подпрыгивания кузова на рессорах зависит не только от жёсткости рессор, но также и от жёсткости самой конструкции кузова и даже пути, на котором испытывается вагон. Особенно существенно влияние прогиба конструкции кузова у грузовых вагонов, где величина дополнительного прогиба в отдельных случаях может достигать 20—50% от прогиба рессор. Чтобы избежать возможной ошибки, лучше определить результирующую жёсткость поддрессирования из первой формулы (95), принимая значение наддрессорной массы вагона из обычного взвешивания его на весах. В дальнейшем при вычислении моментов инерции наддрессорной массы из последующих опытов в формулах (95) вместо значения жёсткости рессор тележки  $k$  надо принимать уточнённое значение результирующей жёсткости поддрессирования вагона (приходящейся на половину вагона), полученное из первого опыта.

#### Моменты инерции кузовов существующих вагонов

В приведённых ниже таблицах указаны моменты инерции кузовов и другие характеристики некоторых основных типов существующих вагонов.

В таблицах приняты следующие обозначения и размерности:

$Q_T$  — тара вагона в  $t$ ;  
 $Q$  — грузоподъёмность вагона в  $t$ ;  
 $\kappa_T = \frac{Q_T}{Q}$  — технический коэффициент тары;  
 $L_p$  — длина вагона по раме в  $mm$ ;  
 $2l$  — база вагона в  $mm$ ;  
 $h_n$  — полная высота вагона над головкой рельса в  $mm$ ;  
 $B$  — ширина вагона по раме в  $mm$ ;

$h$  — высота центра тяжести кузова от головки рельса без учёта веса ходовых частей в  $mm$ ;

$h'$  — то же, с учётом веса ходовых частей в  $mm$ ;

$a$  и  $b$  — координаты центра тяжести кузова по осям  $x$  и  $y$  в  $mm$ ;

$I_x$ ,  $I_y$  и  $I_z$  — моменты инерции массы кузова относительно осей  $x$ ,  $y$  и  $z$  (оси  $x$  и  $y$  лежат в плоскости осей колёсных пар — см. фиг. 1,  $a$ , а ось  $z$  проходит через геометрический центр вагона), определённые по формулам (90), в  $kgm^2$ .

Четырёхосный пассажирский вагон длиной 20,2 м дальнего следования (жёсткий некупейный) — табл. 3 и 4.

Таблица 3

#### Исходные данные

$Q_T$	$Q$	$\kappa_T$	$2l$	$L_p$	$h_n$	$B$
42,0	8,0	5,25	13 970	20 170	4 333	3 140

Таблица 4

#### Расчётные величины

Координаты центра тяжести	Порожний вагон	Грузовой вагон	Моменты инерции	Порожний вагон	Грузовой вагон
$h$	1 890	2 000	$I_x$	12 400	15 800
$h'$	1 450	1 590	$I_y$	139 000	160 000
$a$	433	461	$I_z$	133 000	151 000
$b$	38	55			

\* Центр тяжести смещён в сторону котла отопления — вдоль и в сторону поперечных диванов — поперёк вагона.

Четырёхосный пассажирский вагон длиной 20,2 м дальнего следования (жёсткий, купейный) — табл. 5 и 6.

Таблица 5

#### Исходные данные

$Q_T$	$Q$	$\kappa_T$	$2l$	$L_p$	$h_n$	$B$
43,5	6,0	7,2	13 970	20 170	4 333	3 140

Таблица 6

#### Расчётные величины

Координаты центра тяжести	Порожний вагон	Грузовой вагон	Моменты инерции	Порожний вагон	Грузовой вагон
$h$	1 990	2 060	$I_x$	12 900	16 100
$h'$	1 530	1 630	$I_y$	139 400	162 000
$a$	410	465	$I_z$	133 000	153 000
$b$	30	45			

Четырёхосный крытый вагон сварной конструкции грузоподъемностью 50 т — табл. 7 и 8.

Таблица 7

## Исходные данные

$Q_T$	$Q$	$\kappa_T$	$2l$	$L_p$	$h_n$	$B$
22,0 21,0	50	0,42 0,35	5 810 5 810	8 810 8 810	3 780 3 780	3 194 3 194
22,0	50	0,44	9 830	13 510	3 861	3 150

Таблица 8

## Расчётные величины

Координаты центра тяжести и моменты инерции	Порожний вагон	Груженный 50 т; груз заполняет			
		весь объём кузова	2/3 объёма кузова	1/2 объёма кузова	1/3 объёма кузова
$h$	1 975	2 340	2 100	1 870	1 640
$h'$	1 573	2 110	1 900	1 700	1 490
$I_x$	5 930	31 370	24 900	19 600	15 400
$I_y$	32 600	132 000	123 000	120 000	116 000
$I_z$	29 700	110 000	110 000	110 000	110 000

Четырёхосный полувагон сварной конструкции с деревянной обшивкой грузоподъемностью 60 т — табл. 9 и 10.

Таблица 9

## Исходные данные

$Q_T$	$Q$	$\kappa_T$	$2l$	$L_p$	$h_n$	$B$
22,7	60	0,38	8 650	12 700	3 270	3 210

Таблица 10

## Расчётные величины

Координаты центра тяжести и моменты инерции	Порожний вагон	Груженный 50 т; груз заполняет			
		весь объём кузова	2/3 объёма кузова	1/2 объёма кузова	1/3 объёма кузова
$h$	1 550	2 170	1 990	1 803	1 610
$h'$	1 130	2 000	1 830	1 659	1 490
$I_x$	3 700	31 000	25 200	20 300	16 400
$I_y$	31 000	127 000	121 000	116 000	113 000
$I_z$	30 200	108 000	103 000	103 000	103 000

Четырёхосный полувагон-хоппер сварной конструкции грузоподъемностью 60 т — табл. 11 и 12.

Таблица 11

## Исходные данные

$Q_T$	$Q$	$\kappa_T$	$2l$	$L_p$	$h_n$	$B$
21,0 21,0	50 60	0,42 0,35	5 810 5 810	8 810 8 810	3 780 3 780	3 194 3 194

Таблица 12

## Расчётные величины

Координаты центра тяжести и моменты инерции	Порожний вагон	Груженный		
		50 т угля (уд. вес. 0,8 т/м³)	60 т угля (уд. вес. 0,8 т/м³)	60 т руды (уд. вес. 2 т/м³)
$h$	1 645	2 375	2 545	1 850
$h'$	1 095	2 090	2 310	1 730
$I_x$	3 900	31 200	43 400	23 600
$I_y$	14 400	60 600	77 700	45 600
$I_z$	13 200	40 100	46 700	34 800

Четырёхосная платформа грузоподъемностью 60 т — табл. 13 и 14.

Таблица 13

## Исходные данные

$Q_T$	$Q$	$\kappa_T$	$2l$	$L_p$	$h_n$	$B$
22,0	60	0,57	9 294	12 974	1 725*	3 150

\* Указана высота до верхней кромки закрытого бокового борта.

Таблица 14

## Расчётные величины

Координаты центра тяжести и моменты инерции	Порожний вагон	Груженный 50 т	
		до высоты 3,5 м от головки рельса	сталью
$h$	1 050	2 320	1 300
$h'$	800	2 090	1 200
$I_x$	1 510	29 700	8 900
$I_y$	27 000	123 000	103 000
$I_z$	27 600	103 000	103 000

Четырёхосная цистерна ёмкостью 50 м³ — табл. 15 и 16.

Таблица 15

## Исходные данные

$Q_T$	$Q$	$\kappa_T$	$2l$	$L_p$	$h_n$	$L_{котла}$	$D_{котла}$
21,60	50	0,430	7 120	10 800	4 476	9 600	2 620

Таблица 16  
Расчётные величины

Координаты центра тяжести	Порож- ный ва- гон	Гружен- ный 48 т мазута	Моменты инерции	Порож- ный ва- гон	Гружен- ный 48 т мазута
$h$	1 860	2 430	$I_x$	4 700	26 500
$h'$	1 290	2 170	$I_y$	20 800	77 400
			$I_z$	17 700	52 800

Двухосный крытый вагон грузоподъём- ностью 20 т — табл. 17 и 18.

Таблица 17  
Исходные данные

$Q_T$	$Q$	$\kappa_T$	$2l$	$L_p$	$h_n$	$B$
11,4	20	0,57	3 900	6 650	3 947	3 107

Таблица 18  
Расчётные величины

Координаты центра тяжести и моменты инерции	Порож- ный вагон	Груженый 20 т; груз заполняет			
		весь объём кузова	$\frac{1}{4}$ объёма кузова	$\frac{1}{2}$ объёма кузова	$\frac{3}{4}$ объёма кузова
$h$	1 750	2 310	2 090	1 850	1 620
$h'$	1 390	2 130	1 930	1 720	1 510
$I_x$	2 960	13 300	10 300	8 000	6 270
$I_y$	6 430	22 900	20 100	17 900	16 100
$I_z$	5 050	13 500	13 500	13 500	13 500

Двухосная платформа грузоподъёмностью 16,5 т — табл. 19 и 20.

Таблица 19  
Исходные данные

$Q_T$	$Q$	$\kappa_T$	$2l$	$L_p$	$h_n$	$B$
7,3	16,5	0,44	5 500	9 201	1 521	2 910

Таблица 20  
Расчётные величины

Координаты центра тяжести	Порож- ный вагон	Гружен- ный 16,5 т руды	Моменты инерции	Порож- ный вагон	Гружен- ный 16,5 т руды
$h$	1 122	1 622	$I_x$	498	2 980
$h'$	824	1 476	$I_y$	3 700	7 260
			$I_z$	3 920	5 190

Двухосная цистерна ёмкостью 25 м<sup>3</sup> постройки 1945—1948 гг. — табл. 21 и 22.

Таблица 21  
Исходные данные

$Q_T$	$Q$	$\kappa_T$	$2l$	$L_p$	$h_n$	$L_{котла}$	$D_{котла}$
13,5	25	0,54	4 200	7 900	4 280	6 820	2 218

Таблица 22  
Расчётные величины

Координаты центра тяжести	Порож- ный вагон	Гружен- ный 21,5 т мазута	Моменты инерции	Порож- ный вагон	Гружен- ный 21,5 т мазута
$h$	1 620	2 050	$I_x$	2 750	10 900
$h'$	1 340	1 910	$I_y$	7 740	23 700
			$I_z$	6 020	15 100

**Пример 1.** Определить основные динамические характеристики полувагона грузоподъёмностью 60 т при следующих исходных данных: тара полувагона  $Q_T = 22,7$  т, в том числе вес тележек  $2Q_{мт} = 9,0$  т, вес двух наддресорных балок тележек  $2Q_{н} = 1,0$  т, база полувагона  $2l = 8,65$  м.

Рессорное подвешивание — типовое комбинированное. Каждый рессорный комплект состоит из четырёх пружин наружных, четырёх внутренних и одной эллиптической листовой рессоры.

Груз 60 т заполняет объём кузова полувагона полностью.

Определим расчётные величины.

Надресорный вес полувагона с грузом

$$P_K = Q + Q_T - 2Q_{мт} + 2Q_{н} = 60\,000 + 22\,700 - 9\,000 + 1\,000 = 74\,700 \text{ кг.}$$

Момент инерции обрессоренной массы полувагона с грузом относительно центра колебаний га- лопирования принимаем по табл. 10

$$I_{O_2y} = 127\,000 \text{ кгмсек}^2.$$

Соответствующий радиус инерции массы

$$r_z = \sqrt{\frac{I_{O_2y} g}{P_K}} = \sqrt{\frac{127\,000 \cdot 9,81}{74\,700}} = 4,08 \text{ м.}$$

Жёсткости пружин и рессор определяем по формулам (49) и (97), приведённым на стр. 740 и 744.

Принимая размеры элементов рессор и пружин по альбому чертежей тележек грузовых вагонов (Трансжелдориздат, 1950), найдём:

$$\text{для наружной пружины}$$

$$ж_{н} = \frac{d^4 G}{8 D^3 n} = \frac{3^4 \cdot 0,8 \cdot 10^8}{8 \cdot 10,8^3 \cdot 4,5} = 1\,430 \text{ кг/см;}$$

для внутренней пружины

$$ж_{в} = \frac{1,6^4 \cdot 0,8 \cdot 10^8}{8 \cdot 5,7^3 \cdot 9,5} = 370 \text{ кг/см;}$$

для эллиптической рессоры

$$ж_3 = \frac{E b h^3}{12 l^3} (3m + 2n) t =$$

$$= \frac{2,05 \cdot 10^8 \cdot 12 \cdot 1,2^3}{12 \cdot 24,25^3} (3 \cdot 2 + 2 \cdot 3) t \approx$$

$$\approx 3\,000 \text{ кг/см}^2.$$

Полная жёсткость одного комплекта

$$ж_k = 4 (ж_{II} + ж_{\theta}) + ж_{\Sigma} = 4 (1\,430 + 370) + 3\,000 = 10\,200 \text{ кг/см.}$$

Полная жёсткость рессор одной тележки

$$ж = 2ж_k = 2 \cdot 10\,200 = 20\,400 \text{ кг/см.}$$

Коэффициент относительного трения в листовой рессоре (32):

$$\varphi = \frac{h(n-1)}{L} = 2 \cdot 0,8 \frac{1,2(5-1)}{51,5} \approx 0,15,$$

где  $\mu$  — коэффициент трения между листами рессоры;

$L$  — полная хорда рессоры.

Принимая коэффициент относительного трения пружины равным 0,5%, по формуле (34) получим коэффициент относительного трения всего комплекта

$$\varphi = \frac{\sum \varphi_i ж_i}{\sum ж_i} = \frac{0,15 \cdot 3\,000 + 4 \cdot 0,005 (1\,430 + 370)}{10\,400} \approx 0,05.$$

Статический прогиб для обрессоренной массы полувагона с грузом получим по формуле

$$f_{cm} = \frac{P_k}{2ж} + 0,6 = \frac{74\,700}{2 \cdot 20\,400} + 0,6 = 2,43 \text{ см,}$$

где 0,6 — дополнительный прогиб от деформаций рамы полувагона, элементов тележек и рельсового пути, найденный из опытов.

Периоды колебаний надрессорной массы:

для подпрыгивания — по формуле (6):

$$T_n = 0,2 \sqrt{f_{cm}} = 0,2 \sqrt{2,43} = 0,31 \text{ сек.};$$

для галопирования — по формуле (68):

$$T_z = 0,2 \frac{p_z}{l} \sqrt{f_{cm}} = 0,2 \frac{4,08}{4,325} \sqrt{2,43} = 0,29 \text{ сек.}$$

Соответствующие критические скорости для случая движения по путям с рельсовыми звеньями  $L_p = 12,5$  м определим по формулам (65) и (70):

$$v_{кр. n} = \frac{3,6 L_p}{T_n} = \frac{3,6 \cdot 12,5}{0,31} = 145 \text{ км/час};$$

$$v_{кр. z} = \frac{3,6 L_p}{T_z} = \frac{3,6 \cdot 12,5}{0,29} = 155 \text{ км/час.}$$

Следовательно, повышенные колебания грузёного полувагона могут быть только при скоростях 72,5 — 77,5 км/час. Опыты показывают, что для скоростей движения до 70 км/час по путям среднего качественного состояния динамические прогибы рессор не превосходят 40% от статического, что соответствует коэффициенту динамики, определённого по формуле (85),

$$k_d = \frac{f_d}{f_{cm}} (1 + \varphi) + \varphi = 0,44 (1 + 0,05) + 0,05 = 0,47.$$

Колебания боковой качки, поперечного отхода и виляния для этого типа вагона (с большой базой и низко расположенным центром тяжести) незначительные и обычно не рассматриваются. Вагон, обладающий такими динамическими характеристиками, в эксплуатации вполне удовлетворяет требованиям безопасности движения.

**Пример 2.** Определить основные динамические характеристики для четырёхосной платформы, загруженной длинномерным грузом при следующих исходных данных: тара платформы  $Q_T = 22,0$  т, база  $2l = 9,3$  м, тележки двухосные с типовыми комбинированными рессорными комплектами (пример 1).

Груз весом  $Q = 54$  т имеет прямоугольную prizматическую форму длиной  $L = 18$  м и высотой 2,8 м. Высота центра тяжести груза над плоскостью осей колёсных пар  $h_y = 2,4$  м.

Определим расчётные величины.

Обрессоренный вес платформы с грузом

$$P_k = Q + Q_T - 2Q_m + 2Q_n = 54\,000 + 22\,000 - 9\,000 + 1\,000 = 68\,000 \text{ кг.}$$

Момент инерции груза относительно центра колебаний галопирования получим по формуле (94) и табл. 1:

$$I_{yгр} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{L^2 + h^2}{12} + \frac{Q}{g} h_y^2 = \frac{54\,000}{9,81} \left( \frac{18^2 + 2,8^2}{12} + 2,4^2 \right) = 152\,000 + 31\,700 = 183\,700 \text{ кгмсек}^2.$$

Момент инерции обрессоренной массы платформы относительно центра колебаний галопирования принимаем по табл. 14

$$I_{yпл} \approx 27\,000 \text{ кгмсек}^2.$$

Суммарный момент инерции платформы с грузом относительно центра колебаний галопирования

$$I_{O_y} = I_{yгр} + I_{yпл} = 183\,700 + 27\,000 = 210\,700 \text{ кгмсек}^2.$$

Соответствующий радиус инерции платформы с грузом

$$\rho_z = \sqrt{\frac{I_{O_y} g}{P_k}} = \sqrt{\frac{210\,700 \cdot 9,81}{68\,000}} = 5,54 \text{ м.}$$

Статический прогиб центра тяжести обрессоренной массы платформы с грузом с учётом прогибов рамы и тележек платформы и рельсового пути

$$f_{cm} = \frac{P_k}{2ж} + 0,6 = \frac{68\,000}{2 \cdot 20\,400} + 0,6 \approx 2,2 \text{ см.}$$

Периоды собственных колебаний платформы с грузом на рессорах:

для подпрыгивания — по формуле (6)

$$T_n = 0,2 \sqrt{f_{cm}} = 0,2 \sqrt{2,2} \approx 0,3 \text{ сек.},$$

для галопирования — по формуле (68)

$$T_z = 0,2 \frac{p_z}{l} \sqrt{f_{cm}} = 0,2 \frac{5,54}{4,65} \sqrt{2,2} \approx 0,36 \text{ сек.}$$

Соответствующие критические скорости для случая движения платформы с грузом по путям с рельсовыми звеньями длиной  $L_p = 12,5$  м получим по формулам:

$$v_{кр. n} = \frac{3,6 L_p}{T_n} = \frac{3,6 \cdot 12,5}{0,3} = 150 \text{ км/час};$$

$$v_{кр. z} = \frac{3,6 L_p}{T_z} = \frac{3,6 \cdot 12,5}{0,36} = 125 \text{ км/час.}$$

Следовательно, увеличение колебаний подпрыгивания и галопирования платформы с грузом будет при скоростях движения 75 и 62,5 км/час соответственно.

Учитывая, что количество трения в рессорном подвешивании, составляющее 5%, существенно меньше необходимого количества, определяемого по формуле (58),

$$\varphi_0 = 78,5 \frac{h}{f_{cm}} = 78,5 \frac{5}{22} \approx 18\%,$$

следует ожидать появления значительных колебаний обрессоренной массы при движении платформы по путям среднего качественного состояния с полученными выше значениями скоростей.

Проведённые ЦНИИ МПС динамические испытания платформы с длинномерным грузом, имеющим аналогичные параметры, подтверждают этот вывод. На фиг. 15 изображён график изменения амплитуд колебаний рессор платформы в зависимости от скорости движения, из которого следует, что колебания галопирования достигают наибольших значений при скорости 62,5 км/час, а колебания подпрыгивания 75 км/час (точнее 76 км/час).

Суммарный динамический прогиб рессор достигает 14 мм, что составляет 87% от статического и соответствует следующему значению коэффициента динамики:

$$k_d = \frac{f_d}{f_{cm}} (1 + \varphi) + \varphi = 0,87 (1 + 0,05) + 0,05 = 0,97.$$

Динамические испытания платформы с тем же грузом, но при изъятии из рессорных комплектов

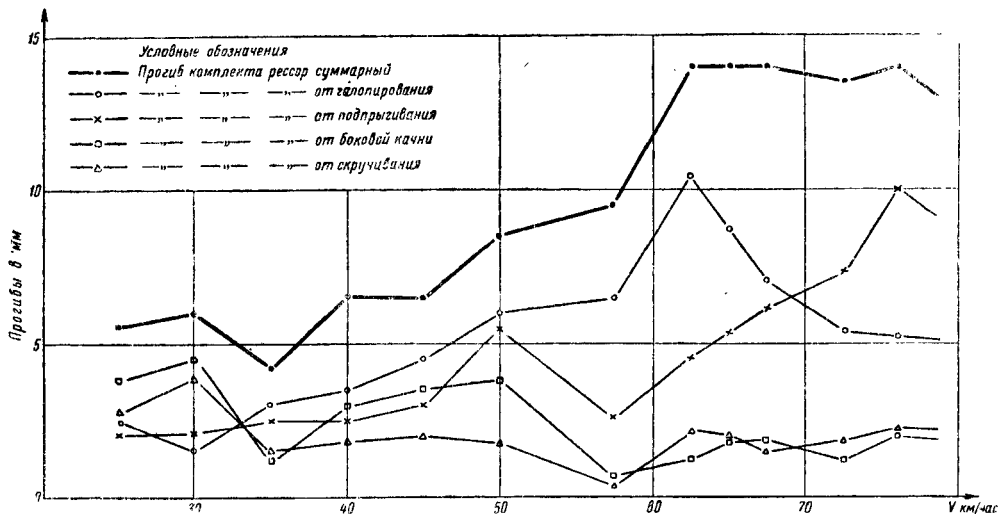
листовых рессор (что привело к увеличению эластичности подвешивания на 33% и почти полному отсутствию трения в нём) показали, что уже при скоростях движения 50 км/час динамические прогибы рессор достигают величины статических, т. е. в отдельные моменты времени нагрузка на рессорные комплекты или в два раза больше статической или равна нулю (полное обезгруживание).

Перевозка таких грузов на одной платформе по условиям обеспечения безопасности движения допустима лишь с ограничением скорости движения до 50 км/час в случае платформы с комбинированным рессорным подвешиванием и до 40 км/час — при комплектах, составленных из четырёх пружин.

Для скоростей движения, соответствующих обычным возвышениям наружного рельса над внутренним, формула имеет вид

$$H_{цк} \approx 0,075 P_k. \quad (99)$$

Центробежная сила  $H_{цТ}$ , действующая на элементы тележки и приложенная в её центре тяжести, определяется также по формулам (98) и (99), в которых вместо веса кузова  $P_k$  следует подставить вес тележки  $P_T$ . Положе-



Фиг. 15. Сводные результаты измерений деформаций рессор при динамических испытаниях четырехосной платформы с длинномерным грузом

### СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВАГОН ПРИ ДВИЖЕНИИ В КРИВЫХ

#### Боковая нагрузка от центробежной силы и давления ветра

При движении вагона в кривых участках пути на все его части действуют центробежные силы, направленные наружу кривой. Центробежную силу, действующую на кузов вагона и приложенную в его центре тяжести, определяют с учётом разгружающего влияния возвышения наружного рельса по формуле

$$H_{цк} = P_k \left( \frac{v^2}{gR 3,6^2} - \frac{h_p}{2s} \right), \quad (98)$$

где  $P_k$  — вес кузова вагона с грузом в кг;  
 $v$  — скорость движения вагона в км/час;  
 $R$  — радиус кривой в м;  
 $h_p$  — возвышение наружного рельса над внутренним в м;  
 $2s$  — расстояние между кругами катания колёсной пары в м;  
 $g$  — ускорение силы тяжести в м/сек<sup>2</sup>;  
 $3,6$  — коэффициент для соблюдения размерности

$$\left( v \left[ \frac{м}{сек} \right] = \frac{v \left[ \frac{км}{час} \right]}{3,6} \right).$$

ние центра тяжести тележки по высоте принимают на уровне осей колёсных пар.

При расчётах элементов вагона наряду с центробежными силами учитывают также нагрузки от давления ветра на его боковую поверхность.

Величину результирующей давления ветра на боковую поверхность кузова определяют по формуле

$$H_{вк} = p_v F_k, \quad (100)$$

где  $p_v$  — удельное давление ветра, которое может быть принято при расчётах вагонов равным 50 кг/м<sup>2</sup>;  
 $F_k$  — площадь проекции кузова на вертикальную плоскость, параллельную продольной оси вагона.

Результирующая давления ветра  $H_{вк}$  прилагается в геометрическом центре указанной проекции кузова нормально к её плоскости.

Величину результирующей давления ветра  $H_{вТ}$  на боковую поверхность тележки определяют также по формуле (100), где вместо площади боковой проекции кузова  $F_k$  нужно подставлять площадь  $F_T$ , которую подсчитывают как площадь прямоугольника, описанного около боковой проекции тележки. Результирующая давления ветра на тележку прикладывается к той же точке, что и равнодействующая от центробежных сил.



Введём дополнительные обозначения:

- $\beta_\sigma$  — угол между плоскостью рамы тележки и осью колёсной пары;
- $\beta_\pi$  — угол между подрессорной и наддрессорной балками;
- $2b_\pi$  — расстояние между центрами верхних шарниров люлечных подвесок;
- $h$  — расстояние от оси колёсной пары до равнодействующей боковой нагрузки;
- $P_{KT}$  — вес частей вагона, приходящихся на люлечные рессоры одной тележки;
- $H_{KT}$  — равнодействующая боковых сил, действующих на кузов, приходящаяся на одну тележку;
- $\kappa_\sigma$  — жёсткость надбуксовых рессор одной стороны тележки;
- $\kappa_\pi$  — жёсткость комплекта люлечных рессор одной стороны тележки;
- $\varphi_\pi$  — коэффициент относительного трения люлечных рессор;
- $\varphi_\sigma$  — коэффициент относительного трения надбуксовых рессор.

Вертикальные нагрузки на рессоры тележки с люлькой, вызываемые боковыми силами, составляют:

$$P_\pi = \kappa_\pi \Delta f_\pi (1 + \varphi_\pi) + \varphi_\pi \frac{P_{cm}}{2}; \quad (101)$$

для комплекта рессор на одной буксе

$$P_\sigma = \frac{\kappa_\sigma}{2} \Delta f_\sigma (1 + \varphi_\sigma) + \varphi_\sigma \frac{P_{cm}}{4}, \quad (102)$$

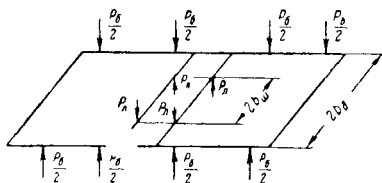
где  $\Delta f_\pi$  и  $\Delta f_\sigma$  — соответственно прогибы центральных и надбуксовых рессор, вызванные боковыми силами;

$$\Delta f_\pi = b_\pi \beta_\pi; \quad (103)$$

$$\Delta f_\sigma = b_\sigma \beta_\sigma. \quad (104)$$

Углы наклона  $\beta_\pi$  и  $\beta_\sigma$  определяются из системы уравнений (146).

Вертикальные усилия  $P_\pi$  на верхние шарниры люлечных подвесок находят из условия равновесия рамы тележки (фиг. 16)



Фиг. 16. Схема загрузки рамы тележки вертикальными нагрузками, обусловленными действием боковых сил

$$P_\pi = \frac{P_\sigma b_\sigma}{b_\pi}. \quad (105)$$

Для безлюлечных тележек, имеющих только центральное рессорное подвешивание, при расположении рессорных комплектов в поперечной плоскости, проходящей через середину базы тележки,  $P_\pi$  определяют по формулам (101) и (103); при этом угол  $\beta_\pi$  определяют по формуле (138).

Для жёстких рессорных комплектов, обычно применяемых в тележках грузовых вагонов,

$$P_\pi = \frac{H_{KT} h}{2b_\pi}. \quad (106)$$

Дополнительную вертикальную нагрузку на боковину тележки грузовых вагонов, вызываемую боковыми силами, определяют обычно по формуле (106).

Возможные схемы загрузки наддрессорной балки от действия вертикальной и боковой нагрузок изображены на фиг. 17.

Выражение суммы моментов  $M$  сил  $P_{KT}$  и  $H_{KT}$  относительно продольной оси вагона, проходящей через точку  $A$  пятника (пренебрегая малыми высшего порядка), имеет вид (фиг. 17, а)

$$M = H_{KT} h_\sigma - P_{KT} \left( \frac{d}{2} - h_{\pi\sigma} \beta \right), \quad (107)$$

где  $h_\sigma$  — расстояние от плоскости пятника до равнодействующей боковых сил;  
 $h_{\pi\sigma}$  — то же, до центра тяжести кузова;  
 $d$  — диаметр пятника;  
 $\beta$  — угол наклона кузова, определяемый по формулам (138, 144, 146, 149).

При  $M < 0$ , т. е. при

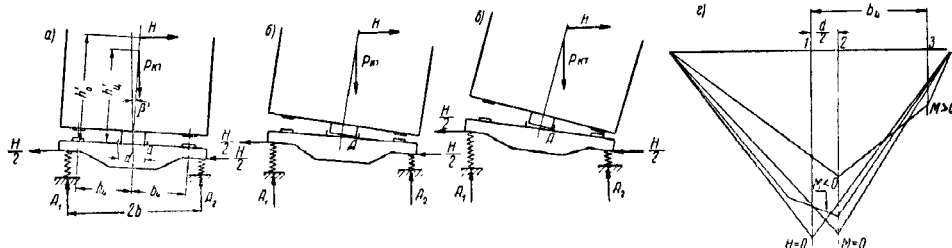
$$H_{KT} h_\sigma < P_{KT} \left( \frac{d}{2} - h_{\pi\sigma} \beta \right),$$

пятник всей своей поверхностью лежит на подпятнике, и следовательно, кузов не опирается на боковые скользуны.

При  $M > 0$  кузов опирается одновременно на сколзун и точку  $A$  пятника (фиг. 17, в).

При  $M = 0$  (фиг. 17, б) возможно опирание кузова или только на пятник или одновременно на пятник и сколзун.

На фиг. 17, г изображены эпюры изгибающих моментов в наддрессорной балке, соответствующие трём возможным загрузкам ( $M < 0$ ;  $M = 0$ ;  $M > 0$ ) и для сравнения эпюра изгибающих моментов только от вертикальной нагрузки ( $H_{KT} = 0$ ).



Фиг. 17. Схема загрузки наддрессорной балки

Из эпюры следует, что для сечения 1 (по середине балки) наиболее опасной является вертикальная нагрузка при отсутствии боковой; для сечения 2 (по краю пятника) наиболее опасной является нагрузка, соответствующая  $M = 0$ ; для сечения 3 (посредине бокового скользуна) — нагрузка, соответствующая  $M > 0$ .

**Силы взаимодействия между колёсами и рельсами, возникающие при движении четырёхосного вагона по кривому участку пути**

В кривом участке пути в связи с наличием зазоров между гребнями колёс и рельсами, под действием боковых сил, приложенных к пятнику, горизонтальных реакций рельсов и сил трения между колёсами и рельсами возможны следующие установки в колесе движущейся тележки:

- 1) хордовая, когда гребни двух колёс прижаты к наружному рельсу (фиг. 18);
- 2) с наибольшим перекосом, когда гребень переднего колеса прижат к наружному рельсу, а гребень заднего колеса — к внутреннему рельсу (фиг. 19);
- 3) промежуточная, когда гребень только переднего внешнего колеса прижат к наружному рельсу (фиг. 20).

Обозначим:

$F_{тр}$  — сила трения между колесом и рельсом; ( $F_{тр} = P_{бр} \mu$ , где  $P_{бр}$  — вертикальное давление колеса на рельс от веса вагона брутто;  $\mu$  — коэффициент трения между бандажем и рельсом);

$H_{брТ}$  — боковая нагрузка, равная сумме центробежной силы брутто вагона и равнодействующей давления ветра на вагон, приходящихся на одну тележку;

$Y$  — направляющее усилие набегающего колеса первой по ходу колёсной пары;

$2s$  — расстояние между кругами катания колёсной пары;

$2l_T$  — база тележки;

$\alpha, \beta, \alpha_1, \beta_1$  — углы между продольной осью тележки и радиусом, проведённым из полюса вращения к точке контакта колеса и рельса;

$a$  — расстояние от полюса вращения до центра тележки.

Движение тележки в кривой рассматривается как сложное, состоящее из поступательного — в направлении продольной оси тележки и вращательного — вокруг полюса поворота, принимаемого вследствие указанных ниже допущений лежащим на продольной оси тележки. Полюсом вращения называется точка, являющаяся основанием перпендикуляра, опущенного из центра кривой на продольную ось тележки. При хордовой установке полюс вращения совпадает с се-

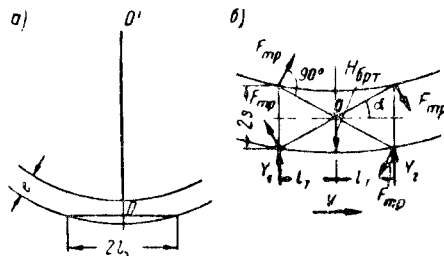
рединой базы тележки; при установке с наибольшим перекосом полюс вращения смещается в сторону задней (по ходу движения) оси на расстояние от середины базы тележки

$$a_0 = \frac{eR}{2l_T}, \quad (108)$$

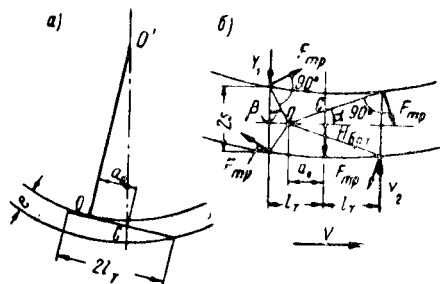
где  $e$  — суммарный зазор между гребнями колёс и рельсами;

$R$  — радиус кривой.

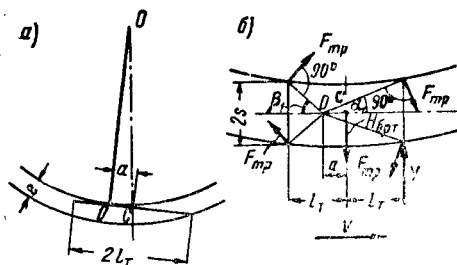
При промежуточной установке расстояние полюса вращения от центра тележки находится в интервале  $0 < a < a_0$ .



Фиг. 18. Положение тележки в кривом участке пути (хордовое)



Фиг. 19. Положение тележки в кривом участке пути (наибольшего перекоса)



Фиг. 20. Положение тележки в кривом участке пути (промежуточное)

Определение сил взаимодействия колёс с рельсами при движении тележки по кривой производится при следующих допущениях:

- 1) вертикальные давления колёс на рельсы равны между собой;
- 2) горизонтальные силы действуют в одной плоскости;
- 3) рама тележки абсолютно жёсткая, колесные пары не смещаются относительно рамы.

<sup>1</sup> Для расчётов на прочность принимают  $\mu = 0,2$  а для проверки устойчивости  $\mu = 0,2 \div 0,3$ .

При таких допущениях возможным установкам тележки в кривой соответствуют следующие боковые нагрузки  $H_{брТ}$  на пятник:

хордовой  $H_{брТ} \geq H_x$ ;

промежуточной  $H_n < H_{брТ} < H_x$ ;

с наибольшим перекосом  $H_{брТ} \leq H_n$ ,

где

$$H_x = \frac{4F_{mp}}{\cos \alpha}; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{l_T}; \quad (109)$$

$$H_n = 2F_{mp} \left[ 2 \cos \beta + \frac{s}{l_T} (\sin \alpha + \sin \beta) \right]. \quad (110)$$

Здесь

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{l_T + a_0}; \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{s}{l_T - a_0}. \quad (111)$$

Положение полюса вращения  $a$  и направляющего усилия  $Y$  для промежуточной установки тележки в кривой определяется из следующих уравнений равновесия тележки:

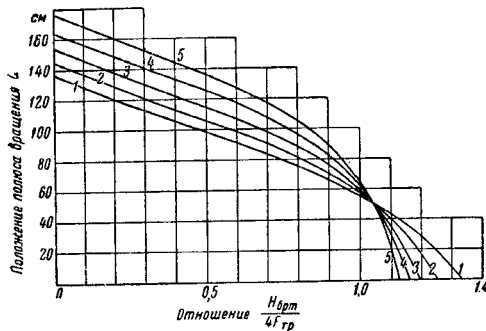
$$2F_{mp} (\cos \beta_1 - \cos \alpha_1) + Y - H = 0; \quad (112)$$

$$2F_{mp} (2l_T \cos \beta_1 + s \sin \beta_1 + s \sin \alpha_1) - Hl_T = 0, \quad (113)$$

где

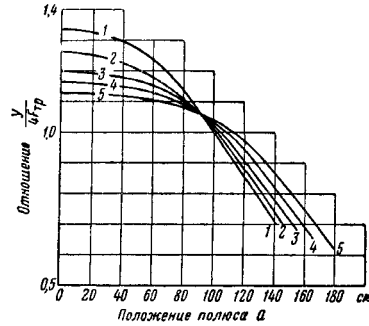
$$\left. \begin{aligned} \cos \beta_1 &= \frac{l_T - a}{\sqrt{s^2 + (l_T - a)^2}}; \\ \sin \beta_1 &= \frac{s}{\sqrt{s^2 + (l_T - a)^2}}; \\ \cos \alpha_1 &= \frac{l_T + a}{\sqrt{s^2 + (l_T + a)^2}}; \\ \sin \alpha_1 &= \frac{s}{\sqrt{s^2 + (l_T + a)^2}}. \end{aligned} \right\} \quad (114)$$

Из уравнений (113) и (114) путём подбора определяется  $a$  и затем из уравнения (112)  $Y$ . Для решения практических задач ниж. П. Г. Проскурневым построены по уравнениям (112) — (114) кривые зависимости по-



Фиг. 21. График зависимости положения полюса вращения тележки  $a$  от отношения  $\frac{H_{брТ}}{4F_{mp}}$  для тележек с различными базами: 1—для  $2l_T = 180$  см, 2—для  $2l_T = 210$  см, 3—для  $2l_T = 240$  см, 4—для  $2l_T = 270$  см, 5—для  $2l_T = 300$  см

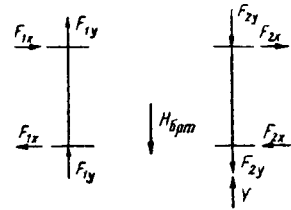
ложения полюса вращения  $a$  от отношения  $\frac{H_{брТ}}{4F_{mp}}$  для пяти тележек с различными базами (фиг. 21), а также кривые зависимости отношения  $\frac{Y}{4F_{mp}}$  от положения полюса вращения  $a$  для тех же пяти тележек (фиг. 22).



Фиг. 22. График зависимости отношения  $\frac{Y}{4F_{mp}}$  от положения полюса вращения тележки  $a$  для тележек с различными базами: 1—для  $2l_T = 180$  см, 2—для  $2l_T = 210$  см, 3— для  $2l_T = 240$  см, 4—для  $2l_T = 270$  см, 5—для  $2l_T = 300$  см

По найденной величине направляющего усилия  $Y$  определяют остальные силы, действующие на элементы тележки, которые используются при оценке устойчивости движения колёсной пары по рельсовому пути, а также при расчёте элементов тележки на прочность.

Ниже приведены формулы для определения усилий, возникающих в элементах тележек в результате взаимодействия между колёсами и рельсами при движении вагона в кривых участках пути.



Фиг. 23. Схема горизонтальных сил, действующих на колёсную пару от рельсов

Продольные и поперечные составляющие сил трения между колёсами и рельсами определяют по формулам (фиг. 23): для задней колёсной пары

$$\left. \begin{aligned} F_{1Y} &= F_{mp} \cos \beta_1; \\ F_{1X} &= F_{mp} \sin \beta_1; \end{aligned} \right\} \quad (115)$$

для передней колёсной пары

$$\left. \begin{aligned} F_{2Y} &= F_{mp} \cos \alpha_1; \\ F_{2X} &= F_{mp} \sin \alpha_1. \end{aligned} \right\} \quad (116)$$

Усилия, передающиеся на шейки оси соответственно задней и передней колёсной пары, составляют:

перпендикулярные продольной оси вагона

$$H_1 = 2F_{1Y} - H_q \quad \text{и} \quad H_2 = Y - 2F_{2Y} - H_q, \quad (117)$$

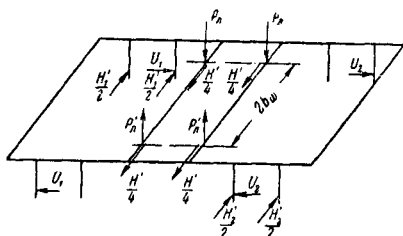
где  $H_q$  — центробежная сила одной колёсной пары;

параллельные продольной оси вагона

$$U_1 = F_{1X} \frac{s}{b_\sigma} \quad \text{и} \quad U_2 = F_{2X} \frac{s}{b_\sigma}, \quad (118)$$

где  $2b_\sigma$  — расстояние между серединами шеек оси одной колёсной пары.

На фиг. 24 изображена схема загрузки рамы челюстной тележки пассажирского вагона горизонтальными силами, а также реакциями люлечных подвесок, возникающими при движении тележки по кривым участкам пути.



Фиг. 24. Схема загрузки рамы челюстной тележки пассажирского вагона

На схеме обозначено:

$H'$  — боковая нагрузка, равная сумме центробежной силы обрессоренных частей вагона и равнодействующей ветровой нагрузки на кузов, приходящаяся на одну тележку;

$H'_1$  и  $H'_2$  — равные усилия, боковые реакции соответственно задней и передней челюстей, определяемые по формулам:

$$H'_1 = (F_{1X} + F_{2X}) \frac{s}{l_T} - \frac{H'}{2}; \quad (119)$$

$$H'_2 = (F_{1X} + F_{2X}) \frac{s}{l_T} + \frac{H'}{2}; \quad (120)$$

$U_1$  и  $U_2$  — продольные реакции соответственно задней и передней челюстей, определяемые по формуле (118);

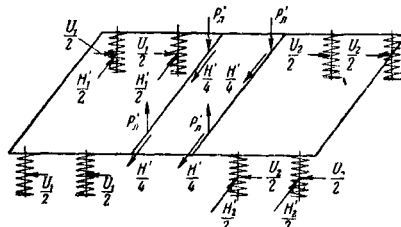
$P'_a = \frac{H'h_a}{4b_{ш}}$  — вертикальная реакция люлечной подвески;

$2b_{ш}$  — расстояние между верхними шарнирами люлечных подвесок, укрепленных на одной поперечной балке рамы тележки;

$h_a$  — расстояние от центра верхнего шарнира люльки до плоскости, проходящей через оси колёсных пар для рам челюстных тележек, и до плоскости, проходящей через середины высот под брутто вагона надбуксовых рессор для рам бесчелюстных тележек.

На фиг. 25 изображена схема загрузки рамы бесчелюстной тележки пассажирского вагона.

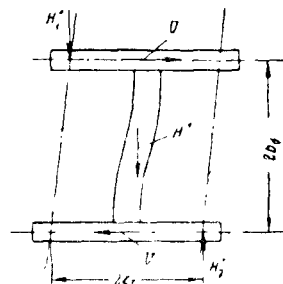
Для рам бесчелюстных тележек с крыльчатыми буксами усилие  $H'_1$  распределяется поровну между надбуксовыми рессорами задней



Фиг. 25. Схема загрузки рамы бесчелюстной тележки пассажирского вагона

колёсной пары, а усилие  $H'_2$  — между надбуксовыми рессорами передней колёсной пары.

Схема горизонтальных сил, действующих на тележку грузового вагона при движении по криволинейному участку пути, изображена на фиг. 26. На этой схеме сила  $U = U_1 + U_2$ ; направление сил  $H'_1$  и  $H'_2$  соответствует случаю, при котором зазоры между передней галтелью шейки и подшипником



Фиг. 26. Схема горизонтальных сил, действующих на тележку грузового вагона при движении по криволинейному участку пути

меньше, чем между последним и задней галтелью, а полюс вращения находится за задней осью.

Величина сил  $H'_1$  и  $H'_2$  находится по формулам:

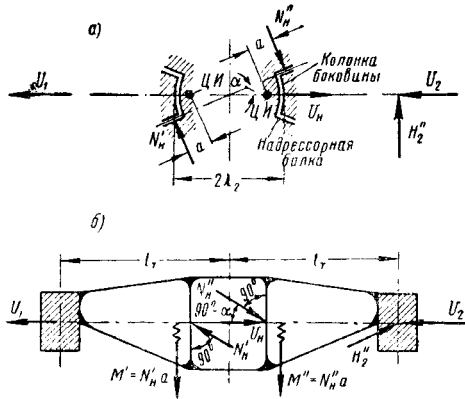
$$H'_1 = \frac{2b_\sigma U}{2l_T} - \frac{H''}{2}; \quad (121)$$

$$H'_2 = \frac{2b_\sigma U}{2l_T} + \frac{H''}{2}, \quad (122)$$

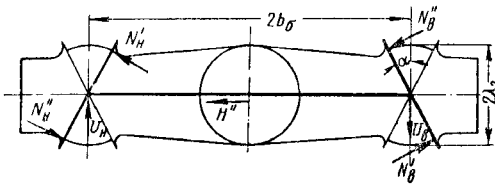
где  $H''$  — боковая нагрузка, равная сумме центробежной силы брутто вагона за вычетом веса колёсных пар и равнодействующей ветровой нагрузки на кузов, приходящаяся на одну тележку.

На фиг. 27 изображена схема загрузки наружной (по отношению к центру кривой) боковины бесвязевой тележки грузового ва-

гона, а на фиг. 28—наддресорной балки этой же тележки горизонтальными силами, возникающими при движении тележки по кривому



Фиг. 27. Схема загрузки боковины бесвязевой тележки



Фиг. 28. Схема загрузки наддресорной балки бесвязевой тележки

участку пути. Силы взаимодействия  $N'_n$ ,  $N''_n$  и  $U_n$  с наружной боковиной и  $N'_o$ ,  $N''_o$  и  $U_o$  с внутренней определяются из выражений (фиг. 27 и 28):

$$\left. \begin{aligned} N'_n &= H'_2 \frac{l_T \cos^2 \alpha - l_2}{2\lambda_2 \cos \alpha}; \\ N''_n &= H'_2 \frac{l_T \cos^2 \alpha + \lambda_2}{2l_2 \cos \alpha}; \\ U_n &= U - H'_2 \operatorname{tg} \alpha; \end{aligned} \right\} \quad (123)$$

$$\left. \begin{aligned} N'_o &= H'_1 \frac{l_T \cos^2 \alpha - l_2}{2l_2 \cos \alpha}; \\ N''_o &= H'_1 \frac{l_T \cos^2 \alpha + \lambda_2}{2\lambda_2 \cos \alpha}; \\ U_o &= U - H'_1 \operatorname{tg} \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (124)$$

Схема загрузки наружной (по отношению к центру кривой) боковины грузовой тележки с поперечной связью усилиями, возникающими при движении тележки по кривому участку пути, изображена на фиг. 29, а на фиг. 30 показана схема загрузки поперечной связи в этом же случае.

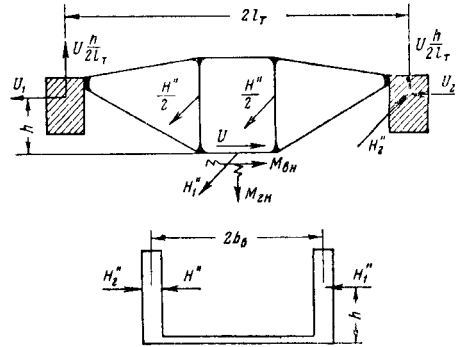
На наружный конец поперечной связи действуют изгибающие моменты  $M_{oH}$  в верти-

кальной плоскости и  $M_{oH}$  в горизонтальной плоскости:

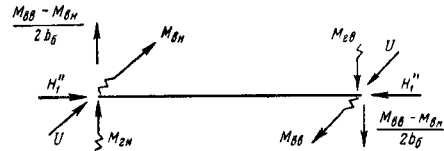
$$M_{oH} = (H'_2 - H'') h; \quad (125)$$

$$M_{oH} = H'_2 l_T, \quad (126)$$

где  $h$  — расстояние между нижним поясом и плоскостью, проходящей через оси колёсных пар.



Фиг. 29. Схема загрузки боковины тележки с поперечной связью



Фиг. 30. Схема загрузки поперечной связи тележки

Соответствующие изгибающие моменты, действующие на внутренний конец поперечной связи,

$$M_{oH} = H'_1 h; \quad (127)$$

$$M_{oH} = H'_1 l_T. \quad (128)$$

Кроме того, поперечная связь сжимается силой  $H'_1$ .

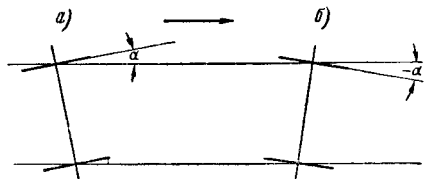
Моменты  $M_{oH}$ ,  $M_{oH}$  и силы  $H'_1$  и  $U = U_1 + U_2$  передаются на нижний пояс наружной боковины. Соответственно на нижний пояс внутренней боковины передаются моменты  $M_{oH}$ ,  $M_{oH}$  и силы  $H'_1$  и  $U$ .

## УСТОЙЧИВОСТЬ ВАГОНА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО РЕЛЬСОВОМУ ПУТИ

### Устойчивое движение колёсной пары по рельсам

Иногда колесо сходит с рельса в месте, где не обнаруживается каких-либо дефектов пути, которые могли бы явиться непосредственной причиной схода. При этом гребень колеса, постепенно выползая, поднимается на головку рельса, затем пересекает рельс, оставляя на его поверхности видимый след, и попадает на внешнюю сторону рельсовой колеи.

Рассмотрим необходимые условия качения колёсной пары по рельсам, при которых не происходитсползания гребня колеса на рельс. При движении вагона по рельсовому пути колёсные пары за счёт имеющихся зазоров могут устанавливаться под некоторым углом к рельсам, называемым углом набегания. Угол набегания считают положительным, когда колесо стремится взойти на рельс (фиг. 31, а), и отрицательным, когда колесо стремится отойти от рельса (фиг. 31, б). При таком движении колёсной пары

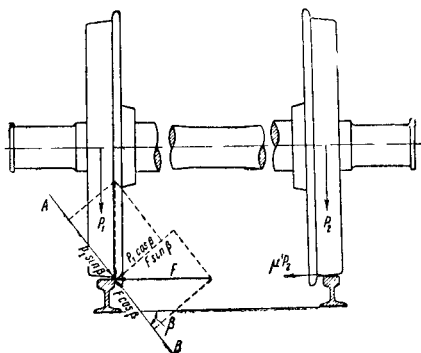


Фиг. 31. Положение колёсной пары на рельсах

единственным препятствием против схода её с рельсов является гребень колеса.

На колёсную пару при движении действуют вертикальные и горизонтальные статические и динамические нагрузки, которые могут быть сведены к двум вертикальным силам  $P_1$  и  $P_2$ , прижимающим колёса к рельсам, и одной горизонтальной (действующей на колёсную пару вдоль её оси от рамы вагона или рамы тележки — равное усилие) силе  $F$ , стремящейся сдвинуть колёсную пару поперёк пути (фиг. 32).

Для предотвращения всползания гребня на головку рельса под действием силы  $F$



Фиг. 32. Силы, действующие на колёсную пару, приведённые к контактным точкам с рельсами

необходимо, чтобы под действием вертикальной силы  $P_1$  происходило непрерывное соскальзывание колеса вниз. Такое соскальзывание обеспечивается только тогда, когда проекция силы  $P_1$  на плоскость  $AB$ , касательную к образующей поверхности гребня, больше суммы проекций на ту же плоскость всех остальных сил (с учётом сил трения), действующих на колёсную пару. Следовательно, должно быть соблюдено условие:

$$P_1 \sin \beta > (F + \mu' P_2) \cos \beta + \mu (F + \mu' P_2) \sin \beta + \mu P_1 \cos \beta, \quad (129)$$

где  $\mu$  — коэффициент трения скольжения гребня по закруглению головки рельса;  $\mu'$  — то же поверхности катания колеса по головке рельса;

$\beta$  — угол между образующей поверхности гребня и горизонтальной плоскостью (фиг. 32).

Неравенство (1) обычно представляют в более удобной форме

$$\frac{F + \mu' P_2}{P_1} < \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta}. \quad (130)$$

Наибольшие («критические») значения этого отношения, подсчитанные для различных углов наклона гребня  $\beta$  и коэффициентов трения  $\mu$ , приводятся в табл. 23.

Таблица 23

Коэффициент трения $\mu = \mu'$	Значения $\frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta}$		
	Отношение $\frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta}$ при $\beta$ , равных		
	80°	70°	60°
0,20	2,57	1,64	1,13
0,25	2,24	1,48	1,03
0,30	2,00	1,34	0,95

Формула (130) справедлива лишь при малых углах набегания, и при увеличении последних устойчивость колеса против схода несколько ухудшается.

Из формулы (130) и табл. 23 следует, что устойчивость колёсной пары увеличивается с уменьшением коэффициентов трения  $\mu$  и  $\mu'$ , а также с уменьшением боковой качки, поперечного отбоя и виляния вагона, приводящих к увеличению силы  $F$ , к перераспределению нагрузок  $P_1$  и  $P_2$  между колёсами колёсной пары и увеличению отношения левой части неравенства (130).

**Пример 1.** Определить запас устойчивости от схода с рельсов передней колёсной пары четырёхосного полувагона грузоподъёмностью 60 т при движении его в кривой при следующих исходных данных: вес брутто вагона  $P_{бр} = 82$  т, вес тележки (без наддрессорной балки)  $P_T = 4$  т, длина кузова  $L_K = 13$  м, высота проекции на вертикальную плоскость боковой поверхности кузова  $h_K = 2,3$  м, длина тележки  $L_T = 2,75$  м, высота тележки  $h_T = 0,95$  м, высота над головкой рельса центра тяжести кузова гружёного вагона (при нагрузке до  $1/4$  объёма)  $h'_y = 1,5$  м, высота над головкой рельса результирующей давления ветра на кузов  $h'_v \approx h'_y$ , диаметр колёс  $D = 0,95$  м, база тележки  $2l_T = 1,8$  м, расстояние между кругами катания колёсной пары  $2s \approx 1,6$  м, коэффициент трения скольжения колеса по рельсу  $\mu = 0,2$ .

Боковые нагрузки на вагон получим по формулам (99) и (100):

$$H_{qK} = 0,075 P_K = 0,075 (P_{бр} - 2P_T) =$$

$$= 0,075 (82 - 2 \cdot 4) = 5,55 \text{ т};$$

$$H_{qT} = 0,075 P_T = 0,075 \cdot 4 = 0,30 \text{ т};$$

$$H_{вK} = p_v L_K h_K = 0,05 \cdot 13 \cdot 2,3 = 1,50 \text{ т};$$

$$H_{вT} = p_v L_T h_T = 0,05 \cdot 2,75 \cdot 0,95 = 0,13 \text{ т}.$$

Боковая нагрузка, приходящаяся на одну тележку,

$$H_{брТ} = \frac{H_{цк} + H_{вк}}{2} + H_{цТ} + H_{вТ} = \\ = \frac{5,55 + 1,50}{2} + 0,30 + 0,13 \approx 4,0 \text{ т.}$$

По уравнениям (112) и (113) и фиг. 21 и 22 определим направляющее усилие набегающего колеса передней колёсной пары

$$Y = 8,0 \text{ т.}$$

Рамное усилие, действующее на шейку оси набегающей колёсной пары, определим по формуле (117), причём силой  $H_q$  ввиду её малости пренебрегаем.

$$H_2 = Y_p = 4,52 \text{ т.}$$

Вертикальные нагрузки от колёс набегающей колёсной пары на рельсы получаем по формулам:

$$P_1 = \frac{P_{бр}}{8} + \frac{(H_{цк} + H_{вк}) \frac{h_y}{4 \cdot 2s} + (H_{цТ} + H_{вТ}) \frac{D}{2}}{4 \cdot 2s} + \\ + \frac{Y_p D}{4s} = \frac{82}{8} + \frac{(5,55 + 1,50) \cdot 1,5 + (0,30 + 0,13) \cdot 0,475}{4 \cdot 1,6} + \\ + \frac{4,52 \cdot 0,95}{2 \cdot 1,6} = 10,25 + 1,69 + 1,34 = 13,28 \text{ т;} \\ P_2 = 2 \frac{P_{бр}}{8} - P_1 = 20,5 - 13,28 = 7,22 \text{ т.}$$

Устойчивость колёсной пары проверяем по формуле (130), правая часть которой при  $\mu = 0,2$  и  $\beta = 60^\circ$  согласно табл. 23 составляет 1,13

$$\frac{Y_p + \mu P_1}{P_1} = \frac{4,52 + 0,2 \cdot 7,22}{13,28} = 0,45 < 1,13.$$

Запас устойчивости против схода колёсной пары с рельсов определяется отношением

$$\eta_1 = \frac{1,13}{0,45} = 2,5.$$

Иногда на практике для простоты расчётов устойчивость колёсной пары оценивается без учёта перераспределения нагрузок между колёсами колёсной пары, вызванного действием боковых нагрузок, что приводит к некоторому занижению коэффициента запаса.

В рассмотренном примере такой метод приводит к следующим результатам:

$$\frac{Y_p + \mu \frac{P_{бр}}{8}}{\frac{P_{бр}}{8}} = \frac{4,52 + 0,2 \cdot 10,25}{10,25} = 0,64 < 1,13;$$

$$\eta_1 = \frac{1,13}{0,64} = 1,78.$$

Из полученных результатов следует, что опасность схода с рельсов четырёхосного полувагона вследствие всползания гребня колеса на головку рельса в условиях нормальной эксплуатации практически отсутствует.

**Пример 2.** Трёхосный вагон весом  $P_{бр}$  с высотой центра тяжести  $h_y = 1,5 \text{ м}$ , базой  $2l = 9 \text{ м}$  и распределением нагрузки на I, II, III колёсные пары как 5 : 4 : 5 соответственно, при отсутствии необходимых продольных и поперечных разбегов у средней оси, движется по кривой с малой скоростью. Возвышение наружного рельса над внутренним составляет  $h_p = 125 \text{ мм}$ .

Имеющееся уширение колеи в кривой допускает лишь такое движение, при котором гребни колёс передней и задней колёсных пар касаются наружного, а средней колёсной пары — внутреннего рельсов, причём между гребнем колеса задней колёсной пары вагона и рельсом реакции ещё не возникает (фиг. 33). В этом случае при движении вагона в кривой вращение его в плане будет происходить вокруг геометрического центра вагона, т. е. как для случая хордовой установки.

Так как при малой скорости движения центробежная сила практически отсутствует, то вследствие крена вагона, вызванного возвышением  $h_p$  наружного рельса над внутренним, появится боковая сила, действующая внутрь кривой, равная

$$H_{бр} = P_{бр} \frac{h_p}{2s}.$$

Величины направляющих усилий  $Y_1$  и  $Y_2$  передней и средней колёсных пар получим из следующих уравнений равновесия вагона в горизонтальной плоскости:

$$Y_1 l - \frac{5}{7} P_{бр} \mu l \cos \alpha_1 - \frac{5}{7} P_{бр} \mu s \sin \alpha_1 - \\ - \frac{2}{7} P_{бр} \mu s = 0;$$

$$Y_2 - P_{бр} \frac{h_p}{2s} - Y_1 = 0,$$

где

$$\cos \alpha = \frac{l}{\sqrt{l^2 + s^2}} = \frac{4,5}{\sqrt{4,5^2 + 0,8^2}} = 0,986;$$

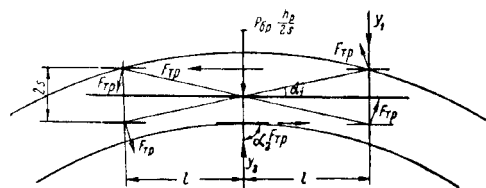
$$\sin \alpha = \frac{s}{\sqrt{l^2 + s^2}} = \frac{0,8}{\sqrt{4,5^2 + 0,8^2}} = 0,175;$$

$\mu$  — коэффициент трения скольжения между колесом и рельсом, принимаемый равным 0,25;  $2s \approx 1,6 \text{ м}$  — расстояние между кругами катания колёсной пары.

Подставляя исходные данные в уравнения, получим:

$$Y_1 = 0,195 P_{бр};$$

$$Y_2 = 0,273 P_{бр}.$$



Фиг. 33. Силы, возникающие при движении трёхосного вагона в кривой

Горизонтальные силы, действующие на шейки осей набегающих колёсных пар (рамные усилия), получим по формуле

$$Y_{P1} = Y_1 - 2 \frac{5}{28} P_{бр} \mu \cos \alpha_1 = \\ = P_{бр} \left( 0,195 - \frac{5 \cdot 0,25 \cdot 0,986}{14} \right) = 0,107 P_{бр};$$

$$Y_{P2} = Y_2 - 2 \frac{4}{28} P_{бр} \mu \cos \alpha_2 = Y_2.$$

Вертикальные нагрузки от колёс на рельсы рассматриваемых колёсных пар:

для первой колёсной пары:  
нагрузка на наружный рельс

$$P_1 = \frac{5}{28} P_{бр} \left( 1 - \frac{h_p}{2s} \frac{h_y}{s} \right) + \frac{Y_{P1} D}{2 \cdot 2s} = \\ = \frac{5}{28} P_{бр} \left( 1 - 0,078 \frac{1,5}{0,8} \right) + \frac{0,107 P_{бр} \cdot 0,5}{1,6} \approx \\ \approx 0,19 P_{бр};$$

нагрузка на внутренний рельс

$$P_2 = \frac{5}{28} P_{бр} \left( 1 + 0,078 \frac{1,5}{0,8} \right) - \\ - \frac{0,107 P_{бр} \cdot 0,5}{1,6} \approx 0,17 P_{бр};$$

для второй колёсной пары:  
нагрузка на внутренний рельс

$$P_1 = \frac{4}{28} P_{\delta p} \left( 1 + \frac{h_p}{2s} \frac{h_q}{s} \right) + \frac{Y_{p_2} D}{2 \cdot 2s} =$$

$$= \frac{4}{28} P_{\delta p} \left( 1 + 0,078 \frac{1,5}{0,8} \right) + \frac{0,273 \cdot P_{\delta p} 0,5}{1,6} \approx$$

$$\approx 0,25 P_{\delta p};$$

нагрузка на наружный рельс

$$P_2 = \frac{4}{28} P_{\delta p} \left( 1 - 0,078 \frac{1,5}{0,8} \right) -$$

$$- \frac{0,273 \cdot P_{\delta p} 0,5}{1,6} \approx 0,04 P_{\delta p}.$$

Условие устойчивости для первой колёсной пары

$$\frac{Y_{p_1} + \nu P_2}{P_1} = \frac{0,107 P_{\delta p} + 0,25 \cdot 0,17 P_{\delta p}}{0,19 P_{\delta p}} =$$

$$= 0,78 < 1,03;$$

то же для второй колёсной пары

$$\frac{Y_{p_2} + \nu P_2}{P_1} = \frac{0,273 P_{\delta p} + 0,2 \cdot 0,04 P_{\delta p}}{0,25 P_{\delta p}} =$$

$$= 1,13 > 1,03.$$

Соответствующие запасы устойчивости

$$\gamma_1 = \frac{1,03}{0,78} = 1,3;$$

$$\gamma_2 = \frac{1,03}{1,13} = 0,91 < 1.$$

Из полученного следует, что передняя колёсная пара имеет небольшой запас устойчивости от схода, вторая колёсная пара совершенно не имеет запаса устойчивости и, следовательно, её сход с рельсов является неизбежным.

Для безопасности движения трёхосного вагона поперечные и продольные разбеги колёсных пар должны допускать его свободную (промежуточную или наибольшего перекаса) установку в кривых участках пути.

### Устойчивость вагона от опрокидывания

При движении вагона в кривой на него действует центробежная сила, которая при неблагоприятном сочетании с ветровой нагрузкой и инерционными силами, возникающими от колебаний кузова на рессорах, стремится опрокинуть вагон наружу кривой пути. В качестве меры поперечной устойчивости вагона от опрокидывания принимают отношение  $\gamma$ , называемое коэффициентом поперечной устойчивости,

$$\gamma = \frac{P_0}{P_{cm}}, \quad (131)$$

где  $P_{cm}$  — статическая нагрузка колеса на рельс;

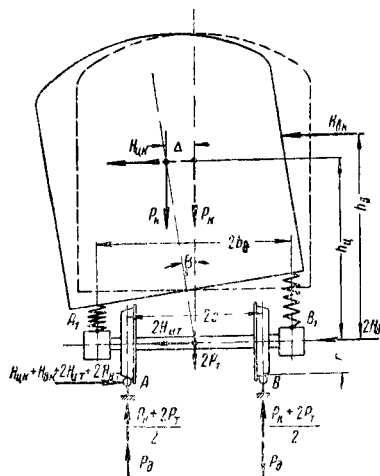
$P_0$  — дополнительная нагрузка колеса на рельс от действия центробежной силы и результирующей давления ветра с учётом нагрузок, вызванных перераспределением статической нагрузки между колёсами, вследствие возникающих при этом деформаций рессор и перемещений кинематических систем тележек.

Величина коэффициента  $\gamma$  выражает собой степень обезгруживания колёс одной стороны

вагона под действием боковых усилий, приложенных к вагону. При отсутствии опрокидывающих (боковых) сил  $\eta = 0$ , а при величинах этих сил, приводящих к опрокидыванию вагона,  $\gamma \geq 1$ .

На обезгруживание колёс вагона большое влияние оказывают также колебания кузова вагона на рессорах. Так как влияние этих колебаний на обезгруживание колёс у грузовых вагонов больше, чем у пассажирских, допускаемую величину  $\gamma$  для грузовых вагонов устанавливают соответственно меньшей.

Для необходимого запаса устойчивости от опрокидывания вагона величина коэффициента  $\gamma$  согласно рекомендациям ЦНИИ МПС и НИБ Главвагона МТрМ должна быть не более 0,7 для пассажирских и 0,4 для грузовых вагонов (в порожнем и гружёном состоянии).



Фиг. 34. К расчёту поперечной устойчивости вагона

Полная дополнительная динамическая нагрузка от колёс одной стороны вагона на внешний рельс при действии боковых сил с учётом перераспределения статической нагрузки между колёсами от перемещения центра тяжести кузова, вызванного деформациями рессор, равна (фиг. 34)

$$P_0 = H_{ук} \frac{h_k + r}{2s} + H_{ек} \frac{h_k + r}{2s} +$$

$$+ (H_{укT} + H_{екT}) \frac{r}{s} + P_k \frac{\Delta}{2s}, \quad (132)$$

где  $H_{ук}$  и  $H_{укT}$  — равнодействующие центробежных сил кузова и тележки вагона, определяемые по формуле (99);

$H_{ек}$  и  $H_{екT}$  — результирующие давления ветра на боковую поверхность кузова и тележки;

$\Delta$  — горизонтальное поперечное перемещение центра тяжести кузова от действия боковых сил;

$r$  — радиус колеса.

(Остальные обозначения — на фиг. 34.)



Введём обозначения:

$$\left. \begin{aligned} H_{цк} h_{ц} + H_{вк} h_{в} &= \gamma P_{к} h; \\ H_{цТ} + H_{вТ} &= \gamma P_{Т}; \\ \frac{2P_{Т}}{P_{к}} &= \delta, \end{aligned} \right\} \quad (133)$$

где  $h$  — высота положения равнодействующей боковых сил над плоскостью осей колёсных пар;

$2P_{Т}$  — вес тележек вагона.

$$\gamma = \frac{H_{цк} + H_{вк}}{P_{к}}; \quad h = \frac{H_{цк} h_{ц} + H_{вк} h_{в}}{H_{цк} + H_{вк}}.$$

Формула (131) примет вид

$$\gamma_i = \frac{\gamma [h + r(1 + \delta)] + \Delta}{s(1 + \delta)}. \quad (134)$$

Величину горизонтального отклонения центра тяжести кузова для вагонов, у которых отсутствует шарнирно-маятниковая люлька и все рессоры под действием горизонтальных сил не имеют горизонтальных отклонений, определяют по формуле

$$\Delta = \beta h_{ц}, \quad (135)$$

где  $\beta$  — угол наклона кузова, обусловленный деформацией рессор под действием вертикальной и боковой нагрузок.

Величина угла наклона (крена)  $\beta$  определяется из условия равновесия наклонённого кузова.

Сумма моментов всех сил, действующих на кузов вагона, у которого все рессоры расположены на одинаковом расстоянии от продольной плоскости симметрии вагона (фиг. 34)

$$H_{цк} h_{ц} + H_{вк} h_{в} + P_{к} h_{ц} \beta - b_{\delta}^2 \kappa \beta = 0, \quad (136)$$

где  $\kappa$  — жёсткость всех рессор вагона;

$2b_{\delta}$  — расстояние между рессорами по ширине вагона;

откуда

$$\beta = \frac{H_{цк} h_{ц} + H_{вк} h_{в}}{b_{\delta}^2 \kappa - P_{к} h_{ц}} \quad (137)$$

или после преобразования и замены  $h_{ц} \approx h$  и  $\frac{P_{к}}{\kappa} = f_{см}$ , где  $f_{см}$  — статический прогиб рессор, выражение (137) получит вид:

$$\beta = \frac{\gamma}{b_{\delta}^2 f_{см} h - 1} \quad (138)$$

и формула (135) преобразуется в следующую:

$$\Delta = \frac{h_{ц} \gamma}{b_{\delta}^2 f_{см} h - 1}. \quad (139)$$

Для вагона с тележками двойного и тройного рессорного подвешивания, у которого центральные рессоры расположены на меньшем расстоянии друг от друга, чем надбуксовые, а горизонтальные поперечные переме-

щения подрессорной балки отсутствуют, угол крена  $\beta$  определяют также по формуле (138), причём в этом случае

$$f_{см} = f_{\delta} + \frac{b_{\delta}^2}{b_{ц}^2} f_{ц}, \quad (140)$$

где  $b_{\delta}$  и  $b_{ц}$  — соответственно половины расстояний между надбуксовыми и центральными рессорами по ширине вагона;

$f_{\delta}$  и  $f_{ц}$  — статические прогибы надбуксовых и центральных рессор соответственно.

При наличии в системе рессорного подвешивания шарнирно-маятниковой люльки горизонтальное отклонение центра тяжести кузова складывается из горизонтального перемещения подрессорной (нижней люлечной) балки, отклонения кузова вследствие деформаций рессор и обратного его отклонения вследствие поворота подрессорной балки при наклонных люлечных подвесках в сторону, противоположную крену на рессорах (фиг. 35),

$$\Delta = y + (\beta_{ц} + \beta_{\delta} - \varepsilon) h_{ц}, \quad (141)$$

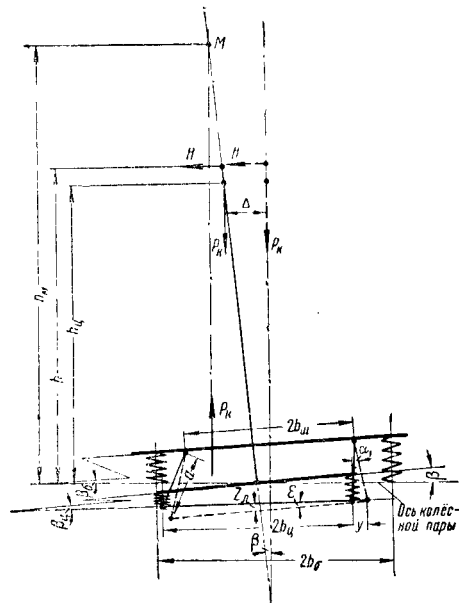
где  $y$  — горизонтальное перемещение подрессорной балки;

$\beta_{ц}$  — угол между наддресорной и подрессорной балками;

$\beta_{\delta}$  — угол между плоскостью рамы тележки, проходящей через верхние шарниры люлечных подвесок, и осью колёсной пары;

$\varepsilon$  — угол поворота подрессорной балки.

Для определения величин  $y$ ,  $\beta_{ц}$ ,  $\beta_{\delta}$  и  $\varepsilon$  принимают опоры люлечных и надбуксовых рессор лежащими в плоскости осей колёсных пар и составляют уравнения равновесия моментов внешних сил и реакций люлечных и надбуксовых рессор соответственно:



Фиг. 35. К расчёту крена и поперечного смещения центра тяжести кузова

$$\left. \begin{aligned} P_k (\beta_u + \beta_\sigma - \varepsilon) h_u + \gamma P_k h &= \\ &= \kappa_u b_u^2 \beta_u + \tau_u P_k b_u; \\ P_k (\beta_u + \beta_\sigma - \varepsilon) h_u + \gamma P_k h + \\ + P_k y &= \kappa_\sigma b_\sigma^2 \beta_\sigma + \tau_\sigma P_k b_\sigma, \end{aligned} \right\} \quad (142)$$

где  $\kappa_u$  и  $\kappa_\sigma$  — жёсткости люлечных и надбуксовых рессор вагона соответственно;

$\tau_u$  и  $\tau_\sigma$  — коэффициенты относительного трения люлечных и надбуксовых рессор соответственно.

Остальные обозначения те же, что и выше.

В уравнениях (142) первые члены правых частей выражают моменты упругих сил, а последние члены — моменты сил трения в рессорах.

Как показал Н. А. Ковалёв при составлении уравнения равновесия шарнирно-стержневой люльки с наклонными подвесками, в качестве необходимого дополнительного условия для определения неизвестных наиболее удобно воспользоваться принципом возможных перемещений. За возможные перемещения принимают бесконечно малые изменения поперечного смещения подрессорной балки  $dy$ , её подъёма  $dz_u$  и поворота  $d\varepsilon$ .

Так как люлька находится в равновесии, сумма работ всех приложенных к люльке сил на бесконечно малых перемещениях  $dy$ ,  $dz_u$  и  $d\varepsilon$  должна быть равна нулю:

$$P_k (\gamma + \beta_\sigma) dy - P_k dz_u - P_k [h_u (\beta_u + \beta_\sigma - \varepsilon) + \gamma h] d\varepsilon = 0. \quad (143)$$

Из геометрических соотношений можно написать:

$$\varepsilon = \frac{y \operatorname{tg} \alpha}{b_u}; \quad z_u = \frac{y^2}{2a \cos \alpha}, \quad (144)$$

где  $\alpha$  — угол наклона люлечной подвески к вертикали (в неотклонённом положении);

$a$  — длина люлечной подвески.

Дифференцируя выражения (144), получим

$$d\varepsilon = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{b_u} dy; \quad dz_u = \frac{y}{a \cos \alpha} dy. \quad (145)$$

Подставляя выражения (144) и (145) в уравнения (142) и (143), получим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \left( \frac{b_u^2}{f_u} - h_u \right) \beta_u - h_u \beta_\sigma + h_u \frac{\operatorname{tg} \alpha}{b_u} y &= \\ &= \gamma h - \tau_u b_u; \\ - h_u \beta_u + \left( \frac{b_\sigma^2}{f_\sigma} - h_u \right) \beta_\sigma - \\ - \left( 1 - h_u \frac{\operatorname{tg} \alpha}{b_u} \right) y &= \gamma h - \tau_\sigma b_\sigma; \\ h_u \frac{\operatorname{tg} \alpha}{b_u} \beta_u - \left( 1 - h_u \frac{\operatorname{tg} \alpha}{b_u} \right) \beta_\sigma + \\ + \left( \frac{1}{a \cos \alpha} - h_u \frac{\operatorname{tg} \alpha}{b_u^2} \right) y &= \\ &= \gamma \left( 1 - \frac{h \operatorname{tg} \alpha}{b_u} \right). \end{aligned} \right\} \quad (146)$$

Решая систему (146) относительно  $\beta_u$ ,  $\beta_\sigma$  и  $y$ , учитывая также соотношение (144) между  $y$  и  $\varepsilon$ , подставляем полученные значения в уравнение (141) и получаем отклонение центра тяжести кузова  $\Delta$ . Зная  $\Delta$ , определяем коэффициент поперечной устойчивости  $\eta$  по формуле (134).

При отсутствии шарнирно-маятниковой люльки и наличии поперечных перемещений надрессорной балки за счёт деформаций рессор центрального подвешивания (упругая люлька) величину  $y$  находят по формуле

$$y = \frac{\gamma P_k}{\kappa_\sigma}, \quad (147)$$

где  $\kappa_\sigma$  — жёсткость центральных рессор вагона при поперечном (боковом) отклонении.

Так как при отсутствии люльки величина  $\varepsilon = 0$ , то формула (141) и система уравнений (146) имеют вид:

$$\Delta = y + (\beta_u + \beta_\sigma) h_u; \quad (148)$$

$$\left. \begin{aligned} \left( \frac{b_u^2}{f_u} - h_u \right) \beta_u - h_u \beta_\sigma &= \gamma h - \tau_u b_u; \\ - h_u \beta_u + \left( \frac{b_\sigma^2}{f_\sigma} - h_u \right) \beta_\sigma &= \gamma h + \\ + y - \tau_\sigma b_\sigma. \end{aligned} \right\} \quad (149)$$

Подобный вид имеют формулы в случае шарнирно-маятниковой люльки, но при вертикальных подвесках. В последнем случае величину  $y$  для малых отклонений вычисляют по формуле

$$y = \gamma a, \quad (150)$$

где  $a$  — длина вертикальной маятниковой подвески.

**Пример.** Определить коэффициент поперечной устойчивости пассажирского вагона длиной 20,2 м, имеющего тележки типа ЦВТК; вагон характеризуется следующими основными данными:

$$2b_u = 158,4 \text{ см}; \quad 2b_\sigma = 211,4 \text{ см}; \quad h_u \approx h = 165 \text{ см};$$

$$a = 41,4 \text{ см}; \quad \alpha = 0,097; \quad \operatorname{tg} \alpha = 0,098;$$

$$\cos \alpha = 0,995; \quad P_k = 36,0 \text{ т}; \quad \tau_u = 0,09;$$

$$\tau_\sigma = 0; \quad f_u = 9,20 \text{ см}; \quad f_\sigma = 2,90 \text{ см};$$

$$\gamma = 0,16; \quad r = 52,5 \text{ см}; \quad 2P_T \approx 14\,000 \text{ кг}.$$

Подставляя эти данные в систему (146), получим:

$$514\beta_u - 165\beta_\sigma + 0,2042y = 19,0;$$

$$-165\beta_u + 3\,635\beta_\sigma - 0,7958y = 26,4;$$

$$0,2042\beta_u - 0,7958\beta_\sigma + 0,0240y = 0,127.$$

Решая систему и учитывая выражения (144), получаем:

$$\beta_u = 0,038; \quad \beta_\sigma = 0,010; \quad y = 5,3 \text{ см}; \quad \varepsilon = 0,0066.$$

Отклонение  $\Delta$  центра тяжести кузова получим по формуле (141)

$$\Delta = 5,3 + (0,038 + 0,010 - 0,0066) 165 = 12,2 \text{ см}.$$

Коэффициент поперечной устойчивости согласно формуле (134) составляет

$$\eta = \frac{0,16(165 + 52,5 \cdot 1,39) + 12,2}{79 \cdot 1,39} = 0,46 < 0,7.$$

В табл. 24 приведены основные параметры рессорных подвешиваний наиболее распространённых пассажирских вагонов и подсчитанные для них от действия боковых сил коэффициенты поперечной устойчивости  $\eta$ , боковое смещение кузова  $\Delta$  и общий крен кузова на рессорах  $\beta = \beta_u + \beta_\sigma - \varepsilon$ .

Таблица 24

Коэффициенты поперечной устойчивости пассажирских вагонов

Тип вагона	$b_{\delta}$ в мм	$b_{\psi}$ в мм	$f_{\delta}$ в мм	$f_{\psi}$ в мм	$\varphi_{\psi}$ в %	$h_{\psi}$ в м	$\beta$ в рад	$\Delta$ в см	$\eta$	$h_m$ в м
Жёсткий некупейный длиной 20,2 м тележки ЦВТК (вес кузова—36,0 т, вес двух тележек—14,0 т) . . . . .	1 057	792	29,0	92,0	9,0	1,65	0,0414	12,3	0,46	5,8
Мягкий длиной 20,2 м, тележки безбалансирные (вес кузова—37,5 т, вес двух тележек—12,0 т) . . . . .	1 057	792	32,0	95,0	9,0	1,65	0,0430	12,0	0,49	5,6
Мягкий длиной 20,2 м, тележки Фетте (вес кузова—37,5 т, вес двух тележек—12,0 т) . . . . .	1 057	820	29,0	113,0	7,0	1,65	0,0520	12,9	0,50	5,2
Металлический жёсткий купейный длиной 23,6 м (вес кузова—45 т, вес двух тележек—16,0 т) . . . . .	1 018	777	55,0	110,0	10,0	1,65	0,0674	16,9	0,53	4,2
Вагон-ресторан длиной 20,2 м, тележки курортного типа (вес кузова—38,0 т, вес двух тележек—14,6 т) . . . . .	1 057	750	95,0	85,0	11,0	1,65	0,0636	14,0	0,50	4,3

Примечание. Веса кузовов и тележек приняты округлённо.

### Устойчивость кузова вагона на рессорах и валкость кузова

Рессоры должны также обеспечивать быстрое восстановление своего первоначального положения после исчезновения боковых сил. Кузов, не способный восстанавливать своё вертикальное положение после бокового наклona, обладает валкостью.

Задача оценки устойчивости кузова вагона на рессорах сводится к определению условий устойчивости собственных колебаний боковой качки кузова. Дифференциальное уравнение собственных колебаний боковой качки кузова вагона на рессорах имеет вид (фиг. 34)

$$I_{O_1x} \ddot{\alpha}_x + \beta_x (b_{\delta}^2 \dot{\alpha}_x' - P_K h_{\psi}) = 0, \quad (151)$$

где  $I_{O_1x}$  — момент инерции массы кузова относительно продольной оси  $O_1x$ , лежащей в плоскости осей колёсных пар (центр поворота кузова);

$\alpha_x'$  — жёсткость многоярусного подвешивания, приведённого к одноярусному, с расстоянием  $2b_{\delta}$  между рессорами по ширине вагона.

Преобразуем дифференциальное уравнение к виду:

$$\ddot{\alpha}_x + \beta_x \frac{P_K}{I_{O_1x}} \left( \frac{b_{\delta}^2}{f'} - h_{\psi} \right) = 0, \quad (152)$$

где  $f' = \frac{P_K}{\alpha_x'}$  — приведённый статический прогиб.

Из теории колебаний известно, что колебания, определяемые дифференциальным уравнением (152), устойчивы, если корни соответствующего характеристического уравнения

$$-\lambda^2 + \frac{P_K}{I_{O_1x}} \left( \frac{b_{\delta}^2}{f'} - h_{\psi} \right) = 0 \quad (153)$$

являются действительными. В этом случае колебательное движение имеет постоянную

амплитуду. Следовательно, для устойчивости собственных колебаний необходимо, чтобы второй член характеристического уравнения был положительным

$$\frac{b_{\delta}^2}{f'} - h_{\psi} > 0. \quad (154)$$

При двойном рессорном подвешивании

$$\alpha_x' = \frac{\alpha_{\delta} \alpha_{\psi}}{\left( \frac{b_{\delta}}{b_{\psi}} \right)^2 \alpha_{\delta} + \alpha_{\psi}}; \quad f' = f_{\delta} + \left( \frac{b_{\delta}}{b_{\psi}} \right)^2 f_{\psi}; \quad (155)$$

условие (154) имеет вид

$$\frac{b_{\delta}^2}{f_{\delta} + \left( \frac{b_{\delta}}{b_{\psi}} \right)^2 f_{\psi}} - h_{\psi} > 0. \quad (156)$$

В пассажирских вагонах обычно  $2b_{\delta} = 2036$  или 2114 мм,  $2b_{\psi} \approx 1600$  мм и  $h_{\psi} \approx 1650$  мм.

Следовательно, получим

$$\frac{1,036 \div 1,117}{f_{\delta} + (1,62 \div 1,74) f_{\psi}} - 1,65 > 0.$$

Принимая  $f_{\psi} = 1,5 f_{\delta} = 0,6 f_{cm}$ , где  $f_{cm}$  — общий статический прогиб рессорного подвешивания вагона, получим, что для пассажирских вагонов собственные колебания боковой качки являются устойчивыми при  $f_{cm} < 450 \div 465$  мм.

Обычно при проектировании вагонов предусматривают меньшую величину прогиба рессорного подвешивания с тем, чтобы под действием боковых нагрузок кузов не имел большого крена, приводящего к выходу вагона из габарита.

Наличие в рессорном подвешивании сопротивлений трения по существу не изменяет

условий устойчивости колебаний боковой качки (трение в рессорах несколько уменьшает крен вагона, чем увеличивается его устойчивость). В этом случае колебания имеют характер затухающих и при отсутствии колебаний кузов вагона может иметь началь-

ный крен  $\beta_0 = \pm \varphi' \frac{b_0}{h_u}$  ( $\varphi'$  — приведённый коэффициент относительного трения рессорного подвешивания), соответствующий моменту сил трения в рессорном подвешивании.

Проф. М. В. Винокуров, используя по аналогии с теорией устойчивости судов понятие метacentра кузова на рессорах, рекомендует при выборе жёсткости рессорного подвешивания соблюдать условие

$$h_m \geq h_u + 2 \text{ м}, \quad (157)$$

где  $h_m$  — высота метacentра над плоскостью колёсных пар.

Так как в случае двойного или тройного рессорного подвешивания

$$h_m = \frac{b_0^2}{f_0 + \left(\frac{b_0}{b_u}\right)^2 f_u}, \quad (158)$$

условие (156) принимает вид

$$\frac{b_0^2}{f_0 + \left(\frac{b_0}{b_u}\right)^2 f_u} - h_u \geq 2 \text{ м}. \quad (159)$$

Из полученного следует, что условие (157) отличается от условия (156) только рекомендуемым превышением на 2 м высоты метacentра над центром тяжести кузова, необходимым для повышения степени устойчивости его на рессорах. Статический прогиб рессорного подвешивания пассажирского вагона, у которого  $2b \approx 1600 \text{ мм}$ , в этом случае должен быть не более 200 — 210 мм.

При необходимости дальнейшего увеличения эластичности рессорного подвешивания тележек пассажирских вагонов необходимо увеличивать расстояние между центральными рессорами  $2b_u$  или снижать высоту центра тяжести кузова.

Время, в течение которого кузов вернётся из положения наибольшего бокового отклонения в среднее, определяют по формуле

$$t_0 = \frac{\pi f_{O_1x}}{2 \sqrt{g \left( \frac{b_0^2}{f'} - h_u \right)}} = \frac{f_{O_1x}}{2 \sqrt{\frac{b_0^2}{f'} - h_u}}, \quad (160)$$

где  $f_{O_1x}$  — радиус инерции кузова относительно оси  $O_1x$ .

Для пассажирского вагона длиной 20,2 м с рессорным подвешиванием, удовлетворяющим условию (157) при  $f_{O_1x} \approx 2,1 \text{ м}$ , имеем:

$$t_0 = \frac{2,1}{2 \sqrt{2}} = 0,74 \text{ сек.}$$

Поперечную устойчивость кузова на рессорах от опрокидывания не проверяют, если расстояние  $2b_u$  между осями комплектов рессор центрального подвешивания удовлетворяет следующему условию:

$$2b_u \geq 2s \frac{(\gamma h + \Delta_1)(1 + \delta)}{\gamma [h + r(1 + \delta)] + \Delta}, \quad (161)$$

где  $\Delta_1$  — поперечное смещение центра тяжести кузова вагона под действием боковых сил за счёт крена кузова на рессорах и горизонтального перемещения его за счёт поперечной деформации центральных рессор; остальные обозначения те же, что и принятые выше.

Если условие (161) не удовлетворяется, поперечную устойчивость кузова вагона на рессорах дополнительно проверяют по формуле

$$\gamma = \frac{\gamma h + \Delta_1}{b_u}. \quad (162)$$

Здесь значения коэффициента поперечной устойчивости принимают такими же, как и по формуле (131).

В отдельных случаях, когда при повышенной эластичности рессор и относительно малом расстоянии  $2b_u$  требования к устойчивости вагона от опрокидывания и предотвращения валкости кузова не удовлетворяются, тележки вагонов оборудуют специальными стабилизаторами, устраняющими или уменьшающими крен кузова вагона на рессорах.

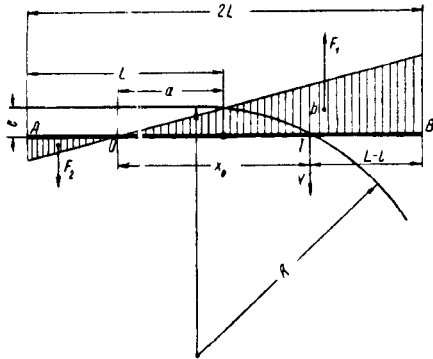
### Устойчивость вагона при ударном входе в кривую

Наиболее неблагоприятными для устойчивости вагона являются условия, возникающие при ударном входе в кривую. Такие условия появляются тогда, когда перед входом в кривую, не имеющую переходной вставки и возвышений наружного рельса (стрелочные кривые), вагон, двигаясь прямолинейно, отстоит гребнями колёс набегающей колёсной пары от внутренних кромок головок рельсов на величину полного нормального зазора в прямой  $e$ . Возникающие при ударе переднего колеса в наружный рельс инерционные усилия вагона могут при неблагоприятных условиях значительно превзойти по величине боковые силы, действующие на вагон при установившемся движении в кривой.

Представляют интерес два случая ударного входа вагона в кривую:

- 1) боковые перемещения частей вагона вследствие отсутствия зазоров в ходовых частях и между скользунами, а также отсутствия деформаций рессор и пути равны нулю;
- 2) кузов вагона перемещается относительно тележек за счёт зазоров между скользунами и вертикальных деформаций рессор.

В первом случае вагон рассматривается как жёсткий стержень  $AB$  (фиг. 36), движущийся прямолинейно с установившейся скоростью  $v$  в прямой колее с зазором  $2e$  на обе стороны. При входе в кривую радиусом  $R$  вагон набегаёт на внешний рельс передним колесом (точка  $I$ ) и получает в



Фиг. 36. Схема ударного входа вагона в кривую

этот момент центростремительное ускорение, которое для точки I равно

$$w_1 = \frac{v^2}{R}. \quad (163)$$

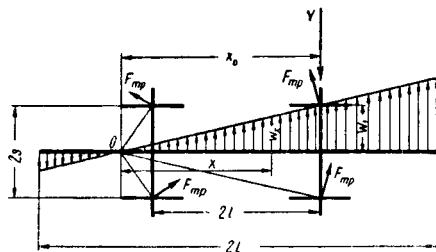
Весь вагон в это время (с частичным скольжением колёс по рельсам) поворачивается вокруг (некоторой точки O, называемой полюсом вращения).

Ускорения всех остальных сечений вагона определяют по линейному закону

$$w_x = \frac{x}{x_0} \frac{v^2}{R}, \quad (164)$$

где  $x_0$  — расстояние от полюса вращения вагона до оси набегающей колёсной пары;

$x$  — то же, до рассматриваемого сечения. Расстояние  $x_0$  и величину усилия  $Y$  определяют из условия равновесия вагона в плане. Для случая двухосного вагона (фиг. 37),



Фиг. 37. Силы, действующие на вагон при ударном входе в кривую

когда задняя ось не касается ни наружного, ни внутреннего рельсов (свободная установка), условиями равновесия ( $\Sigma Y = 0$  и  $\Sigma M = 0$ ) являются:

$$\left. \begin{aligned} 2F_{mp} \left[ \frac{2l - x_0}{\sqrt{s^2 + (2l - x_0)^2}} - \frac{x_0}{\sqrt{s^2 + x_0^2}} \right] + \\ + Y - \frac{Mv^2}{R} \cdot \frac{x_0 - l}{x_0} = 0; \\ 2F_{mp} \left[ \frac{2l(2l - x_0) + s^2}{\sqrt{s^2 + (2l - x_0)^2}} + \frac{s^2}{\sqrt{s^2 + x_0^2}} \right] + \\ + \frac{Mv^2}{3R} \frac{3l(x_0 - l) - L^2}{x_0} = 0. \end{aligned} \right\} (165)$$

Здесь  $F_{mp}$  — сила трения колеса по рельсу, равная  $\frac{P_{бр}}{4} \mu$ ;

$\mu$  — коэффициент трения скольжения;

$P_{бр}$  — вес вагона с грузом;

$2s$  — расстояние между кругами катания одной колёсной пары;

$M$  — масса вагона, равная  $\frac{P_{бр}}{g}$  ( $g$  — ускорение силы тяжести);

$2L$  — полная длина вагона;

$2l$  — база вагона.

Методом вариаций или одним из графических приёмов решают второе уравнение системы (165) относительно  $x_0$ , после чего, подставляя  $x_0$  в первое уравнение, определяют  $Y$ . По найденной величине  $Y$  и новым вертикальным нагрузкам на колёса (с учётом действующих инерционных сил) по формуле (130) проверяется устойчивость вагона от схода с рельсов.

Учитывая, что в кривых малых радиусов без переходных вставок ограничивается скорость движения, рассмотренное решение представляет практический интерес только для двухосного вагона малой базы, загруженного длинномерным грузом с большими свесами консолей.

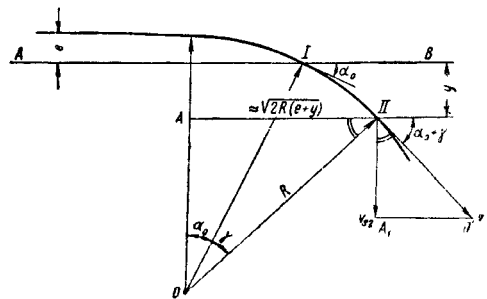
Во втором случае, когда тележный вагон имеет зазоры между скользунми, условия входа его в кривую являются иными. Определим величины динамических сил, действующих на вагон при ударном входе в кривую, в зависимости от величины зазоров между скользунми при следующих предположениях:

- 1) рассматривается половина вагона на одной тележке, причём предполагается, что обе колёсные пары тележки одновременно касаются наружного рельса и приобретают одинаковое центростремительное ускорение;
- 2) перед входом в кривую между скользунми имеются одинаковые зазоры  $\delta_0$ .

Остальные требования в части отсутствия у вагона зазоров в поперечном направлении, жёсткости пути и отсутствия переходных кривых те же, что и в первом случае.

Рассмотрение перемещений вагона при его входе в кривую приводит к следующему (фиг. 38).

Вагон при входе в кривую движется по прямой AB до момента удара колеса передней тележки в наружный рельс (точка I).



Фиг. 38. Схема движения вагона при входе в кривую

В момент удара тележка вагона приобретает скорость в поперечном направлении и к моменту нахождения её в точке  $II$  эта скорость достигает величины

$$v_{s2} = v \sin(\alpha_0 + \gamma).$$

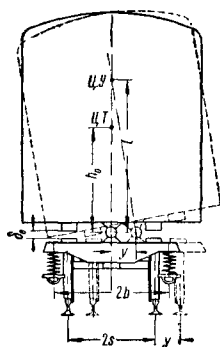
К этому времени тележка проходит в поперечном направлении путь

$$y = R \gamma \sin\left(\alpha_0 + \frac{\gamma}{2}\right).$$

Учитывая, что углы  $\alpha_0$  и  $\gamma$  малы, и принимая скорость движения в кривых равной  $v \approx 3,9 \sqrt{R}$  км/час, где  $R$  в м, из подобия треугольников  $OAI$  и  $O_1A_1II$  (фиг. 38) получим

$$v_{s2} = 1,53 \sqrt{e + y}. \quad (166)$$

В то время как тележка получает мгновенное поперечное перемещение  $y$ , кузов вагона по инерции стремится продолжать прямолинейное движение по  $AB$ , однако вследствие наличия шарнирной связи с тележкой происходит отклонение кузова от вертикального положения (фиг. 39). При мгновенном отклонении кузова от вертикального положения одна из его точек, лежащих на оси симметрии, не будет смещаться до тех пор, пока не исчезнет зазор между скользунами. Эта точка, вокруг которой вращается кузов вагона под действием мгновенной силы, приложенной к пятнику, обладает свойствами центра удара по отношению к пятнику, как к точке подвеса.



Фиг. 39. Вращение кузова при мгновенном поперечном смещении тележки

Величина угла  $\beta$  свободного поворота кузова в этом движении определяется величиной зазора  $\delta_0$  между скользунами; между этими величинами существует следующая зависимость:

$$\beta = \arctg \frac{\delta_0}{c} \approx \frac{\delta_0}{c}, \quad (167)$$

где  $c$  — расстояние между осями скользуна и пятника.

Величина соответствующего перемещения пятника кузова составляет:

$$y = l \operatorname{tg} \beta \approx \frac{\delta_0}{c} l, \quad (168)$$

где  $l$  — расстояние центра вращения кузова от плоскости пятника, равное  $\frac{\rho_0^2}{h_0}$

( $\rho_0$  — радиус инерции массы кузова относительно его продольной оси, проходящей через пятники вагона);

$h_0$  — высота положения центра тяжести кузова над плоскостью пятника.

Линейная скорость  $v_2$  центра тяжести и угловая скорость  $\omega_2$  поперечного движения кузова к моменту соприкосновения скользунов составляет [учитывая выражения (166) и (168)]:

$$\left. \begin{aligned} v_2 &= 1,53 \frac{l - h_0}{l} \sqrt{e + y}; \\ \omega_2 &= 1,53 \frac{1}{l} \sqrt{e + y}. \end{aligned} \right\} \quad (169)$$

Исходя из закона сохранения энергии, предполагаем, что кинетическая энергия поперечного движения кузова полностью переходит в потенциальную энергию деформации рессор тележки.

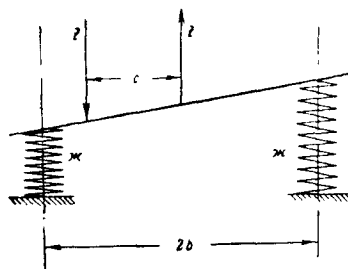
Живая сила поперечного движения кузова как твёрдого тела равна

$$\begin{aligned} T_2 &= \frac{1}{2} \left( \frac{M v_2^2}{2} + \frac{I \omega_2^2}{2} \right) = \\ &= 0,585 \frac{e + y}{l^2} [M(l - h_0)^2 + I_x], \end{aligned} \quad (170)$$

где  $M$  — масса гружёного кузова вагона;

$I_x$  — момент инерции массы гружёного кузова относительно его центральной продольной оси.

При ударе кузова вагона о скользящий наддрессорная балка тележки загружается динамической парой сил  $Zc$  (фиг. 40). Потенци-



Фиг. 40. Схема загрузки наддрессорной балки тележки от действия боковых инерционных сил на вагон

альная энергия деформаций двух комплектов рессор тележки составляет

$$\Pi = \frac{Z^2}{2\mathcal{K}} \left( \frac{c}{2b} \right)^2, \quad (171)$$

где  $\mathcal{K}$  — жёсткость комплекта рессор одной стороны тележки;

$Z$  — наибольшее значение силы, действующей на скользящий.

Приравняв выражения (170) и (171) и решая полученное уравнение относительно  $Z$ , получим

$$Z = 1,53 \frac{b}{cl} \sqrt{\mathcal{K} [M(l - h_0)^2 + I_x] \left( e + \frac{\delta_0}{c} l \right)}. \quad (172)$$

Таблица 25

## Характеристики вагонов

Наименование параметров	Обозначение	Полувагон 60-т	Крытый 50-т
Жёсткость комплекта рессор	$\kappa$	1 000 т/м	1 000 т/м
Расстояние между центрами рессорных комплектов	$2b$	2,036 м	2,036 м
Расстояние от центра пятника до оси скользуна	$c$	0,762 м	0,762 м
Высота центра тяжести гружёного кузова над плоскостью пятника	$h_0$	1,4 м	1,5 м
Вес гружёного кузова брутто	$P_K$	73 000 кг	64 000 кг
Масса гружёного кузова	$M$	7 400 кгсек <sup>2</sup> /м	6 500 кгсек <sup>2</sup> /м
Момент инерции гружёного кузова	$I_x$	8 590 кгмсек <sup>2</sup>	8 230 кгмсек <sup>2</sup>
Высота центра удара кузова над плоскостью пятника	$l$	2,23 м	2,35 м

Учитывая, что после смыкания скользунов на кузов начинает действовать центробежная сила, достигающая своего максимального значения к моменту наибольшего сжатия рессор,  $Z$  дополнительно возрастает на величину

$$Z_1 = \frac{Mv^2}{2R} \frac{h_0}{c} = \frac{M(3,9\sqrt{R})^2}{2R(3,6)^2} \frac{h_0}{c} = 0,06 \frac{P_K h_0}{c}, \quad (173)$$

где  $P_K$  — вес гружёного кузова.

Прибавляя  $Z_1$  к найденной выше величине  $Z$ , получим

$$Z_{\max} = 1,53 \frac{b}{cl} \sqrt{\kappa [M(l-h_0)^2 + I_x] \left( e + \frac{\delta_0 l}{c} \right) + 0,06 \frac{P_K h_0}{c}}. \quad (174)$$

По найденной величине  $Z_{\max}$  найдём динамическое усилие, действующее от колеса на рельс,

$$P_D = \frac{Z_{\max} c}{4s}. \quad (175)$$

Подставляя полученную величину  $P_D$  в формулу (131), определим поперечную устойчивость вагона при ударном входе в кривую.

**Пример.** Найти динамические силы и коэффициенты поперечной устойчивости при ударном входе в кривую полувагона грузоподъёмностью 60 т и крытого вагона грузоподъёмностью 50 т при различных зазорах между скользунами.

Характеристики вагонов и их тележек приводятся в табл. 25.

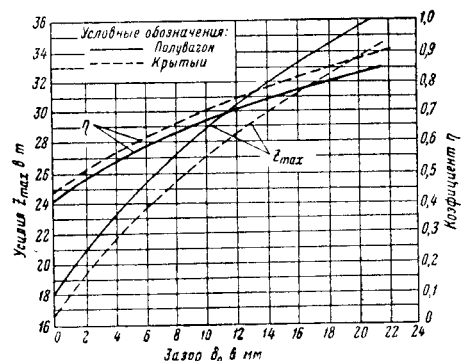
Величина динамических усилий  $Z_{\max}$  и соответствующие им значения коэффициентов поперечной устойчивости  $\eta$ , подсчитанные по формулам (174) и (131), при  $e = 0,009$  м приведены в табл. 26.

Значения  $Z_{\max}$  и  $\eta$ , помещённые в табл. 26, показаны на фиг. 41.

Из табл. 26 и фиг. 41 следует, что при ударном входе в кривую вагона с большими зазорами между скользунами развиваются значительные усилия  $Z_{\max}$ , приводящие к снижению поперечной устойчивости. В действительности кузов вагона от опрокидыва-

Таблица 26  
Коэффициенты поперечной устойчивости

Зазор между скользунами $\delta_0$ в м	Полувагон 60-т		Крытый 50-т	
	$Z_{\max}$ в кг	$\eta$	$Z_{\max}$ в кг	$\eta$
0,000	18 170	0,42	16 780	0,44
0,002	21 050	0,49	19 570	0,51
0,004	23 430	0,54	21 820	0,57
0,006	25 450	0,59	23 770	0,62
0,008	27 230	0,63	25 520	0,67
0,010	28 950	0,68	27 090	0,71
0,012	30 500	0,71	28 550	0,75
0,014	31 950	0,74	29 920	0,79
0,016	33 300	0,77	31 220	0,82
0,018	34 600	0,81	32 470	0,85
0,020	35 850	0,83	33 620	0,88



Фиг. 41. Графики изменения сил  $Z_{\max}$  и коэффициентов поперечной устойчивости  $\eta$  полувагона и крытого вагона в зависимости от величины зазоров между скользунами

ния удерживается реакциями второй тележки, находящейся в этот момент ещё на прямом участке пути; однако при неблагоприятном сочетании усилий  $Z_{\max}$  с другими (боковое давление ветра и боковая качка кузова, вызванная неровностями рельсов)

устойчивость вагона может оказаться недостаточной. Из этого следует важность содержания зазоров между скользунами в пределах установленных норм.

### ПРОДОЛЬНЫЕ УСИЛИЯ В УПРЯЖНЫХ ПРИБОРАХ ВАГОНОВ

При различных условиях движения поезда и в процессе маневровой работы в ударно-тяговых приборах вагонов возникают тяговые или сжимающие усилия. Разнообразные условия или режимы эксплуатации вагона, от которых зависят величина и знак продольного усилия, обобщаются в две основные группы:

- 1) установившиеся, или стационарные,
- 2) неустановившиеся, или переходные.

К первой из этих групп относится равномерное или ускоренное движение поезда под действием постоянных или медленно изменяющихся сил, ко второй группе — трогание поезда с места, экстренное торможение, а также столкновения вагонов при маневровой работе.

#### Определение продольных усилий в поезде при стационарных режимах

Для вычисления усилий, возникающих в упряжных приборах при стационарных режимах, используется уравнение движения поезда

$$F_k - W_{\lambda} - Mv' = \sum_{k=1}^n m_k v' + \sum_{k=1}^n W_{\text{вк}}, \quad (176)$$

где  $F_k$  — касательная сила тяги локомотива;

$M$  — масса локомотива;

$W_{\lambda}$  — сопротивление локомотива движению с учётом профиля пути;

$m_1, m_2, \dots, m_n$  — массы вагонов;

$W_{\text{вк}1}, W_{\text{вк}2}, \dots, W_{\text{вк}n}$  — сопротивления вагонов движению с учётом профиля пути;

$n$  — число вагонов в поезде;

$v' = \frac{dv}{dt}$  — ускорение движения поезда.

Усилие  $N_i$  в упряжном приборе, соединяющем  $i$  и  $i+1$  вагоны, определяется из уравнения движения последних  $n-i$  вагонов (начиная нумерацию с головного вагона)

$$N_i = \sum_{i+1}^n m_k v' + \sum_{i+1}^n W_{\text{вк}}. \quad (177)$$

Наибольшее усилие возникает в упряжном приборе, соединяющем локомотив с составом,

$$N_n = \sum_{k=1}^n m_k v' + \sum_{k=1}^n W_{\text{вк}}. \quad (178)$$

Или, используя уравнение (176),  $N_n$  можно вычислить в зависимости от касательной силы тяги локомотива

$$N_n = F_k - W_{\lambda} - Mv'. \quad (179)$$

Из формулы (179) следует, что при стационарном режиме движения поезда наибольшее растягивающее усилие в упряжном при-

боре всегда меньше касательной силы тяги локомотива на величину сопротивления движению самого локомотива.

При движении поезда с установившимся режимом торможения в нём возникают сжимающие усилия. Значительной величины эти усилия достигают, если в хвостовой части тяжеловесного состава суммарное нажатие тормозных колодок на единицу веса вагонов меньше, чем в головной части. При торможении поезда наибольшее сжимающее усилие возникает в переходном сечении от хвостовой к головной части состава и определяется по формуле

$$N = Q_x \frac{v'}{g} - P_x \mu - \sum W_x,$$

где  $Q_x$ ,  $P_x$ ,  $\sum W_x$  — общий вес, суммарное нажатие тормозных колодок и общее сопротивление движению вагонов хвостовой части состава соответственно;

$\mu$  — коэффициент трения между бандажем и тормозной колодкой;

$g$  — ускорение силы тяжести.

Ускорение (замедление) движения поезда при торможении определяется из выражения

$$v' = \frac{P_n \mu + \sum W_{\text{вк}} + W_{\lambda}}{Q_n} g,$$

где  $Q_n$  и  $P_n$  — общий вес и суммарное нажатие тормозных колодок всего поезда соответственно.

Из приведённых формул следует, что величина  $N$  зависит не только от общих весовых и тормозных характеристик поезда, но и от соотношения весов хвостовой и головной частей состава, имеющих различное обеспечение тормозами.

Для случая движения поезда по однородному профилю (не изменяющемуся в пределах длины поезда) отношение  $\Delta$  веса хвостовой части к весу всего поезда, при котором сила  $N$  достигает максимальной величины (в зависимости от степени обеспечения их тормозами), выражается следующей зависимостью:

$$\Delta = \frac{(\alpha \mu + w)(1 - \eta) - \beta \mu - \gamma \eta - w_1 \eta - w}{2\mu(\alpha - \beta)},$$

где

$$\Delta = \frac{Q_x}{Q_n}; \quad \eta = \frac{Q_{\lambda}}{Q_n};$$

$$\alpha = \frac{P_x}{Q_x}; \quad \beta = \frac{P_2}{Q_2}; \quad \gamma = \frac{P_{\lambda}}{Q_{\lambda}};$$

$w$  — удельное сопротивление вагонов движению, равное  $\frac{\sum W_{\text{вк}}}{Q_x + Q_2}$ ;

$w_1$  — удельное сопротивление локомотива движению (с закрытым регулятором), равное  $\frac{W_{\lambda}}{Q_{\lambda}}$ ;

$Q_{\lambda}$  и  $P_{\lambda}$  — вес и тормозное нажатие локомотива;

$Q_2$  и  $P_2$  — вес и тормозное нажатие вагонов головной части состава.



В частном случае, при движении состава без паровоза ( $\gamma_1 = 0$ )  $\Delta = \frac{1}{2}$ , т. е. при любом соотношении суммарных тормозных нажатий в хвостовой и головной частях состава, максимальное значение силы  $N_{\max}$  появляется при  $Q_x = Q_2$ .

При движении заторможенного поезда с локомотивом  $N_{\max}$  соответствует  $Q_x > Q_2$ .

### Определение продольных усилий при переходных режимах

Вопросы определения усилий в упругих приборах вагонов при переходных режимах из-за своей сложности разработаны ещё далеко не полностью, хотя теоретическая сторона их благодаря трудам главным образом знаменитого русского механика проф. Н. Е. Жуковского и советских учёных проф. В. А. Лазаряна, А. М. Годыцкого-Цвирко, М. М. Протодьяконова, А. И. Михалевского и других изучена уже довольно глубоко. В частности, задача трогания с места поезда, составленного из вагонов со сквозной упругостью, достаточно полно решена Н. Е. Жуковским. Для случаев трогания с места поезда, имеющего вагоны с одинаковой массой  $m$ , при натянутых и провисших стяжках Н. Е. Жуковским получены следующие формулы.

Случай натянутых стяжек:

$$N_{\max} = 2F_k \frac{1}{1 + \frac{M}{nm}}, \quad (180)$$

или, когда  $\frac{M}{nm}$  очень мало, то

$$N_{\max} \approx 2F_k. \quad (181)$$

В случае провисших стяжек до натяжения их соседние вагоны перемещаются относительно друг друга на величину  $\varepsilon$ , и поезд приходит в движение лишь после ряда последовательных толчков. Усилие, возникающее при этом между вагонами с порядковыми номерами  $i$  и  $i+1$ , считая номера от локомотива, составляет

$$N_{i+1} = \frac{(1 + \kappa_\theta) m}{M + (i+1)m} \times \sqrt{\frac{2M + im}{m} (i+1) \kappa \varepsilon F_k}, \quad (182)$$

где  $\kappa_\theta$  — коэффициент восстановления при ударе, определяемый из опыта (ТСЖ, т. I, стр. 387 и ниже стр. 700);  $\kappa$  — жёсткость пружины упряжи.

Если число  $i$  большое, так что величину  $M$  по сравнению с  $im$  можно не учитывать, то выражение (182) примет следующий вид:

$$N = (1 + \kappa_\theta) \sqrt{\kappa \varepsilon F_k}. \quad (183)$$

Если в хвостовой части поезда имеются отдельные вагоны большей массы  $m'$  или часть поезда находится в растянутом состоянии так, что её можно считать за одну массу  $m'$ , равную сумме масс вагонов, входящих в эту

часть поезда, то усилия, разрывающие упряжь, сильно возрастут. В этом случае в формуле (182) вместо указанного коэффициента перед корнем следует подставлять

$$\frac{(1 + \kappa_\theta) m'}{M + im + m'}, \quad (184)$$

причём в последнем случае, когда  $m'$  является суммарной массой группы вагонов, вместо  $\kappa$  под корнем в формуле (182) необходимо подставлять сумму жёсткостей упругих пружин всей группы вагонов, составляющих массу  $m'$ .

Это обстоятельство является причиной того, что при неразрезной упряжи трудно взять с места поезд, не допуская его разрыва. Во избежание разрывов поезд с места следует трогать или при полностью растянутых стяжках или при всех сжатых. Однако следует учитывать, что продольные усилия в поезде, составленном из вагонов с неразрезной упряжью, при неустановившемся режиме движения всегда больше, чем в поезде с разрезной упряжью, при прочих равных условиях.

### Определение продольных усилий в поезде, составленном из вагонов с разрезной упряжью, при переходных режимах движения

Приближённое решение такой задачи в случае трогания поезда с места дано Н. Е. Жуковским. Рассматривая поезд как отдельную массу локомотива  $M$ , соединённую с однородным упругим стержнем длиной  $L$  и массой  $nm$  ( $m$  — масса вагона,  $n$  — число вагонов в поезде) и применяя теорию распространения упругих волн вдоль поезда, Н. Е. Жуковским получено следующее дифференциальное уравнение движения массы локомотива:

$$\frac{dv}{dt} + \frac{u\gamma}{M} v = \frac{F_k}{M}, \quad (185)$$

где  $v$  — скорость движения локомотива;  
 $\gamma$  — масса состава, отнесённая к единице его длины, равная  $\frac{nm}{L}$ ;

$u$  — скорость распространения упругой волны деформации вдоль поезда, равная

$$\sqrt{\frac{\kappa L}{\gamma n}};$$

$\kappa$  — жёсткость пружин межвагонного упругого соединения.

Интегралом этого дифференциального уравнения при начальных условиях при  $t=0$ ,  $v=0$  является

$$v = \frac{F_k}{\gamma u} \left( 1 - e^{-\frac{u\gamma}{M} t} \right). \quad (186)$$

Рассматривая момент времени, когда упругая волна деформации поезда, пройдя от локомотива к концу поезда, вернётся обратно к локомотиву, т. е. когда  $ut = 2L$ , получим перед наступлением этого момента

$$v = \frac{F_k}{\gamma u} \left( 1 - e^{-\frac{2L\gamma}{M}} \right). \quad (187)$$

Применяя теорему о количестве движения (см. ТСЖ, т. I, стр. 378) к массе элемента

упругого стержня длиной  $dx$ , где  $x$  — расстояние от начала стержня (локомотива) до рассматриваемого сечения, находящегося в течение времени  $dt$  под действием усилия  $N$ , пробегающего вдоль поезда со скоростью  $u$ ,

$$\gamma dx = \gamma u dt;$$

$$\gamma u v dt = N dt,$$

получим зависимость  $N$  от  $v$  в следующем виде:

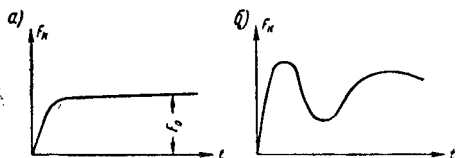
$$N = \gamma u v. \quad (188)$$

Подставляя в уравнение (187) значение  $v$  из выражения (188), получаем формулу для наибольшего усилия, действующего в упругом приборе, соединяющем состав с локомотивом, при трогании поезда с места мгновенно приложенной постоянной по величине силой  $F_K$

$$N_{\max} = F_K \left(1 - e^{-\frac{2nm}{M}}\right). \quad (189)$$

Из формулы (189) следует, что  $N_{\max}$  всегда меньше  $F_K$  и в два раза меньше такой же силы при неразрезной упруги. Наибольшее значение  $N_{\max}$  получается, когда  $M$  мала по сравнению с  $nm$  и достигает значения  $F_K$ .

Более подробно неустановившиеся режимы движения поезда с разрезной упругью исследованы проф. В. А. Лазаряном. В своих исследованиях проф. В. А. Лазарян принимает поезд за однородный упругий стержень с грузом (локомотивом) на одном из концов или в случае подталкивания (езда с толкачом) за упругий стержень с грузами на обоих концах. Решая дифференциальное уравнение



Фиг. 42. Характер нарастания тягового усилия локомотива

продольных упругих колебаний в поезде (волновое уравнение) при различных начальных (в зависимости от рассматриваемого режима движения) и граничных (в зависимости

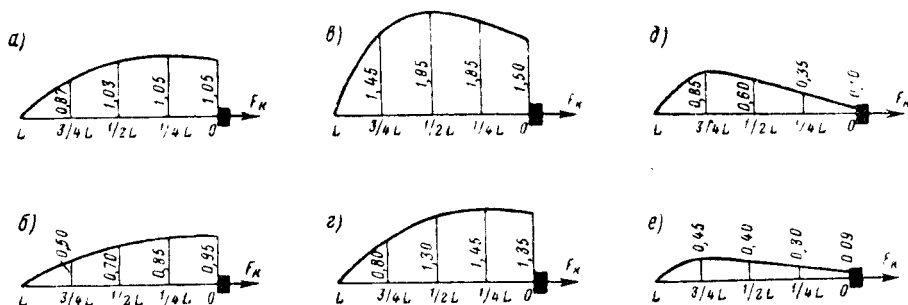
от наличия масс локомотивов на концах состава) условиях, проф. В. А. Лазаряном сделаны следующие заключения о наибольших значениях усилий при различных неустановившихся режимах движения однородных поездов.

а) В случае монотонного увеличения силы тяги локомотива (фиг. 42, а) при ускорении движения поезда или трогании его с места наибольшие усилия в упругих приборах (как и в приведённом выше решении Н. Е. Жуковского) не превышают наибольшего значения силы тяги локомотива. Если не учитывать сопротивления взаимным перемещениям вагонов, то наибольшие усилия от внезапно приложенной постоянной силы тяги локомотивом распределяются по длине поезда  $L$  так, как показано на фиг. 43, а (ординаты на фиг. 43, а, б, в и г равны отношению максимальных усилий в упругих приборах к реализованной локомотивом касательной силе тяги).

При сопротивлении относительно перемещениям вагонов усилия, действующие в упругих приборах, уменьшаются. На фиг. 43, б показано распределение по длине поезда наибольших усилий, возникающих в упругих приборах при тех же, что и выше, предположениях относительно силы тяги, но с учётом максимально возможных значений сопротивления относительно перемещениям вагонов.

б) При немонотонном возрастании силы тяги локомотива (см. фиг. 42, б) усилия в упругих приборах зависят от условий получения минимального значения силы тяги. Если наименьшая величина силы тяги получается до отражения упругой волны от локомотива, то усилия в упругих приборах значительно возрастают, особенно в средней трети поезда. Распределение наибольших значений этих усилий по длине поезда показано на фиг. 43, в и г.

При предварительном сжатии поезда путём осаживания его перед троганием с места наибольшие усилия возникают в хвостовой трети поезда. Распределение наибольших значений усилий по длине поезда для этого случая показано на фиг. 43, д, а с учётом сопротивления — на фиг. 43, е (ординаты на фиг. 43, д и е представляют отношения усилий в упругих приборах к силе, сжимавшей поезд во время его осаживания, предполагая, что эта сила равна реализуемой локомотивом касательной силе тяги).



Фиг. 43. Распределение продольных усилий по длине поезда при трогании с места

Таблица 27

## Наибольшие усилия в упругих приборах

Положение сечения	Без учёта сопротивлений взаимным перемещениям вагонов				С учётом сопротивлений взаимным перемещениям вагонов			
	$x = \frac{3}{4}L$	$x = \frac{1}{2}L$	$x = \frac{1}{4}L$	$x = 0$	$x = \frac{3}{4}L$	$x = \frac{1}{2}L$	$x = \frac{1}{4}L$	$x = 0$
$\frac{N_{max}}{F_k}$	<i>Монотонное увеличение силы тяги локомотива</i>							
	1,72	1,63	1,40	1,15	0,95	1,10	1,15	1,04
$\frac{N_{max}}{F_k}$	<i>Немонотонное увеличение силы тяги локомотива</i>							
	2,40	2,55	2,20	1,60	1,25	1,70	1,75	1,44

В табл. 27 приведены значения наибольших усилий, возникающих в упругих приборах, для различных режимов трогания с места (монотонное и немонотонное увеличение силы тяги) предварительно сжатого однородного поезда.

Величины этих усилий получены в результате соответствующего сложения ординат, показанных на фиг. 43.

Для удобства практических вычислений и сравнения результатов проф. В. А. Лазарян рекомендует исходить из ограничения силы тяги  $F_n$  локомотива по сцеплению при трогании с места. Это ограничение для случая монотонного изменения силы тяги составляет:

■ ■  
для пассажирских паровозов

$$F_k = 1,6 F_n,$$

для грузовых паровозов

$$F_k = 1,5 F_n$$

и для случая немонотонного увеличения силы тяги (вследствие пробуксовок коэффициент сцепления уменьшается) соответственно:

для пассажирских паровозов

$$F_k = 1,3 F_n,$$

для товарных паровозов

$$F_k = 1,25 F_n.$$

Умножая приведённые в табл. 27 значения  $\frac{N_{max}}{F_k}$  на полученные коэффициенты при  $F_n$ ,

получаем соответствующие величины  $\frac{N_{max}}{F_n}$

для пассажирских и товарных паровозов. Определяя средние значения этих величин для случаев учёта и неучёта сопротивлений относительным перемещением вагонов, проф. В. А. Лазарян рекомендует принимать при расчётах как наибольшие значения в упругих приборах при трогании однородного поезда с места:

для тяги пассажирскими паровозами

$$N_{max} = 2,75 F_n.$$

для тяги грузовыми паровозами

$$N_{max} = 2,5 F_n,$$

где  $F_n$  — ограничение по сцеплению силы тяги локомотива при трогании с места.

Наибольшие усилия в головном упругом приборе лежат в пределах:

для тяги пассажирскими паровозами

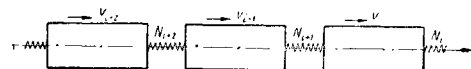
$$1,9 F_n \leq (N_{max})_{x=0} \leq 2,1 F_n,$$

для тяги грузовыми паровозами

$$1,8 F_n \leq (N_{max})_{x=0} \leq 2,0 F_n.$$

Рассмотренные решения задачи Н. Е. Жуковского и В. А. Лазаряна для случая определения продольных усилий при трогании с места однородного поезда с разрезной упругой являются приближёнными, поскольку поезд, составленный из отдельных масс вагонов, заменяется сплошным упругим стержнем. Точное решение этой задачи дано Н. Е. Жуковским для монотонного увеличения силы тяги локомотива.

Рассматривая все вагоны и локомотив как отдельные одинаковые массы  $m$  (в дальнейшем вводится поправка на случай, когда масса локомотива отлична от массы вагона),



Фиг. 44. Схема однородного поезда с разрезной упругой

Н. Е. Жуковским получена следующая система линейных дифференциальных уравнений (фиг. 44):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 N_1}{dt^2} &= \lambda^2 (N_2 - 2N_1 + F_k); \\ \frac{d^2 N_2}{dt^2} &= \lambda^2 (N_3 - 2N_2 + N_1); \\ &\dots \dots \dots \\ \frac{d^2 N_n}{dt^2} &= \lambda^2 (-2N_n + N_{n-1}), \end{aligned} \right\} \quad (190)$$



ляющем продольное усилие для установившегося движения, и из натяжений, принесённых в рассматриваемое сечение левой и правой волной, бегущих в левую и правую стороны со скоростью  $u$ .

Подставляя значение  $x = \frac{\pi}{n+1} i$  в условие (202), получим

$$\frac{1}{2} \sum A_k \sin kx = -\frac{F_k}{2} \left(1 - \frac{x}{\pi}\right). \quad (205)$$

Используя выражение (205), формулу (204) можно переписать в виде: в случае  $ut < x$

$$N = F_k \left(1 - \frac{x}{\pi}\right) - \frac{F_k}{2} \left(1 - \frac{x-ut}{\pi}\right) - \frac{F_k}{2} \left(1 - \frac{x+ut}{\pi}\right) = 0, \quad (206)$$

а в случае  $ut \geq x$

$$N = F_k \left(1 - \frac{x}{\pi}\right) + \frac{F_k}{2} \left(1 - \frac{ut-x}{\pi}\right) - \frac{F_k}{2} \left(1 - \frac{x+ut}{\pi}\right) = F_k. \quad (207)$$

Из выражений (206) и (207) следует, что при  $ut < x$   $N = 0$ , а при  $ut \geq x$   $N = F_k$ .

Следовательно, при колебаниях волн деформаций вдоль поезда величина натяжения  $N$  колеблется между нулём и  $F_k$ .

В случае, когда масса локомотива  $M$  отлична от массы вагона, все вышеприведённые формулы останутся справедливыми, если в формуле (201) и условии (202) вместо  $\alpha_i$  подставить

$$\alpha'_1 = F_k \frac{1}{1 + \frac{M}{nm}} \frac{n+1-i}{n} \quad (208)$$

и для  $A_k$  в формуле (203) принять

$$A'_k = -\frac{2}{k\pi} \frac{F_k}{1 + \frac{M}{nm}}. \quad (209)$$

Наибольшее натяжение упряжи составляет

$$N_{\max} = \frac{F_k}{1 + \frac{M}{nm}} \frac{n+1}{n}, \quad (210)$$

которое переносится от паровоза к концу поезда со скоростью  $u$ .

После того как из-за наличия сопротивлений продольные колебания вагонов в поезде прекратятся, во всех упряжных приборах установятся усилия, определяемые линейным законом

$$N_i = \frac{F_k}{1 + \frac{M}{nm}} \frac{n+1-i}{n}. \quad (211)$$

Метод решения задачи трогания с места однородного поезда, составленного из вагонов в виде отдельных упруго соединённых между собой масс, может быть использован и при немономонном возрастании силы тяги локомотива, однако при большом количестве вагонов он приводит к громоздким математическим выкладкам. Особенно целесообразен этот метод при исследовании случаев трогания с места и торможения (и как показано ниже, для случаев соударений при маневровой работе) небольшой группы вагонов, когда может быть получено точное и наглядное решение задачи.

А. И. Михалевский, пользуясь методом Н. Е. Жуковского, решил ряд задач трогания с места и торможения поезда, составленного из восьми вагонов; результаты этих задач могут быть распространены и на более длинные составы.

В качестве примера приводим результаты решения такой задачи для случая трогания с места однородного восьмивагонного поезда постоянным усилием  $F_k$ , мгновенно приложенным к первому вагону состава. Составляя систему из семи дифференциальных уравнений вида (190) и принимая для двухосных вагонов  $\frac{ж}{m} = 16$  ( $ж$  — жёсткость межавгонного упругого соединения,  $m$  — масса вагона), А. И. Михалевским получены следующие выражения для продольных усилий в упряжи:

$$\begin{aligned} N_1 &= F_k \{0,875 - [0,240 \cdot \cos(8^\circ 57') n + 0,213 \cdot \cos(17^\circ 32') n + 0,173 \cdot \cos(25^\circ 28') n + \\ &+ 0,125 \cdot \cos(32^\circ 25') n + 0,077 \cdot \cos(38^\circ 7') n + 0,037 \cdot \cos(42^\circ 21') n + 0,009 \cdot \cos(44^\circ 57') n]\}; \\ N_2 &= F_k \{0,750 - [0,444 \cdot \cos(8^\circ 57') n + 0,302 \cdot \cos(17^\circ 32') n + 0,132 \cdot \cos(25^\circ 28') n + \\ &+ 0,000 \cdot \cos(32^\circ 25') n - 0,059 \cdot \cos(38^\circ 7') n - 0,052 \cdot \cos(42^\circ 21') n - 0,018 \cdot \cos(44^\circ 57') n]\}; \\ N_3 &= F_k \{0,625 - [0,581 \cdot \cos(8^\circ 57') n + 0,213 \cdot \cos(17^\circ 32') n - 0,072 \cdot \cos(25^\circ 28') n - \\ &- 0,125 \cdot \cos(32^\circ 25') n - 0,032 \cdot \cos(38^\circ 7') n + 0,037 \cdot \cos(42^\circ 21') n + 0,023 \cdot \cos(44^\circ 57') n]\}; \\ N_4 &= F_k \{0,500 - [0,628 \cdot \cos(8^\circ 57') n + 0,000 \cdot \cos(17^\circ 32') n - 0,187 \cdot \cos(25^\circ 28') n + \\ &+ 0,000 \cdot \cos(32^\circ 25') n + 0,084 \cdot \cos(38^\circ 7') n + 0,000 \cdot \cos(42^\circ 21') n - 0,025 \cdot \cos(44^\circ 57') n]\}; \\ N_5 &= F_k \{0,375 - [0,581 \cdot \cos(8^\circ 57') n - 0,213 \cdot \cos(17^\circ 32') n - 0,072 \cdot \cos(25^\circ 28') n + \\ &+ 0,125 \cdot \cos(32^\circ 25') n - 0,032 \cdot \cos(38^\circ 7') n - 0,037 \cdot \cos(42^\circ 21') n + 0,023 \cdot \cos(44^\circ 57') n]\}; \\ N_6 &= F_k \{0,250 - [0,444 \cdot \cos(8^\circ 57') n - 0,302 \cdot \cos(17^\circ 32') n + 0,132 \cdot \cos(25^\circ 28') n + \\ &+ 0,000 \cdot \cos(32^\circ 25') n - 0,059 \cdot \cos(38^\circ 7') n + 0,052 \cdot \cos(42^\circ 21') n - 0,018 \cdot \cos(44^\circ 57') n]\}; \\ N_7 &= F_k \{0,125 - [0,240 \cdot \cos(8^\circ 57') n - 0,213 \cdot \cos(17^\circ 32') n + 0,173 \cdot \cos(25^\circ 28') n - \\ &- 0,125 \cdot \cos(32^\circ 25') n + 0,077 \cdot \cos(38^\circ 7') n - 0,037 \cdot \cos(42^\circ 21') n + 0,009 \cdot \cos(44^\circ 57') n]\}, \end{aligned}$$

где  $n = 1; 2; 3 \dots$ , что соответствует интервалам времени  $t = 0,1; 0,2; 0,3 \dots$  сек.

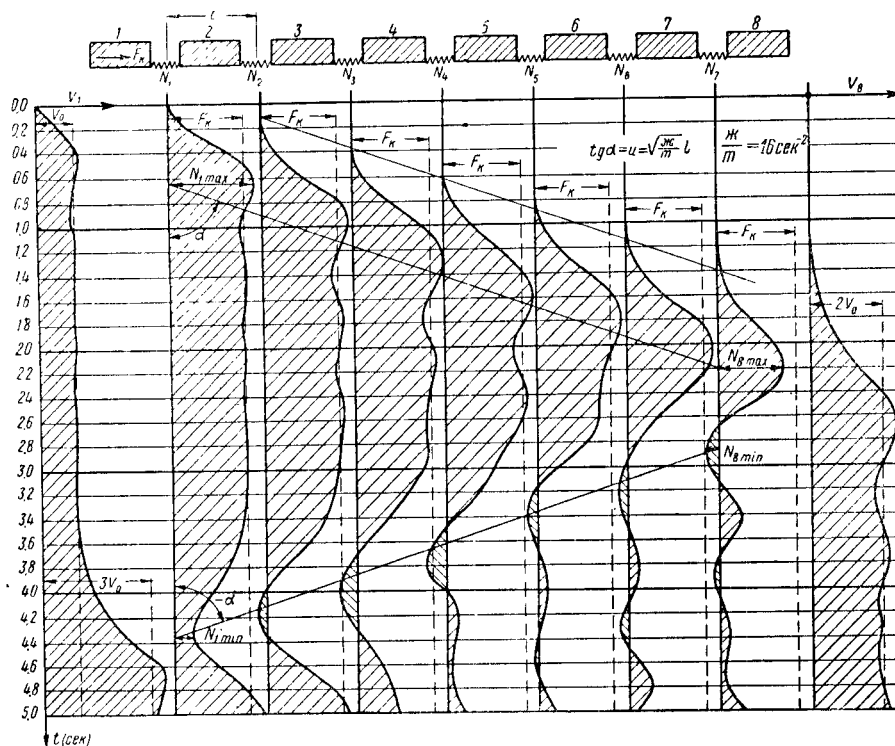
На фиг. 45 результаты решения этой задачи изображены графически: на вертикалях против каждого упругого прибора поезда отложены (горизонтально) величины соответствующих усилий  $N_i$  в функциях времени  $t$ . Из этих графиков видно, что усилие в упругих приборах распространяется вдоль поезда

в виде волн со скоростью  $u = \sqrt{\frac{K}{m}} l$ , где  $l$  — расстояние между серединами соседних вагонов. Волна деформации, доходя до конца поезда и отражаясь от последнего вагона, возвращается с той же скоростью обратно, неся нулевое усилие в головной части поезда.

отцепки и дополнительного толчка очередной группы вагонов при расформировании состава, чем достигается существенное ускорение маневровой работы, особенно при вагонах, оборудованных винтовой упругостью.

#### Определение усилий в автосцепках при трогании поезда с места

Приведённые выше решения для продольных усилий в поезде при разрезной упругости основаны на предположении линейности и упругости характеристики междвагонных соединений. Это допущение возможно лишь в том случае, когда основными элементами ударно-тяговых приборов являются пружины,



Фиг. 45. Графики нарастания усилия в упругих приборах вагонов и скоростей движения при трогании поезда с места

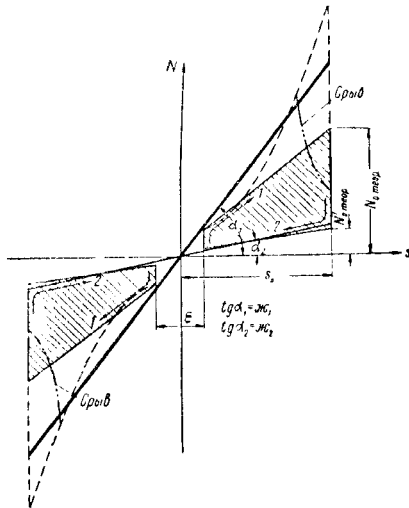
На крайних вертикалях построены графики скоростей движения первого и последнего вагонов, в которых ярко выражен волнообразный характер нарастания скоростей при трогании поезда с места.

Это свойство распространения упругих волн деформаций междвагонных соединений вдоль поезда является вредным и нередко приводит к разрывам поездов и повреждениям вагонов, поэтому междвагонные упругие устройства в современных конструкциях дополнительно снабжаются фрикционными поглопителями.

Однако имеются случаи, когда упругие волны оказываются полезными. Так, новаторы транспорта И. Архипов и В. Лучков используют бегущие вдоль поезда волны сжатия и растяжения междвагонных соединений для

что обычно имеется в двухосных вагонах прежних лет постройки. Все современные вагоны оборудуются автосцепками, мощные поглощающие аппараты которых в качестве основных элементов, поглощающих энергию толчков в поезде, снабжены фрикционными. Теоретически фрикционные поглощающих аппаратов грузовых вагонов при их сжатии поглощают до 80% затрачиваемой энергии (практически эта величина иногда достигает 90% и выше) и лишь 20% приходится на пружины аппарата. При соединении двух вагонов между собой при помощи автосцепок с фрикционными поглощающими аппаратами характеристика деформации междвагонного соединения имеет вид, показанный на фиг. 46, где пунктиром изображена действительная (причём штрихами с двумя точками показаны

появляющиеся иногда срывы сопротивления), а тонкой сплошной линией теоретическая характеристика. Из этой характеристики следует, что один вагон относительно другого может перемещаться в пределах зазора  $\varepsilon$  (при новых автосцепках  $\varepsilon = 20 \div 35$  мм, а при изношенных  $\varepsilon$  достигает 85 мм) без деформации



Фиг. 46. Диаграмма деформации междвагонных упругих устройств при шестигранных поглощающих аппаратах

поглощающих аппаратов, далее идёт сжатие аппаратов по стрелке 1; при достижении хода  $s_0$  (каждый из двух аппаратов сжимается на  $\frac{s_0}{2}$ ) усилие сжатия достигает величины  $N_0$ , которое перед обратным ходом практически скачком падает до величины  $N'_0$  и при обратном ходе (по стрелке 2) постепенно уменьшается по линейному закону.

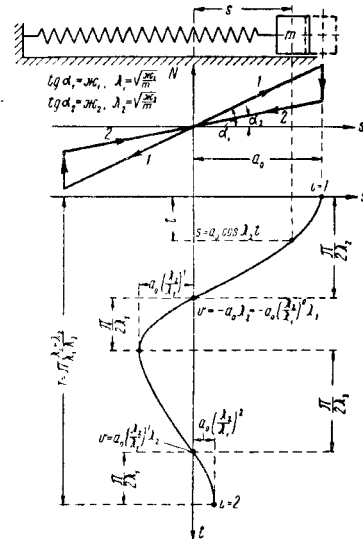
Деформация растяжения междвагонного соединения идёт в том же порядке—по левой части характеристики (левая характеристика, одинаковая с правой, так как при растяжении и сжатии междвагонного соединения всегда происходит только сжатие поглощающих аппаратов).

При полном колебании одного вагона относительно другого с амплитудой  $s_0$  происходит невозвратимое поглощение энергии, численно равное площади заштрихованных на характеристике фигур.

Нетрудно показать, что при такого рода характеристиках междвагонных соединений не может быть продолжительных упругих колебаний и, следовательно, распространений неискажённых упругих волн вдоль поезда.

Заменим действительную характеристику (пунктирная кривая, фиг. 46) линейной (толстые сплошные линии, под углами  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ ) так, чтобы работа деформации при криволинейной характеристике равнялась работе деформации при линейной как при прямом, так и обратном ходе. Зазором в междвагонном соединении  $\varepsilon$  пренебрегаем. Для простоты задачи рассмотрим два сцепленных между

собой вагонов, оборудованных аппаратами с характеристиками в виде треугольников; сожмём (или растянем) междвагонное соединение на величину  $a_0$  (фиг. 47) и, мгновенно отпустив, проанализируем собственные относи-



Фиг. 47. Затухающие колебания при наличии трения, пропорционального отклонению массы от равновесного положения

тельные колебания вагонов. Для наглядности функция относительных перемещений вагонов при колебаниях построена графически (на фиг. 47 для удобства изображения она заменена функцией перемещения одной упруго закреплённой массы).

Из фиг. 47 следует, что колебания имеют последовательно убывающие амплитуды по закону геометрической прогрессии вида

$$a_i = a_0 \left( \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \right)^{i-1}. \quad (212)$$

Так как для поглощающих аппаратов автосцепки грузовых вагонов  $\lambda_2 \leq 0,2\lambda_1$ , то в конце первого колебания ( $i=2$ ) амплитуда  $a_2$  составит  $0,2a_0$ , в конце второго колебания ( $i=3$ ) —  $0,04a_0$  и т. д.<sup>1</sup> Учитывая, что в поезде имеются и другие сопротивления относительным перемещениям вагонов, собственные относительные колебания вагонов быстро затухнут, а упругие волны вдоль поезда будут распространяться также с затуханием.

Следовательно, изложенные выше методы определения продольных усилий в поезде при неустановившихся режимах движения, годные для пружинных ударно-тяговых приборов, при рассмотрении поезда, составленного из вагонов, оборудованных автосцепками с мощными фрикционными поглощающими аппара-

<sup>1</sup> Подробное решение этой задачи выполнено в работе М. И. Бать. Вынужденные колебания в системе с гистерезисом. «Прикладная математика и механика», 1940, вып. 3, т. IV.

тами, не могут обеспечить правильных результатов.

Особенно к большим погрешностям эти методы могут привести при немонотонном возрастании силы тяги, причём продольные усилия получаются завышенными по сравнению с действительными.

Точное решение задачи определения продольных усилий в поезде, оборудованном автосцепками с мощными фрикционными аппаратами, при известной идеализации схемы (отсутствие зазоров между вагонами, линейность характеристик нагружения и разгружения поглощающих аппаратов, рассмотрение поезда как упруго-вязкого стержня вместо системы дискретных масс с упруго вязкими связями и т. п.) получено проф. В. А. Лазаряном. В этих исследованиях влияние поглощающих аппаратов учтено путём введения в систему сопротивлений, пропорциональных относительным скоростям движения соседних вагонов, справедливость чего иллюстрируется приведённым выше примером рассмотрения двух вагонов, соединённых автосцепками с поглощающими аппаратами, при которых полученные относительные колебания [формула (212)] затухают по закону геометрической прогрессии. Такой вид затуханий колебаний системы соответствует случаю наличия в ней сопротивлений, пропорциональных относительной скорости движения колеблющихся масс.

Полученные проф. В. А. Лазаряном решения ввиду их сложности нуждаются в дополнительной обработке с целью получения рабочих формул для определения динамических усилий в поезде при неустановившихся режимах движения.

Имеющиеся попытки приближённых решений такой задачи основаны на вышеизложенных теориях Н. Е. Жуковского. Так, например, для исследования трогания с места поезда постоянным усилием  $F_K$ , приложенным к паровозу, А. У. Галеевым применён метод, разработанный Н. Е. Жуковским для поезда с неразрезной упряжью и провисших стяжках. При этом, помимо учёта зазоров в межвагонных соединениях  $\epsilon$  (что аналогично провисанию стяжки в задаче Н. Е. Жуковского), А. У. Галеевым дополнительно учитывается предварительное сжатие (затяжка)  $s_H$  поглощающих аппаратов и сопротивление перемещению локомотива ( $W_A$ ) и вагонов ( $W_B$ ). Формула для усилия, возникающего в упряжном приборе между вагонами с порядковыми номерами  $i$  и  $i+1$ , считая номера вагонов от локомотива, имеет вид

$$T_0 = (F_K - Mgw_1) \epsilon;$$

$$T'_0 = mgw \epsilon;$$

$\kappa$  — жёсткость при сжатии двух последовательно соединённых поглощающих аппаратов;

$g$  — ускорение силы тяжести.

Остальные обозначения те же, что и в формуле (182).

При пользовании формулой (213) следует иметь в виду, что определяемые по ней усилия получатся завышенными по сравнению с действительными.

#### Усилия, возникающие в вагонах при соударениях

При оценке усилий, возникающих в упряжных приборах, когда в сортировочных парках соударяются отдельные вагоны или группы вагонов, могут быть использованы результаты, полученные при рассмотрении целого поезда как упругого стержня или составленного из отдельных упруго соединённых масс. Учитывая, что маневровая работа чаще всего производится с небольшими группами вагонов, наиболее точным и удобным является метод рассмотрения соударений вагонов и локомотива как отдельных масс.

В технике различают удары упругие, неупругие и жёсткие. К первым относятся такие соударения твёрдых тел, которые сопровождаются значительными деформациями упругих устройств, помещённых между этими телами, и энергия, затраченная на деформацию, практически полностью возвращается в виде механической работы при обратной деформации (отдаче).

Неупругие удары отличаются тем, что затраченная на деформацию упругих устройств энергия полностью или почти полностью теряется (обращается главным образом в тепловую). Степень упругости удара при соударениях двух тел характеризуется коэффициентом восстановления

$$\kappa_s = \sqrt{\frac{A_2}{A_1}}, \quad (214)$$

где  $A_1$  — механическая работа, затраченная на деформацию упругих устройств;

$A_2$  — то же, восстановленная после возвращения упругих устройств в первоначальное положение.

Исходя из количества движения тел до удара и после удара, коэффициент восстанов-

$$N_{i+1} = \frac{m}{M + (i+1)m} \sqrt{\frac{\kappa}{m} Q^2 + \frac{[M + (i+1)m]^2 \kappa s_H^2}{m^2}}, \quad (213)$$

где

$$Q = \sqrt{T_0 (i+1) (2M + im) - 2T'_0 \sum_{k=1}^{i+1} (k-1) [M + (k-1)m]};$$



ления получим через начальные и конечные скорости двух соударяющихся тел

$$\kappa_s = \frac{m_1(v_{2\kappa} - v_{1\kappa}) + m_2(v_{2\kappa} - v_{2\kappa})}{m_1(v_{1\kappa} - v_{2\kappa})}, \quad (215)$$

где  $m_1$  и  $m_2$  — массы соударяющихся тел;

$v_{1\kappa}$  и  $v_{2\kappa}$  — скорости первого и второго тел до удара;

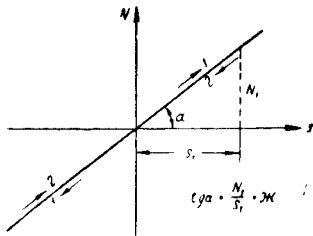
$v_{2\kappa}$  — скорость второго тела после удара.

К жёстким относятся удары, которые происходят непосредственно между твёрдыми телами; появляющаяся при этом деформация во много раз меньше рассмотренных выше деформаций специальных упругих устройств.

Указанная классификация ударов является условной, поскольку в действительности не бывает как абсолютно упругих, так и абсолютно жёстких тел. Следовательно, характер соударения реальных тел будет всегда иметь признаки одновременно трёх указанных выше видов и принятая классификация позволяет лишь условное разделение их по соотношениям деформаций и величинам коэффициентов восстановления. Для абсолютно упругого удара  $\kappa_s = 1$ , а неупругого  $\kappa_s = 0$ .

Вагоны всегда оборудуются упругими устройствами, однако при наездах вагонов друг на друга со значительными скоростями упругие устройства, сжимаясь доотказа, не поглощают всей энергии удара, избыток которой тратится уже на деформацию жёсткой конструкции рамы вагона. В этом случае удар условно разделяют на две стадии: первую — упругий удар и вторую — жёсткий удар.

Наиболее просто находятся усилия при соударениях вагонов, оборудованных пружинами и упругими устройствами (фиг. 48), у которых деформация  $s$  пружин



Фиг. 48. Диаграмма деформации пружинного межавгонного соединения

прямо пропорциональна действующей на них силе  $N$ .

Для случая соударения двух движущихся в одном направлении вагонов с массами  $m_1$  и  $m_2$ , имеющих перед ударом скорости  $v_1$  и  $v_2$  (фиг. 49), дифференциальное уравнение относительного движения вагонов имеет вид

$$s'' + \kappa \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} s = 0, \quad (216)$$

или, вводя обозначение  $\lambda^2 = \kappa \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}$ , получим

$$s'' + \lambda^2 s = 0, \quad (217)$$

где  $s = x_1 - x_2$  — относительное перемещение вагонов;

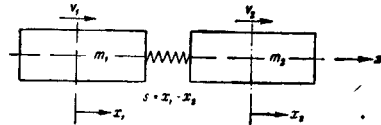
$x_1$  и  $x_2$  — абсолютные перемещения первого и второго вагонов;

$\kappa$  — жёсткость упругих устройств, принятых за эквивалентную пружину.

Решением уравнения (217) является

$$s = C_1 \cos \lambda t + C_2 \sin \lambda t, \quad (218)$$

где  $C_1$  и  $C_2$  — постоянные интегрирования.



Фиг. 49. К расчёту усилий и перемещений при соударении двух вагонов

Начиная отсчёт времени  $t$  с момента соприкосновения упругих устройств вагонов, получаем следующие начальные условия:

$$\text{при } t = 0 \quad s = 0 \quad \text{и} \quad s' = v_1 - v_2 = v, \quad (219)$$

где  $s'$  — относительная скорость вагонов.

Из уравнений (218) и (219)

$$C_1 = 0 \quad \text{и} \quad C_2 = \frac{v}{\lambda}$$

и решение (218) примет вид

$$s = \frac{v}{\lambda} \sin \lambda t. \quad (220)$$

Здесь, как и выше, величина  $\lambda$  представляет круговую частоту относительных колебаний вагонов, измеряемую в рад/сек. Периодом  $T$  этих колебаний является период изменения величины  $\sin \lambda t$  и частотой  $n$  — величина, обратная периоду, т. е.

$$T = \frac{2\pi}{\lambda} [\text{сек}] \quad \text{и} \quad n = \frac{\lambda}{2\pi} [\text{ц}].$$

Так как по условию упругие устройства имеют линейную характеристику, то усилие, действующее в эквивалентной пружине, изменяется по тому же закону, что и её деформация

$$N = s\kappa = \frac{v\kappa}{\lambda} \sin \lambda t. \quad (221)$$

Наибольшее значение усилия  $N$  получается при  $t = \frac{T}{4} = \frac{\pi}{2\lambda}$ , когда синус обращается в единицу,

$$N_{\max} = \frac{v\kappa}{\lambda} = v \sqrt{\kappa \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}}. \quad (222)$$

В частном случае, когда  $m_1 = m_2 = m$ , получим

$$N_{1\max} = v \sqrt{\frac{m\kappa}{2}} \quad \text{и} \quad \lambda = \sqrt{2 \frac{\kappa}{m}}. \quad (223)$$

В случае, когда  $m_2$  очень велика по сравнению с  $m_1$  (удар в неподвижный упор, обо-

рудованный, как и вагон, упругим устройством), наибольшее усилие составит

$$N_{2\max} = v \sqrt{m \lambda} \quad \text{и} \quad \lambda = \sqrt{\frac{\lambda}{m}}. \quad (224)$$

В случае удара в неподвижный упор, не оборудованный упругим устройством, наибольшее усилие достигает

$$N_{3\max} = v \sqrt{2m \lambda} \quad \text{и} \quad \lambda = \sqrt{2 \frac{\lambda}{m}}. \quad (225)$$

Сравнение частных значений наибольших усилий при указанных условиях соударений приводит к следующему соотношению:

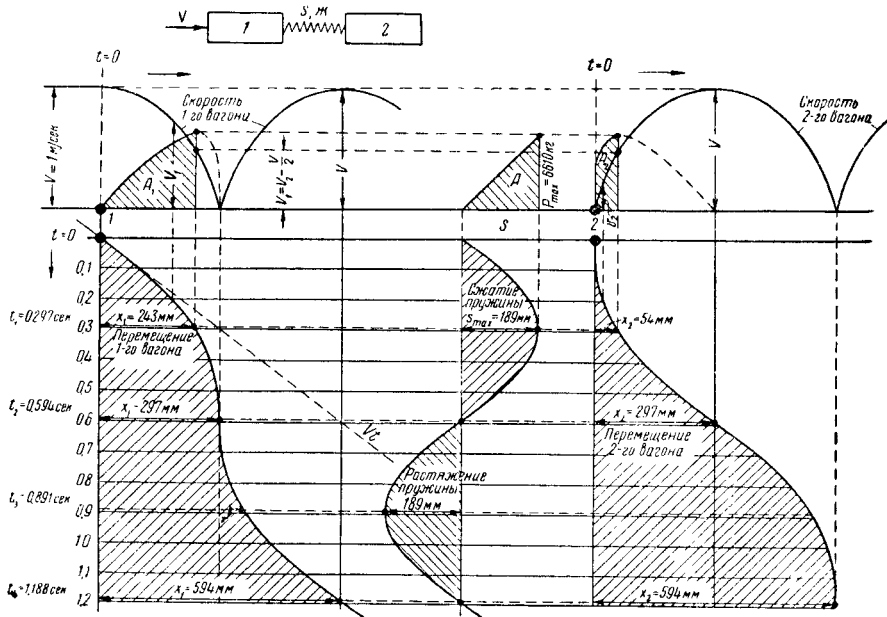
$$N_{1\max} : N_{2\max} : N_{3\max} = 1 : \sqrt{2} : 2.$$

Отсюда следует, что наибольшее усилие возникает при ударе вагона в неподвижный

Дифференцируя уравнения (226) по  $t$ , получим скорости вагонов в любой момент времени:

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= v \frac{m_1}{m_1 + m_2} \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \cos \lambda t \right); \\ v_2 &= v \frac{m_1}{m_1 + m_2} (1 - \cos \lambda t). \end{aligned} \right\} \quad (227)$$

На фиг. 50 изображены графики, характеризующие процесс наезда одного вагона со скоростью  $v = 1 \text{ м/сек}$  на другой, неподвижно стоящий. При этом принято  $m_1 = m_2 = 2500 \text{ кгсек}^2/\text{м}$ ;  $\lambda = 35000 \text{ кг/м}$ . На вертикалях 1 и 2 построены функции перемещений  $x_1$  — первого и  $x_2$  — второго вагонов [уравнения (226)], а на промежуточной вертикали — функция  $s$  сжатия пружины по формуле (220), которая может быть также полу-



Фиг. 50. График изменения усилий и скоростей движения при соударении двух вагонов

упор (не оборудованный буферным устройством) и это усилие получается в два раза больше, чем при ударе вагона в вагон с той же относительной скоростью. Величина усилия при ударе вагона в локомотив или другой вагон большей массы имеет промежуточное значение.

Если рассматривать движение отдельных вагонов, сцепившихся между собой при ударе, в течение продолжительного времени, то необходимо составить два соответствующих дифференциальных уравнения, решениями<sup>1</sup> которых при тех же начальных данных (219) являются:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= v \frac{m_1}{m_1 + m_2} \left( t + \frac{m_2}{m_1} \frac{1}{\lambda} \sin \lambda t \right); \\ x_2 &= v \frac{m_1}{m_1 + m_2} \left( t - \frac{1}{\lambda} \sin \lambda t \right). \end{aligned} \right\} \quad (226)$$

цена как разность ординат перемещений первого и второго вагонов.

Над графиками перемещений вагонов построены кривые изменения их скоростей движения таким образом, что величина скорости  $v$ , соответствующая определенной величине перемещения  $x$ , лежит на вертикали, соединяющей эти кривые.

На том же графике, где построены кривые скоростей вагонов, изображены диаграммы работ, затрачиваемых на изменение движения вагонов и деформацию межавгонных упругих устройств. Заштрихованные площади диаграмм  $A_1$ ,  $A_2$  и  $A$  связаны соотношением

$$A_1 = A + A_2, \quad (228)$$

где  $A_1$  — работа, соответствующая потере живой силы первым вагоном;

$A$  — работа, затраченная на сжатие упругих устройств;

$A_2$  — работа, затраченная на сообщение скорости второму вагону.

<sup>1</sup> Решения получены А. И. Михалевским.

Из фиг. 50 видно, что в момент наибольшего сжатия упругих устройств скорости обоих вагонов становятся одинаковыми и равными половине начальной скорости первого вагона перед ударом. Энергия  $A_1$ , потерянная первым вагоном, расходуется главным образом на сжатие упругих устройств ( $A = \frac{2}{3} A_1$ ), а остальная её часть — на сообщение скорости второму вагону ( $A_2 = \frac{1}{3} A_1$ ). Это соотношение энергии для момента равенства скоростей двух вагонов может быть подсчитано следующим способом:

живая сила  $A_1$ , потерянная первым вагоном, составляет

$$\frac{mv^2}{2} - \frac{m(0,5v)^2}{2} = 0,75 \frac{mv^2}{2};$$

работа  $A$ , затраченная на деформацию упругих устройств, равна

$$\frac{N_1 \max s_{\max}}{2} = \frac{1}{2} \frac{v}{\lambda} \frac{v}{\lambda} = 0,5 \frac{mv^2}{2};$$

живая сила  $A_2$ , приобретённая вторым вагоном, составляет

$$\frac{m(0,5v)^2}{2} = 0,25 \frac{mv^2}{2}.$$

Подстановка полученных значений работ в уравнение (228) подтверждает приведённые выше соотношения.

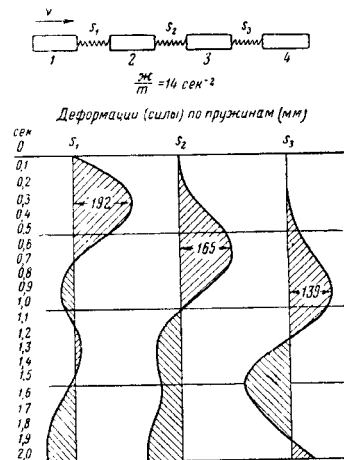
Подобным методом могут быть рассмотрены случаи наезда одного вагона на группу сцепленных между собой вагонов (сцеп) и случаи соударения между собой групп вагонов (сцепов). Во всех этих случаях необходимо составлять систему дифференциальных уравнений с количеством уравнений по числу отыскиваемых функций: в случае отыскания перемещений и скоростей вагонов — по числу вагонов, участвующих в соударении группы, в случае отыскания усилий в упругих приборах — по числу межвагонных соединений. При составлении системы в последнем случае целесообразно следовать методу Н. Е. Жуковского [система уравнений (193)].

На фиг. 51 в виде кривых показаны результаты подсчётов усилий в упругих приборах для случая набегающего одного (первого) вагона со скоростью  $v = 1$  м/сек на сцеп из трёх вагонов. В этом примере массы вагонов и жёсткости упругих устройств приняты одинаковыми, т. е. такими же, как и в предыдущем случае. Характерным в данном случае является то, что наибольшие сжимающие усилия возникают в упругом приборе первого межвагонного промежутка, причём его величина всего лишь на 1,6% превосходит максимальное усилие при соударении двух вагонов.

Формы функции  $s_i$  сжатия первой пружины становятся почти не отличающимися друг от друга, начиная с наезда одного вагона на сцеп из трёх неподвижных вагонов и более. На фиг. 52 изображены функции  $s_i$  для случаев наезда одного вагона на один (1:1), на два (1:2), на три (1:3) и на четыре (1:4) вагона. Из фиг. 52 следует, что наибольшие значения  $s_{i \max}$  во всех этих случаях практически одинаковы.

Следовательно, для проектирования упругих устройств и консольных элементов ваго-

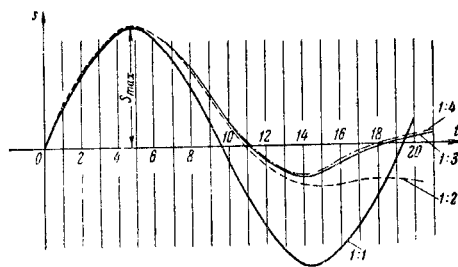
нов расчётные усилия на случай соударения вагонов (при котором пружины не сжимаются доотказа — упругий удар) могут устанавливаться из рассмотрения соударения только



Фиг. 51. График изменения деформаций упругих устройств при наезде одного вагона на сцеп из трёх вагонов

двух вагонов (или одного вагона с локомотивом). При определении расчётных сжимающих усилий для средней части вагона следует рассматривать соударение не менее трёх вагонов так, чтобы расчётный вагон находился между первым и третьим вагонами.

Определение усилий, развивающихся при соударениях вагонов, оборудованных межвагонными фрикционными аппаратами, приводит к значительным затруднениям. Даже при принятии упрощённой (теоретической) характеристики фрикционных аппаратов (см. фиг. 46) величина усилия в упругих приборах при соударениях только двух вагонов не может



Фиг. 52. График деформации первого межвагонного соединения при наезде одного вагона на один (1:1), одного на два (1:2), одного на три (1:3) и одного на четыре (1:4) вагонов

быть выражена непрерывной функцией от времени.

Согласно фиг. 47 величина амплитуды колебаний сжимающей силы в этом случае может быть выражена формулой, представляющей затухающий ряд значений (амплитуд),

$$N_n = v \sqrt{\frac{m \kappa_1}{2}} \left( \frac{\kappa_2}{\kappa_1} \right)^{n-1}, \quad (229)$$

где  $\kappa_1$  и  $\kappa_2$  — жёсткости, соответствующие сжатию и разжатию (выпрямлению) фрикционных аппаратов в межвагонном соединении;  
 $i = 1, 2, 3, \dots$  — порядковый номер максимума функции сжимающего усилия.

Интервал во времени между соседними значениями функции сжимающего усилия (от  $i$  до  $i+1$ ) равен периоду относительных продольных колебаний вагонов при соударении, который может быть подсчитан приближённо по формуле

$$T = \pi \left( 1 + \sqrt{\frac{\kappa_1}{\kappa_2}} \right) \sqrt{\frac{m}{2\kappa_1}}.$$

Наибольшее значение сжимающего усилия при соударении двух одинаковых вагонов составляет (при  $i=1$ )

$$N_{\max} = v \sqrt{\frac{m\kappa_1}{2}}.$$

Рассмотрение задачи определения усилий в упругих приборах, снабжённых фрикционными аппаратами, при набегающем одного вагона на сцеп из двух вагонов приводит к двум дифференциальным уравнениям вида:

$$\begin{cases} s_1' + as_1 - bs_2 = 0; \\ s_2' + ls_2 - ds_1 = 0, \end{cases} \quad (230)$$

где  $s_1$  и  $s_2$  — деформации упругих приборов соответственно первого и второго межвагонных промежутков;

$$\begin{cases} a = \frac{\kappa' (m_1 + m_2)}{m_1 m_2}; & b = \frac{\kappa''}{m_2}; \\ d = \frac{\kappa'}{m_2}; & l = \frac{\kappa'' (m_2 + m_3)}{m_2 m_3}; \end{cases} \quad (231)$$

$\kappa'$  и  $\kappa''$  — жёсткости упругих приборов первого и второго межвагонных промежутков;

$m_1$ ,  $m_2$  и  $m_3$  — соответственно массы первого, второго и третьего вагонов.

Решения этих дифференциальных уравнений можно искать в виде:

$$\begin{cases} s_1 = C_1 \cos \lambda_1 t + C_2 \sin \lambda_1 t + \\ + C_3 \cos \lambda_2 t + C_4 \sin \lambda_2 t; \\ s_2 = C_1 \psi_1 \cos \lambda_1 t + C_2 \psi_1 \sin \lambda_1 t + \\ + C_3 \psi_2 \cos \lambda_2 t + C_4 \psi_2 \sin \lambda_2 t, \end{cases} \quad (232)$$

где  $C_1, \dots, C_4$  — постоянные интегрирования, определяемые по начальным данным;

$\lambda_1$  и  $\lambda_2$  — собственные частоты продольных колебаний системы, определяемые по формулам:

$$\begin{cases} \lambda_1 = \sqrt{\frac{a+l - \sqrt{(a-l)^2 + 4bd}}{2}}; \\ \lambda_2 = \sqrt{\frac{a+l + \sqrt{(a-l)^2 + 4bd}}{2}}; \end{cases} \quad (233)$$

$\psi_1$  и  $\psi_2$  — коэффициенты, определяемые по формулам:

$$\psi_1 = \frac{a - \lambda_1^2}{b}; \quad \psi_2 = \frac{a - \lambda_2^2}{b}. \quad (234)$$

Сложность настоящей задачи состоит в том, что найденные корни  $\lambda_i$  и постоянные  $C_i$  справедливы только до тех пор, пока фрикционные аппараты всех упругих приборов сжимаются. Как только сжатие одного из упругих приборов (вначале первого) прекратится, жёсткость его  $\kappa_1$  перед обратным ходом (разжатием) изменится на  $\kappa_2$ , что приведёт к изменению коэффициентов (231), корней  $\lambda_i$  и коэффициентов  $\psi_i$ , а следовательно, потребуется определять новые постоянные интегрирования  $C_i$  по новым начальным данным, соответствующим моменту перехода одного из упругих приборов на обратную деформацию.

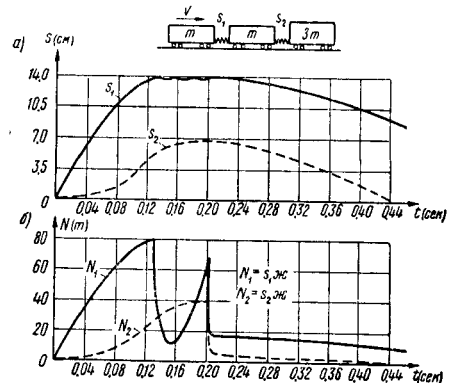
Для упругих приборов с большим трением, когда  $\kappa_2$  составляет по величине небольшую часть  $\kappa_1$  (для шестигранных поглощающих аппаратов автосцепки  $\kappa_2 = 3\kappa_1 < 0,2\kappa_1$ ), при решении задачи в пределах половины периода  $T$  требуется многократный пересчёт корней  $\lambda_i$  и постоянных  $C_i$ .

На фиг. 53 изображён график изменения усилий в первом и втором упругих приборах для случая наезда одного вагона на неподвижно стоящий сцеп из одного вагона и паровоза. Для этой задачи было принято:

$$\begin{aligned} m_1 &= m_2 = 7,14 \text{ т сек}^2/\text{м}; \\ m_3 &= 3m_1 = 21,42 \text{ т сек}^2/\text{м}; \\ \kappa_1' &= \kappa_1'' = 600 \text{ т/м}; \\ \kappa_2' &= \kappa_2'' = 60 \text{ т/м}. \end{aligned}$$

(Характеристика поглощающих аппаратов принята в соответствии с фиг. 46.)

На фиг. 53, а изображены:  $s_1$  — относительные перемещения первого и второго вагонов и  $s_2$  — то же второго и третьего вагонов;



Фиг. 53. Деформации и усилия в поглощающих аппаратах при наезде одного вагона на два стоящих

на фиг. 53, б — соответствующие величины продольных усилий, действующих между вагонами (для построения этих кривых потребовалось одиннадцать пересчётов корней и

постоянных интегрирования. Впадина на кривой  $N_1$ , изображённая в виде плавной кривой, представляет осреднённые значения усилия, имеющего в этом интервале колебательный характер).

Из приведённого примера следует, что наибольшее сжатие поглощающих аппаратов (равное  $s_0 = 0,14$  м) наступает при наезде вагона на сцеп со скоростью  $v_0 = 1,79$  м/сек (6,44 км/час). Если при тех же данных вместо сцепа удар воспринимает только один вагон массой  $m_2 = m_1$ , наибольшее сжатие  $s_0 = 0,14$  м достигается при скорости  $v_0 = 1,8$  м/сек (6,48 км/час). Отсюда следует, что *наибольшая величина сжимающего усилия в первом упругом приборе при соударении вагонов определяется скоростью и массой наезжающего вагона, жёсткостью упругого устройства упряжи и массой первого (принимающего удар) вагона сцепа и практически не зависит от характеристик остальных вагонов сцепа*.

Следовательно, для определения наибольшего усилия в упряжном приборе при ударе одного вагона в сцеп последний можно заменить только одним (первым), принимающим удар вагоном. При этом жёсткость поглощающих аппаратов упряжи принимается соответствующей их сжатию  $ж_1$ .

Выведенная выше формула (222) для наибольших усилий при соударениях двух вагонов с пружинными упругими устройствами остаётся справедливой и в данном случае.

Жёсткие удары, получающиеся при соударениях вагонов с повышенными скоростями, приводят к появлениям значительных усилий, в результате чего нередко происходят разрушения вагонов.

Способ определения усилий при жёстких соударениях вагонов пока ещё носит условный характер, ибо методы расчётов и испытаний вагонов на соударение разработаны далеко не полностью.

В предположении упругих деформаций рам при жёстком соударении вагонов возникающие при этом усилия могут определяться из рассмотрения двух стадий удара: первая, когда соударяющиеся вагоны перемещаются относительно друг друга за счёт сжатия главным образом упругих устройств и частично рам вагонов, и вторая, когда относительное перемещение вагонов происходит только за счёт деформаций рам (и других элементов конструкции) вагонов. Схематически такое разделение удара на две стадии может быть выполнено путём представления упругих межвагонных устройств в виде системы пружин, обладающей двумя ступенями жёсткости (фиг. 54, а).

Графическая характеристика такого упругого соединения показана на фиг. 54, б, где  $ж_1$  представляет собой жёсткость упругих устройств, а  $ж_{II}$  — жёсткость конструкции вагона при сжатии. Величина  $ж_{II}$  находится или из опыта на сжатие вагона в специальном стенде, где измеряется величина деформации вагона и соответствующее ей усилие, или расчётным путём. Для вагонов, имеющих хребтовую балку, жёсткость при продольном сжатии определяется главным образом жёст-

костью хребтовой балки, а величину её приближённо находят по формулам: для случая соударения одинаковых по конструкции вагонов

$$ж_{II} = \frac{EF}{L}, \quad (235)$$

для случая соударения двух различных вагонов

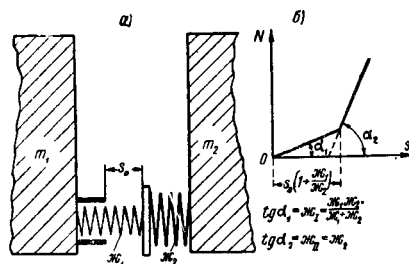
$$ж_{II} = \frac{2E}{\frac{L_1}{F_1} + \frac{L_2}{F_2}}, \quad (236)$$

где  $E$  — модуль упругости материала хребтовой балки;

$F_1, F_2$  — площади поперечного сечения хребтовых балок 1-го и 2-го соударяющихся вагонов;

$L_1, L_2$  — длины хребтовых балок между точками приложения сжимающих усилий.

Учитывая, что при сжатии вагона за пределами упругости пружин происходит деформация не только хребтовой балки, но также деформируются и элементы упругих устройств



Фиг. 54. Схема межвагонного упругого устройства со ступенчатой жёсткостью

после их полной просадки (например, хвостовики автосцепок, корпуса поглощающих аппаратов), величину  $L$  в формулах (235) и (236) следует принимать равной длине вагона по осям сцепления.

Для определения усилий при жёстком ударе вагона в сцеп составляется система дифференциальных уравнений относительных (взаимных) перемещений вагонов. Количество дифференциальных уравнений в системе должно равняться числу межвагонных промежутков всей группы вагонов. Вид дифференциальных уравнений и их общее решение для первой стадии (упругого) удара являются тождественными рассмотренным выше [см., например, систему (230) и соответствующее общее решение (232)]. Решение настоящей задачи отличается от вышеизложенных решений только подстановкой начальных данных перед второй (жёсткой) стадией удара. В этом случае, задаваясь начальной относительной скоростью  $v$  набегающего вагона, определяется его скорость относительно первого вагона сцепа в конце упругой стадии удара, т. е. перед полным сжатием упругих устройств, после которого начинается стадия жёсткого удара. Для этого же момента времени определяются величины относительных перемещений и ско-

ростей, соответствующие остальным межвагонным промежуткам. Найденные величины являются начальными данными решения дифференциальных уравнений для стадии жёсткого удара.

При решении практических задач, когда требуется определить наибольшее усилие при соударении групп вагонов, вначале рассматривается соударение одиночных вагонов. В этом случае задача сводится к отысканию решения дифференциального уравнения вида (217) при указанных выше начальных данных, соответствующих началу жёсткого удара.

Для стадии упругого удара решением дифференциального уравнения (217) является

$$s = \frac{v}{\lambda_I} \sin \lambda_I t, \quad (237)$$

где  $v$  — скорость набегающего вагона;

$\lambda_I$  — частота относительных продольных колебаний вагонов;

$$\lambda_I = \sqrt{\frac{\mathcal{K}_I}{m_1 + m_2} \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}}.$$

Обозначим деформацию при полном сжатии упругих устройств через  $s_0$ , соответствующую этому моменту относительную скорость вагонов  $v_{ж}$ , а через  $v_0$  — минимальную скорость набегающего вагона, при которой произойдёт полное сжатие упругих устройств, но жёсткого удара ещё не появится (при  $v = v_0$ ,  $v_{ж} = 0$ ).

Подставляя в выражение (237) значение  $s_0$  и заданную начальную скорость набегающего вагона  $v$ , получим уравнение

$$\sin \lambda_I t_0 = \frac{s_0 \lambda_I}{v} = \frac{v_0}{v}, \quad (238)$$

из которого определится величина  $t_0$ , соответствующая моменту наступления полного сжатия упругих устройств. Скорость относительного перемещения вагонов в момент  $t_0$

$$v_{ж} = s'_{t=t_0} = v \cos \lambda_I t_0$$

или, заменяя в последнем выражении  $\cos \lambda_I t_0$  его выражением через  $\sin \lambda_I t_0$  по формуле

$$\cos \lambda_I t_0 = \sqrt{1 - \sin^2 \lambda_I t_0},$$

получим

$$v_{ж} = v \sqrt{1 - \left(\frac{v_0}{v}\right)^2}. \quad (239)$$

Формула (239) показывает, что начальная скорость  $v$  набегающего вагона на покоящийся вагон и скорость  $v_0$ , соответствующая моменту полного сжатия упругих устройств, связаны между собой так, что при увеличении  $v$  относительно  $v_0$ ,  $v_{ж}$  асимптотически приближается к  $v$ .

Определяя по найденным начальным данным постоянные интегрирования дифференциального уравнения (217) и умножая относительное перемещение вагонов на соответствующую жёсткость, получим формулу для определения усилий при жёстком ударе вагонов:

$$N_{ж} = N_0 \cos \lambda_{II} t +$$

$$+ \frac{\mathcal{K}_{II} v}{\lambda_{II}} \sqrt{1 - \left(\frac{v_0}{v}\right)^2} \sin \lambda_{II} t, \quad (240)$$

где  $N_0 = s_0 \mathcal{K}_I$  — усилие полного сжатия упругих устройств;

$v_0 = s_0 \lambda_I$  — скорость соударения вагонов, соответствующая полному сжатию упругих устройств;

$\mathcal{K}_I$  и  $\lambda_I$  — жёсткость и частота продольных колебаний вагонов при работе упругих элементов;

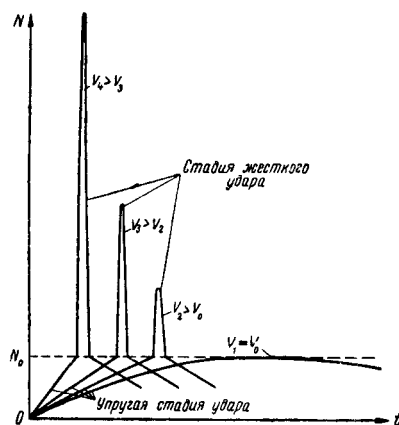
$\mathcal{K}_{II}$  и  $\lambda_{II}$  — то же, после полного сжатия упругих элементов.

Частота  $\lambda_{II}$  определяется по той же формуле, что и  $\lambda_I$  при замене  $\mathcal{K}_I$  на  $\mathcal{K}_{II}$ , однако при этом следует учитывать лишь массы, жёстко связанные с рамой вагона. Если груз на раме вагона может перемещаться, то он практически не влияет на величину  $N$  при жёстком ударе.

Наибольшее значение усилия при жёстком ударе определяется по формуле

$$N_{ж \max} = \sqrt{N_0^2 + \left(\frac{\mathcal{K}_{II}}{\lambda_{II}}\right)^2 (v^2 - v_0^2)}. \quad (241)$$

Формулы (221) и (240), дополняя друг друга, определяют весь процесс изменения продольного усилия при упругой и жёсткой стадиях соударения двух вагонов. На фиг. 55 изображены примерные графики изменения

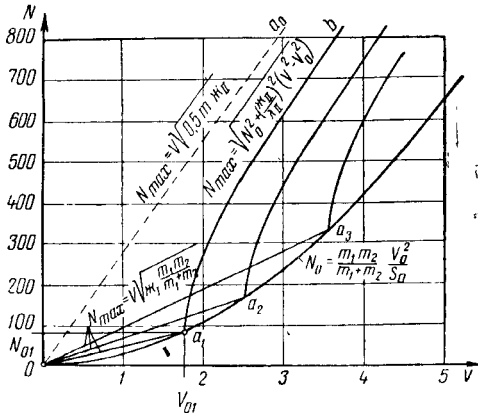


Фиг. 55. Графики изменения усилия во времени при соударении двух вагонов с различными скоростями

продольного усилия во времени при различных скоростях набегающего одного вагона на другой.

На фиг. 56 показаны графики изменения наибольших значений продольных усилий

в зависимости от величины начальной скорости набегания одного вагона на другой. Здесь прямые  $Oa_1$ ,  $Oa_2$ ,  $Oa_3$ , отличающиеся между собой угловыми коэффициентами  $\lambda_1/\lambda_1$ , представляют продольные силы упругой стадии удара, определяемые формулой (222). При достижении скорости набегającego вагона величины  $v_0$ , после чего упругий удар



Фиг. 56. Графики изменения усилия при соударении двух вагонов в зависимости от скорости

сменяется жёстким, прямая претерпевает излом и при дальнейшем увеличении скорости сменяется кривой гиперболического вида. При этом величины продольных усилий резко возрастают, асимптотически приближаясь к значениям, представляемым прямой  $Oa_0$ , соответствующей случаю, когда между вагонами отсутствуют специальные упругие (буферные) устройства.

Точки перелома ( $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$ , ...) функции продольной силы, соответствующие моментам полного сжатия различной жёсткости упругих устройств (при  $v = v_0$ ), лежат на одной параболе, связывающей между собой значения  $N_0$  и  $v_0$ ,

$$N_0 = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \frac{1}{s_0} v_0^2, \quad (242)$$

где  $s_0$  — наибольшее сжатие межвагонных упругих устройств.

**Пример.** Грузёный крытый четырёхосный вагон массой  $m_1 = 7,44 \text{ т сек}^2/\text{м}$ , оборудованный автоцепкой с шестигранным поглощающим аппаратом, имеющим наибольший ход при сжатии  $\frac{s_0}{2} = 0,07 \text{ м}$ , ударяется при манёврах о другой вагон массы  $m_2 = m_1$ , также оборудованный автоцепкой.

Пренебрегая работой буферов, жёсткость межвагонного упругого соединения определим как жёсткость двух последовательно соединённых поглощающих аппаратов. Как и выше, принимаем эту жёсткость  $\lambda_1 = 600 \text{ т/м}$ .

Согласно Правилам технической эксплуатации железных дорог СССР скорость соударения вагонов при манёврах допускается не выше  $v = 5 \text{ км/час}$ . Соответствующее наибольшее продольное усилие при соударении вагонов с такой скоростью составляет

$$N = v \frac{\lambda_1}{\lambda_1} = v \sqrt{\frac{m \lambda_1}{2}} = 1,4 \sqrt{\frac{7,44 \cdot 600}{2}} = 66 \text{ т}.$$

Полное сжатие поглощающих аппаратов произойдёт при скорости соударения

$$v_0 = s_0 \lambda_1 = s_0 \sqrt{2 \frac{\lambda_1}{m}} = 0,14 \sqrt{2 \frac{600}{7,44}} = 1,78 \text{ м/сек}.$$

Усилие сжатия при этом равняется

$$N_0 = s_0 \lambda_1 = 0,14 \cdot 600 = 84 \text{ т}.$$

При соударении вагонов со скоростью, превышающей допускаемую для манёвров  $v = 1,5 \text{ м/сек}$ , а также  $v = v_0$ , появится жёсткий удар и продольное усилие существенно возрастет. Принимая для крытого четырёхосного вагона (с ручным тормозом) длину по осям сцепления автоцепок (при сжатых поглощающих аппаратах)  $L = 15,2 \text{ м}$ , площадь поперечного сечения хребтовой балки  $F = 150 \text{ см}^2$ , модуль упругости для стали  $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$  получим жёсткость вагона на сжатие при второй стадии удара

$$\lambda_{II} = \frac{EF}{L} = \frac{2,1 \cdot 10^6 \cdot 150}{1520} \cdot 0,1 = 20700 \text{ т/м}.$$

Частота продольных относительных колебаний вагонов при жёстком ударе составит

$$\lambda_{II} = \sqrt{2 \frac{\lambda_{II}}{m}} = \sqrt{2 \frac{20700}{7,44}} = 74,6 \text{ гц}.$$

Наибольшее усилие при соударении вагонов с начальной скоростью  $v > v_0$  определится по формуле

$$N_{\lambda \text{ max}} = \sqrt{N_0^2 + \left( \frac{\lambda_{II}}{\lambda_{II}} \right)^2 (v^2 - v_0^2)} = \sqrt{7056 + 77200(v^2 - 3,17)}.$$

При начальной скорости соударения  $v = 2 \text{ м/сек}$  получим

$$N_{\lambda \text{ max}} = \sqrt{7056 + 77200(4 - 3,17)} = 267 \text{ т}.$$

Значения усилий  $N_{\lambda \text{ max}}$  при других скоростях соударения показаны на фиг. 56 кривой  $Oa_0, b$ .

Из рассмотренного следует, что повышение скоростей соударения при манёврах выше  $v_0$ , при которой происходит полное сжатие поглощающих аппаратов, недопустимо, так как это приводит к повреждению вагонов.

Исследования Л. Н. Никольского показывают, что действительные характеристики поглощающих аппаратов во многих случаях существенно отличаются от линейной функции, а приближаются к параболической вида

$$N = as^n + b,$$

причём параметр  $a$  параболы зависит не только от конструктивной мощности аппарата, но и от скорости его загрузки. Величина  $b$  представляет собой предварительную затяжку аппарата.

При соударении двух вагонов, оборудованных поглощающими аппаратами с параболическими характеристиками, возникающее усилие определяется из уравнения

$$(N - b)(N + nb)^n = a \left[ \frac{(n+1)v^2 m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} \right]^n$$

или, пренебрегая предварительной затяжкой  $b$ , как величиной относительно малой,

$$N = \sqrt[n+1]{a \left[ \frac{(n+1)v^2 m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} \right]^n}.$$

Скорость соударения  $v_0$ , при которой достигается полное закрытие поглощающих аппаратов,

$$v_0 = \sqrt{\frac{2n}{a} \frac{N_0^{n+1}}{\left[ \frac{(n+1)m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} \right]^n}}$$

или

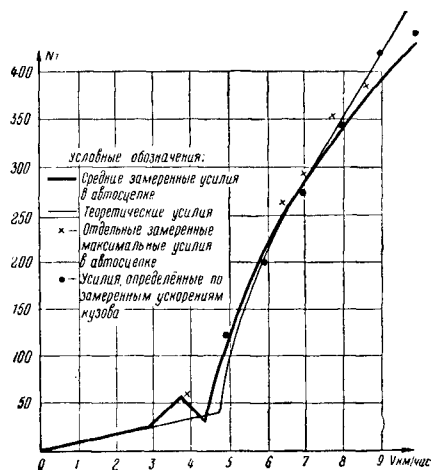
$$v_0 = \sqrt{\frac{2N_0 s_0}{(n+1) \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}}}$$

Здесь, как и выше,  $N_0$  и  $s_0$  соответственно сила и ход двух последовательно соединённых поглощающих аппаратов при полном сжатии.

Для определения  $N_{\max}$  при жёстком ударе двух вагонов, оборудованных поглощающими аппаратами с параболическими характеристиками, значения  $N_0$  и  $v_0$ , полученные из последних формул, подставляют в формулу (241).

Формула (241) справедлива лишь до тех пор, пока определяемые по ней усилия создают упругие деформации рамы и не приводят к пластическим деформациям или разрушениям элементов конструкции рамы и упряжных приборов. В последнем случае величины  $N$  жс тах меньше получающихся по этой формуле.

Проведённые в 1951 г. ЦНИИ МПС и НИБ Главвагона МТрМ испытания на соударение пассажирских металлических вагонов длиной 23,6 м, оборудованных пружинно-фрикционными поглощающими аппаратами ЦНИИ-Н6, показали, что при соударениях со скоростями до 8—9 км/час теоретически найденные по формуле (241) усилия хорошо согласуются с непосредственно замеренными при опытах. Однако с дальнейшим повышением скоростей соударения, когда максимальные усилия достигают 350—400 т, экспериментальная кривая (фиг. 57) отклоняется от теоретической

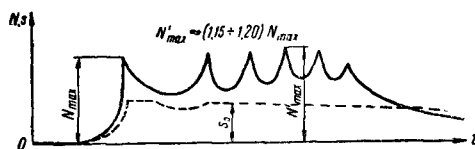


Фиг. 57. График максимальных усилий при соударениях одиночных металлических пассажирских вагонов длиной 23,6 м

в сторону меньших значений усилий (что свидетельствует о частичной потере вагоном жёсткости).

Выше указывалось, что при соударении групп однородных вагонов со скоростями  $v < v_0$ , т. е. когда не происходит полного сжатия поглощающих аппаратов, максимальное усилие возникает у соударяющихся между собой головных вагонов этих групп, причём наибольшая величина усилия при этом практически является такой же, как и в случае соударения между собой только двух таких вагонов.

Если скорость соударения  $v$  существенно превышает  $v_0$  и поглощающие аппараты головных и следующих за головными вагонов сцепа сжимаются доотказа, то происходит жёсткий удар между головными и последующими вагонами. При этом усилие, возникающее между головными вагонами сцепов, нарастает ступенями (фиг. 58) через промежутки



Фиг. 58. График изменения усилия и перемещений между головными вагонами двух сцепов при их соударении

времени, соответствующие моментам появления максимальных значений усилий между последующими вагонами сцепов.

Опыты, проведённые ЦНИИ МПС и НИБ Главвагона МТрМ, показывают, что наибольшее усилие, возникающее между головными вагонами сцепов, в этом случае возрастает по сравнению с усилиями, возникающими при соударениях одиночных вагонов. При больших скоростях соударения это возрастание происходит по мере увеличения числа вагонов в каждом сцепе до 4—5 единиц и достигает 15—20% усилия, развивающегося при соударении одиночных вагонов. Дальнейшее увеличение числа вагонов в сцепах на величину наибольшего усилия между головными вагонами соударяющихся сцепов влияния не оказывает.

Уменьшение величины усилий, развивающихся при соударениях вагонов с повышенными скоростями, достигается увеличением мощности поглощающих аппаратов. При этом особенно целесообразно характеристику жёсткости аппарата иметь переменную — малая жёсткость в начале хода, постепенно увеличивающаяся к концу сжатия плавно или ступенями. Такую характеристику в виде ломаной линии имеют пассажирские поглощающие аппараты ЦНИИ-Н6. Целесообразная величина мощности аппарата, определяемая площадью его диаграммы сжатия, может приблизительно подбираться исходя из допустимой скорости соударения вагонов при манёврах с учётом необходимого запаса мощности на случай превышений скоростей соударения вагонов в эксплуатации. Из рассмотрения процесса упругого соударения двух вагонов следует, что лишь половина всей живой силы набегающего вагона на покоящийся вагон затрачивается на сжатие упругих уст-



роиств, а остальная половина расходуется на поддержание движения ударяющего и создание движения ударяемого вагона. Так как при соударении двух вагонов сжимаются одновременно два поглощающих аппарата, то для предотвращения жестких ударов каждый аппарат при соударении должен поглощать четвертую часть всей живой силы пабегающего вагона. Обозначая минимально необходимую мощность поглощающего аппарата через  $A_{\min}$ , получим для случая соударения двух четырехосных вагонов грузоподъемностью 60 т каждый с допускаемой скоростью  $v = 1,5$  м/сек

$$A_{\min} = \frac{mv_0^2}{2} \cdot \frac{1}{4} = \frac{82 \cdot 1,5^2}{9,81 \cdot 2} \cdot \frac{1}{4} = 2,35 \text{ тм.}$$

Существующие шестигранные поглощающие аппараты обладают теоретической мощностью, близкой к полученной величине, а практически несколько большей. При повышении скорости соударения вагонов хотя бы до 2 м/сек потребная мощность поглощающего аппарата увеличивается на 78% и при аппаратах существующей мощности произойдет жесткий удар.

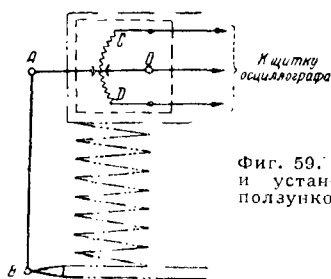
## ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ВАГОНОВ

Одним математическим анализом невозможно охватить всей сложности явлений динамики вагонов. Поэтому все новые конструкции вагонов подвергаются всесторонним динамическим испытаниям.

При динамических испытаниях вагонов производят следующие основные измерения:

- 1) деформаций рессор и действующих на них нагрузок при различных скоростях движения в прямых и кривых участках рельсовых путей;
- 2) перемещений и ускорений кузова вагона в пространстве при его колебаниях на рессорах, вызванных неровностями рельсовых путей;
- 3) деформаций упругих элементов в ударно-топковых приборах и напряжения в них при движении вагонов в поездах, торможении и маневровых соударениях;
- 4) напряжений в наиболее ответственных элементах вагона и в особенности в его ходовых частях.

Деформации рессор обычно измеряются при помощи электрических прогибомеров реостатного типа (фиг. 59), соединяемых по

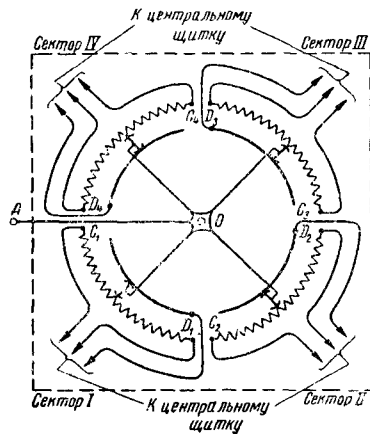


мостиковой схеме с шлейфом осциллографа для непрерывной регистрации процесса колебаний на фотоленте.

При испытаниях прогибомер устанавливается на элемент, опирающийся на рессору, а его поворотный рычаг  $OA$ , связанный со скользящим контактом (ползунком) реохорда  $CD$  жестким поводком  $AB$ , шарнирно соединяется с подрессорным основанием.

Вертикальные колебания рессоры приводят к поворотам рычага  $OA$  относительно точки  $O$  и соответственным перемещениям скользящего контакта по реохорду, что в свою очередь изменяет соотношение сопротивлений плеч мостика и величину электрического тока, протекающего в его диагонали. Изменения электрического тока, пропорциональные колебаниям рессоры, регистрируются в некотором масштабе на фотоленте осциллографом.

Для анализа колебаний вагона употребляются так называемые четырехкомпонентные прогибомеры (конструкции Вершинского и Боркунского), позволяющие отдельно регистрировать главные виды колебаний. В каждом из этих прогибомеров заключено по четыре реохорда (I—IV) с четырьмя жестко связанными между собой скользящими контактами, поворачивающимися одним рычагом (фиг. 60). Четыре таких прогибомера устанавливаются над четырьмя симметрично расположенными комплектами рессор вагона. Реохорды прогибомеров соединены в специальные параллельно-последовательные мостиковые схемы, позволяющие одновременно и

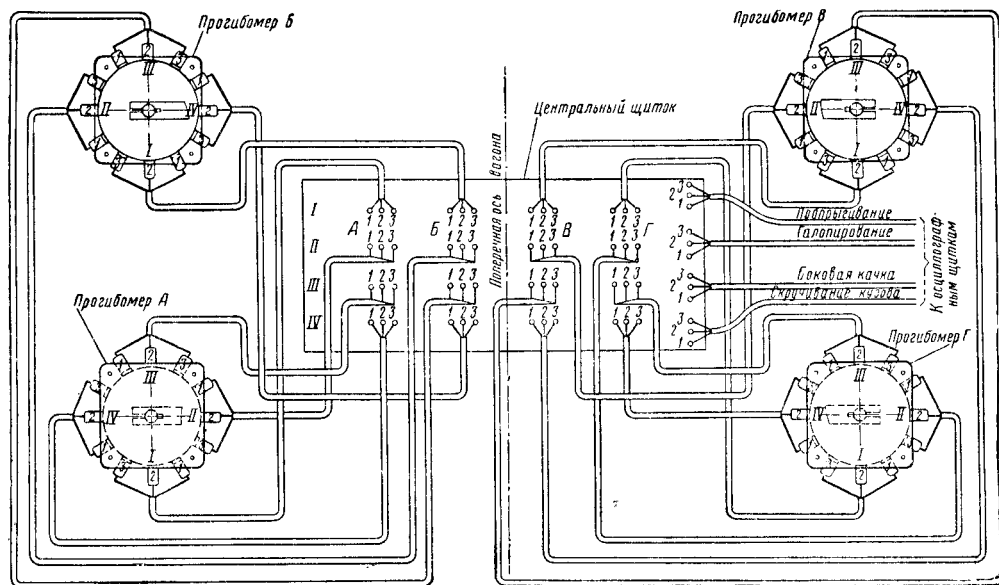


Фиг. 60. Схема устройства четырехкомпонентного прогибомера

раздельно регистрировать четыре вида колебаний рессор. Например, в вертикальной плоскости могут быть раздельно записаны подпрыгивание, галопирование, боковая качка и кососимметричные деформации рессор от скручивания кузова вагона или перекосов пути; в горизонтальной плоскости — влияние и боковой отнес и т. п. Для удобства пользования такими приборами при опытах провода от прогибомеров присоединяются к центральному щитку, установленному на испытываемом вагоне, в котором заранее смонтированы соответствующие схемы соединения реохордов.

На фиг. 61 изображены четыре четырёхкомпонентных прогибомера, установленных в симметричных точках А, Б, В, Г кузова вагона для записи его вертикальных колебаний,

прогибомеров, и А и В, результирующие колебания двух комплектов рессор одной тележки того же вагона, записанные при помощи обычных одиночных прогибомеров.



Фиг. 61. Схема соединения четырёхкомпонентных прогибомеров с центральным щитком

и соединение секторов прогибомеров с центральным щитком. На фиг. 62 показана монтажная схема центрального щитка, где группа I соответствует соединению для записи подпрыгивания кузова, группа II — галоупирования, группа III — боковой качки и группа IV — скручивания кузова и перекосов

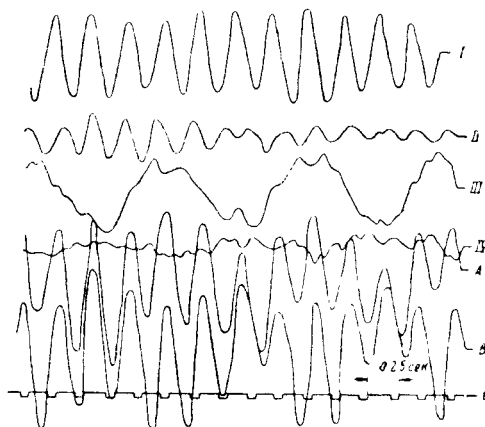


Фиг. 62. Схема монтажа центрального щитка на четыре вида колебаний

пути. Для быстрого и безошибочного подключения проводов от прогибомеров к центральному щитку они собираются в многожильные кабели, снабжённые специальными многоштыревыми вилками. От центрального щитка трёхжильные кабели в количестве, равном числу регистрируемых видов колебаний, идут к щитку осциллографа.

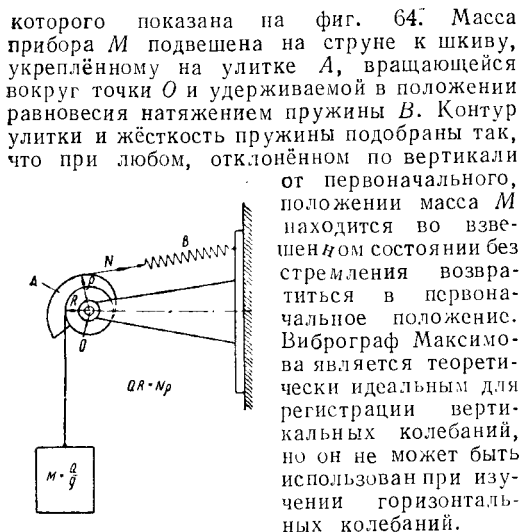
На фиг. 63 показана осциллограмма вертикальных колебаний кузова четырёхосного хоппера. На осциллограмме в одинаковом масштабе записаны: I — подпрыгивание, II — галоупирование, III — боковая качка, IV — кососимметричные деформации рессор, полученные при помощи четырёхкомпонентных

Колебания кузова в пространстве регистрируются при помощи вибрографа. Обычные системы вибрографов по своим частотным характеристикам не пригодны для регистрации колебаний вагонов, так как диа-



Фиг. 63. Осциллограмма колебаний на рессорах гружёного кузова хоппера, полученная при помощи четырёхкомпонентных (I, II, III и IV) и одиночных (А и В) прогибомеров

пазон частот собственных и вынужденных колебаний вагонов весьма широк. Единственно пригодным для этой цели является аperiодический виброграф системы инж. Н. Н. Максимова, принципиальная схема



Фиг. 64. Принципиальная схема аperiodического вибрографа системы инж. Н. Н. Максимова

Ускорения элементов вагона при их колебаниях в пространстве измеряют при помощи специальных приборов — ускоренмеров. Принципиальное отличие ускоренмера от вибрографа заключается в его частотной характеристике. Если для удовлетворительной регистрации колебательных процессов виброграф должен иметь собственную частоту, в 5—10 раз меньшую частоты регистрируемого процесса, то ускоренмер, наоборот, должен иметь собственную частоту, в 5—10 раз большую частоты регистрируемых ускорений.

Чаще всего при динамических испытаниях вагонов употребляются ускоренмеры с упругим маятником, в которых в качестве чувствительных элементов употребляются пакеты угольных пластинок, изменяющих своё омическое сопротивление пропорционально силе их сжатия.

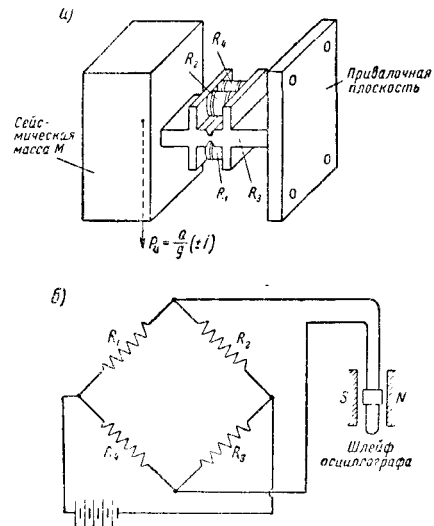
На фиг. 65, а показано схематическое изображение такого ускоренмера (разработанного работниками ЦНИИ МПС и НИИ Главвагона), имеющего массу  $M$ , упруго подвешенную на пластине, в которой для концентрации деформаций выполнен двусторонний подрез.

По обе стороны пластины вблизи подреза между упорами и винтовыми зажимами удерживают пакеты угольных пластин с сопротивлениями  $R_1, R_2, R_3$  и  $R_4$ , включёнными по схеме мостика (фиг. 65, б) на осциллограф.

При движении массы прибора  $M$  с ускорением  $j$  инерционная сила  $P_d$ , пропорциональная ускорению, деформирует пластину подвески массы, что приводит к изменениям нажатий на пакеты угольных пластин и соответственно изменению их сопротивлений. Изменение сопротивлений  $R_1, R_2, R_3$  и  $R_4$ , включённых в плечи мостика, приводит к изменению величины тока в его диагонали, что осциллографом регистрируется на фотоленте в некотором масштабе как изменение ускорений при колебаниях того объекта, на котором укреплен прибор. Ускоренмер может быть

использован для регистрации как вертикальных, так и горизонтальных ускорений при соответствующей ориентации направления колебаний массы прибора по вертикальному или горизонтальному направлению.

Собственная частота ускоренмера для динамических испытаний вагонов должна быть 250—300 гц, однако для регистрации



Фиг. 65. Принципиальная схема устройства и включения угольного ускоренмера

ускорений при колебаниях кузова на рессорах (основной тон) без больших погрешностей можно применять приборы с собственной частотой 80—100 гц.

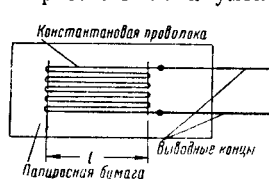
Для определения усилий, возникающих в ударно-тяговых приборах, при маневровых соударениях вагонов измеряют деформации упругих устройств этих приборов, а затем по жёсткости упругих устройств, определяемой на прессе, подсчитывают сжимающие усилия.

Деформации упругих устройств измеряют при помощи электрических ходомеров реостатного типа, принципиальное отличие которых от прогибомера состоит только в том, что здесь реохорд выполняется не по дуге, а по прямой, а скользящий контакт связан непосредственно с перемещающейся деталью упругого прибора вагона.

Когда в поглощающем аппарате ударно-тяговых приборов помимо упругих элементов имеются также и фрикционные, жёсткость которых, найденная в стационарных условиях на прессе, существенно отличается от жёсткости при ударе, усилия при соударениях вагонов определяются по напряжениям в элементах ударного прибора (например в хвостовике корпуса автосцепки), измеряемых при помощи проволоочных датчиков.

Проволоочными датчиками также пользуются для измерения динамических напряжений в элементах вагона при его движении, а в последнее время они употребляются в качестве чувствительных элементов для более точных высокочастотных ускоренмеров.

Принцип действия проволоочного датчика основан на изменении омического сопротивления проводников при их растяжении-сжатии. Обычно материалом для проволоочных датчиков служит константановая проволока диаметром 15—30 микрон. Сопротивление проволоки из константана увеличивается при её растяжении и уменьшается при сжатии.



Фиг. 66. Проволоочный датчик

Проволока в датчике размещается петлеобразно (фиг. 66) между склеенными между собой листами папиросной бумаги. Средняя длина  $l$  петель, называемая базой датчика, обычно равняется 5—20 мм, при этом общее сопротивление нити проволоочного датчика составляет 50—200 ом.

Отношение относительного изменения сопротивления к соответствующему относительному удлинению проволоочного датчика принято называть фактором чувствительности

$$\gamma = \frac{\Delta R l}{R \Delta l}$$

где  $R$  — общее сопротивление нити датчика до его удлинения;

$\Delta R$  — приращение сопротивления датчика при его удлинении;

$l$  — база датчика;

$\Delta l$  — удлинение базы датчика.

Для константановой проволоки  $\gamma \approx 2$ .

При экспериментальных исследованиях напряжённого состояния конструкции датчики наклеиваются на поверхности обследуемых элементов. При деформации материала элементов конструкции деформируются также и наклеенные датчики, по изменению сопротивления которых устанавливается величина соответствующего среднего (на длине базы датчика) относительного удлинения материала поверхности элемента и напряжения в нём.

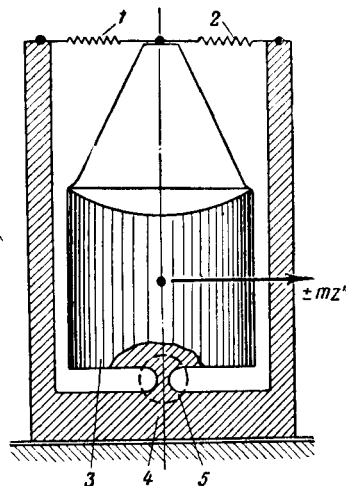
На фиг. 67 изображена общая принципиальная схема включения проволоочного датчика при измерениях динамических напряжений конструкции. На схеме обозначено:



Фиг. 67. Принципиальная схема включения проволоочного датчика

туемую деталь; 2 — датчик для температурной компенсации, наклеиваемый на отдельную пластину из того же материала, что и деталь, и помещённую в те же температурные условия; 3 — трёхжильный экранированный кабель, соединяющий датчики с электронным усилителем 4; 5 — осциллограф для непрерывной регистрации на фотоленте напряжений в детали.

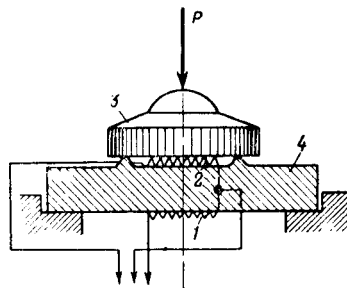
Для приклейки датчиков к исследуемым деталям обычно употребляется целлулоидный клей, однако в ответственных и длительных испытаниях и особенно для датчиков с малой базой (3—5 мм) применяется более прочный карбинольный клей.



Фиг. 68. Принципиальная схема ускоренимера с проволоочными датчиками: 1 и 2 — датчики; 3 — сейсмическая масса; 4 — корпус; 5 — упругий шарнир

При испытаниях вагонов в последние годы применяют ускоренимеры, силомерные мессдозы и другие приборы, основанные на использовании проволоочных датчиков.

На фиг. 68 изображена принципиальная схема ускоренимера, а на фиг. 69 — силомерной мембранной мессдозы.



Фиг. 69. Принципиальная схема мембранной мессдозы с проволоочными датчиками: 1 и 2 — датчики; 3 — пуансон; 4 — мембрана

Деформации упругих элементов этих приборов под действием указанных на схемах усилий вызывают деформации проволоочных датчиков, включённых по мостиковой схеме на шлейф осциллографа подобно тому, как показано на фиг. 67. В отличие от предыдущей схемы (фиг. 67), в этих схемах (фиг. 68 и 69) оба датчика 1 и 2 являются активными и, поскольку они включены в симметричные плечи мостика, выполняют также роль взаимных компенсаторов температурных деформаций.

## ПРОЧНОСТЬ ВАГОНА

## ВВЕДЕНИЕ

## Общие положения

Вагон представляет собой сооружение, рассчитанное на передвижение с большими скоростями по рельсовому пути в течение длительного срока службы. Части вагона подвергаются действию собственного веса вагона, веса находящихся в нём пассажиров или перевозимых грузов, а также действию других сил, возникающих при постройке вагона и в процессе его эксплуатации.

Оценка прочности элементов вагона сводится к решению трёх основных вопросов: 1) определению усилий, действующих на исследуемый элемент; 2) определению величины и характера напряжений, возникающих в элементе от действующих на него усилий; 3) определению допустимости возникающих в элементе напряжений для безопасной и надёжной работы его в условиях эксплуатации.

При решении перечисленных задач используются общие методы теоретической механики, строительной механики, теории упругости и науки о прочности материалов. Наряду с этим также используются или непосредственно проводятся специальные теоретические и экспериментальные исследования элементов вагона.

В связи с увеличением скоростей движения на железнодорожном транспорте и повышением интенсивности использования вагонов за последние десятилетия возникла наука о динамике и прочности вагонов.

В настоящей главе рассматриваются вопросы прочности.

Развитие науки о прочности вагонов в основном принадлежит советским инженерам-конструкторам и учёным. Уже в двадцатых годах нашего века в противоположность примитивным заграничным расчётам, рассматривавшим раму вагона как систему отдельных шарнирно опёртых или неразрезных балок на неподвижных опорах, советским специалистом проф. Несторовым рама вагона рассматривалась как статически неопределимая система перекрёстных неразрезных упругих балок с учётом шпренгелей.

Примерно в это же время П. И. Травиним применялся так называемый метод подпора, также учитывавший упругие свойства и статическую неопределимость вагонных рам. Им же были впервые разработаны основные данные для расчётов и проектирования вагонов. Метод перекрёстных неразрезных балок усовершенствовал М. М. Стемпневский. В тридцатых годах советскими конструкторами и исследователями вагонов П. Г. Проскуриным, К. А. Сафонцевым, Н. А. Ковалёвым, У. И. Говбергом и другими были широко внедрены в практику расчётов кузовов и рам тележек вагонов методы строительной механики стержневых систем, разработанные советскими учёными.

В Институте электросварки АН УССР под руководством Е. О. Патона и Б. Н. Горбунова были проведены большие работы по исследованию прочности сварных соединений в вагонах. Б. Н. Горбунов разработал также

методы использования теории тонкостенных стержней В. З. Власова и А. А. Уманского в применении к вагонным конструкциям.

На основе экспериментальных исследований ЦНИИ МПС и НИБ Главвагона, проведённых перед Великой Отечественной войной кафедрой строительной механики Военно-Воздушной Академии им. Н. Е. Жуковского под руководством А. А. Уманского, были исследованы и разработаны основные положения расчёта и конструирования цельнонесущих металлических кузовов пассажирских вагонов.

Дальнейшие экспериментальные исследования ЦНИИ МПС и НИБ Главвагона МТрМ показали, что использование вышеперечисленных работ при расчётах вагонных конструкций приводит к результатам, оценивающим с высокой степенью точности усилия и напряжения, возникающие в элементах вагонных конструкций.

Эти результаты наряду с результатами исследований динамических усилий, действующих на вагоны, и исследованиями опыта эксплуатации последних позволяют с достаточной надёжностью оценивать прочность элементов вагонных конструкций.

Для облегчения решения практических вопросов о прочности вагонов результаты теоретических и экспериментальных исследований обобщаются и систематизируются в виде норм для расчётов на прочность вагонов.

Нормы расчётов прочности  
и конструирования вагонов

При конструировании и поверочных расчётах до последнего времени отдельные вагоностроительные заводы пользуются «Основными данными для производства расчётов при проектировании вагонов» бывшего Центрального вагоноконструкторского бюро ВОВАТ (в редакции 1934 г.).

Главным недостатком этих «Основных данных» является отсутствие требований и рекомендаций по выбору расчётных схем и методов расчёта, вследствие чего между нормами расчётных нагрузок и нормами допускаемых напряжений отсутствует взаимная согласованность, необходимая для проектирования конструкций наименьшего веса и необходимой прочности. Этот недостаток отчасти компенсируется назначением «Постоянных условных расчётных величин» и пониженными допускаемыми напряжениями. Однако такая компенсация сужает возможности рационального конструирования, а при применении уточнённых расчётных схем приводит к противоречиям с допускаемыми напряжениями. Неточностями «Основных данных» являются также чрезмерно высокие нормы ветровых нагрузок и центробежной силы, отсутствие данных для учёта вертикальных динамических нагрузок обрессоренных частей, излишне высокие допускаемые напряжения при расчёте только на статические нагрузки. Перечисленные недостатки «Основных данных» обуславливаются ограниченностью экспериментальных данных в период их составления.

В приводимых ниже «Основных данных» для производства расчётов при проектировании

вагонов» (стр. 733) устаревшие по содержанию пункты и данные опущены или исправлены.

Для расчётов прочности сварных соединений предназначены Технические условия по применению сварки в вагоностроении НКПС и НКСМ, разработанные в 1941 г.

В настоящее время в связи с тем, что технология производства и качество сварных соединений значительно изменились и улучшились, Технические условия по применению сварки в вагоностроении пересматриваются. Данные для расчётов на прочность сварных соединений, отвечающие современным условиям, вошли в проект новых норм проектирования и расчётов на прочность механической части вагонов. Эти нормы, разработанные ЦНИИ МПС и НИИ Главвагона МТрМ, подверглись широкому обсуждению и в настоящее время находятся в стадии утверждения. Некоторые конструктивные требования, изложенные в «Основных данных для производства расчётов при проектировании вагонов» бывшего ЦВКБ, оправдавшиеся практикой, сохранились и в новых нормах.

### НОРМЫ РАСЧЁТНЫХ НАГРУЗОК, МЕТОДЫ РАСЧЁТА, ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ ДЛЯ ВАГОНОВ<sup>1</sup>

#### Нормы расчётных нагрузок

При расчёте вагонов и их частей на прочность учитывают следующие виды усилий: 1) вертикальную нагрузку; 2) боковую нагрузку; 3) продольную нагрузку; 4) кососимметричную нагрузку; 5) усилия вписывания в кривую; 6) усилия, связанные с торможением и работой отдельных механизмов; 7) внутреннее давление в резервуарах; 8) усилия распора сыпучих тел и 9) некоторые усилия, вызванные технологическими факторами.

Все указанные нагрузки при расчёте элементов вагона принимают действующими статически.

Детали и узлы вагона рассчитывают на невыгоднейшее сочетание указанных нагрузок и, кроме того, отдельно на нагрузки, возникающие в связи с принятыми способами ремонта вагонов, а также методами загрузки и выгрузки.

**Вертикальная нагрузка** складывается из собственного веса (тары) вагона, полезной нагрузки и динамической нагрузки. Собственный вес и вес полезной нагрузки, сложенные вместе, называются весом (нагрузкой) брутто.

Под собственным весом понимается вес всех элементов вагона, нагружающих рассчитываемый элемент, включая и вес самого элемента.

**Полезная нагрузка** и характер её приложения для грузовых вагонов или пассажирских вагонов специального назначения определяются техническим заданием на проектирование. Полезная нагрузка для пассажирских вагонов общего назначения состоит из веса пассажиров с багажом, запасов воды,

топлива и других предметов экипировки вагона.

Вес пассажиров с багажом определяется населённостью вагона и условным весом одного пассажира.

Населённость вагона дальнего следования вычисляют по наибольшему числу плакартных мест, которое может быть установлено при эксплуатации вагона. Населённость вагонов пригородного и местного сообщений определяется по числу мест для сидения и из расчёта 7 человек стоящих пассажиров на 1 м<sup>2</sup> свободной площади пола (площадь, занятая ногами сидящих пассажиров, шириной 200 мм у краёв диванов не учитывается).

Вес пассажира с багажом принимают: для вагонов дальнего следования 100 кг, для вагонов пригородных и местных поездов 70 кг.

Для каждого из рассчитываемых элементов вагона должно быть учтено наиболее невыгодное расположение полезной нагрузки.

**Вертикальная динамическая нагрузка** учитывается путём умножения собственного веса вагона и полезной нагрузки (или напряжений, полученных от этих нагрузок) на коэффициент вертикальной динамики. Коэффициент вертикальной динамики

$$k_d = a + \frac{0,01 v}{f_{cm}}, \quad (1)$$

где  $a$  — коэффициент, равный 0,05 для элементов кузова, 0,10 — для обрессоренных частей тележки и 0,15 — для необрессоренных частей тележки (за исключением колёсных пар);

$v$  — наибольшая скорость движения вагона, установленная техническим заданием, в км/час;

$f_{cm}$  — статический прогиб рессорного подвешивания вагона в см.

Формула (1) применима в интервале скоростей  $70 \leq v \leq 100$  км/час и при  $f_{cm} \geq 1,5$  см.

При статическом прогибе, меньшем 1,5 см, для определения коэффициента динамики  $k_d$  принимается  $f_{cm} = 1,5$  см.

**Боковая нагрузка** для всех частей вагона, за исключением колёсных пар, состоит из центробежной силы и давления ветра.

**Центробежная сила**, если не оговорены в техническом задании особые условия движения, принимается равной 7,5% от собственного веса всех элементов вагона и части полезной нагрузки, нагружающих рассчитываемую деталь.

В расчётах рекомендуется учитывать отдельно центробежные силы кузова и тележки. Точкой приложения центробежной силы каждой части вагона является центр тяжести последней, а точкой приложения центробежной силы груза — центр тяжести груза.

Для предварительных расчётов вагонов обычного типа рекомендуется принимать центр тяжести тележки на уровне оси колёсной пары и центр тяжести загруженного кузова — на расстоянии, равном для пассажирских вагонов 160 см и для грузовых вагонов — 180 см от уровня осей колёсных пар.

**Ветровая нагрузка** определяется с учётом удельного давления ветра на бо-

<sup>1</sup> Рекомендовано ЦНИИ МПС и НИИ Главвагона МТрМ.

ковую проекцию кузова  $50 \text{ кг/м}^2$ . Равнодействующая этой нагрузки считается приложенной к центру тяжести площади боковой проекции кузова.

При расчёте на прочность отдельных элементов тележки вагона необходимо определять усилия, возникающие в них при одновременном действии боковой и вертикальной нагрузок. В таком случае должны быть учтены деформации рессор и перемещения кинематических систем, предусмотренных в конструкциях центрального и надбуксового подвешивания вагона (см. стр. 676—686).

В расчёте боковых балок (стен) кузовов влияние боковых нагрузок учитывается увеличением нагрузки брутто на 10% (или добавлением 10% напряжений от нагрузки брутто).

Для расчёта оси колёсной пары по методу ЦНИИ и НИБ принимаются условные вертикальные и боковые нагрузки (см. стр. 738).

**Продольная нагрузка**, учитываемая в расчёте всех вагонов, состоит из сжимающих и растягивающих ударно-тяговых усилий.

Сжимающее усилие, приложенное по оси автосцепки, принимается равным  $100 \text{ т}$ , сжимающее усилие, приложенное к буферу, —  $30 \text{ т}$ .

Растягивающее усилие, передающееся автосцепкой, принимается равным  $80 \text{ т}$ .

Сжимающие и растягивающие (ударно-тяговые) усилия считаются приложенными статически.

Элементы рам и кузовов рассчитываются от действия продольного усилия, которое совместно с другими действующими нагрузками вызывает наибольшие напряжения в этих элементах.

При расчётах рам и воспринимающих продольную нагрузку элементов кузовов учитываются следующие схемы действия ударно-тяговых усилий:

- 1) сжимающие или растягивающие усилия, приложенные по осям двух автосцепок;
- 2) сжимающие усилия, приложенные к буферам одной стороны вагона;
- 3) сжимающие усилия, приложенные к буферам одного конца вагона и автосцепке с другого (величина сжимающих усилий в этом случае принимается по нагрузкам на буфера).

В расчёте цистерн, помимо ударно-тяговых усилий, учитывается продольная нагрузка, обусловленная гидравлическим ударом жидкости. При вычислении этой нагрузки давление жидкости на днище принимают равным  $1,5 \text{ атм}$ . Эта нагрузка, уравниваясь продольным усилием, приложенным к автосцепке или буферам, обуславливает добавочную вертикальную нагрузку на тележку (или рессоры для двухосных цистерн), определяемую формулой

$$R = \frac{pFh}{2l} \text{ кг}, \quad (2)$$

где  $p$  — давление на днище цистерны при гидравлическом ударе в  $\text{атм}$ ;

$F$  — площадь вертикальной проекции днища, перпендикулярной продольной оси котла, в  $\text{см}^2$ ;

$h$  — расстояние от продольной оси котла до оси автосцепки в  $\text{см}$ ;

$2l$  — база вагона в  $\text{см}$ .

На эту дополнительную нагрузку должны быть рассчитаны ходовые части цистерн, а также элементы рамы самой цистерны. Полученные в этом расчёте напряжения суммируются только с напряжениями от нагрузки брутто.

**Кососимметричная нагрузка**, представляющая собой систему взаимно уравновешенных вертикальных сил, учитывается только в расчётах тележек, имеющих жёсткую раму или иную конструкцию, способную воспринимать эту нагрузку. Кососимметричная нагрузка состоит из четырёх равных сил, приложенных к буксам, из которых две силы, расположенные по диагонали, действуют вверх, а две другие — вниз.

Составляющая кососимметричной нагрузки сила  $P_k$ , приложенная к одной буксе тележки, определяется по формуле

$$P_k = 0,5 \frac{ж_б ж_к}{ж_б + ж_к} \text{ кг}, \quad (3)$$

где  $ж_б$  — жёсткость надбуксовых рессор (над одной буксой) в  $\text{кг/см}$ ;

$ж_к$  — жёсткость рамы тележки при кососимметричной нагрузке в  $\text{кг/см}$ .

Метод определения кососимметричной нагрузки для тележки изложен ниже.

**Нагрузки, возникающие при вписывании вагона в кривую**, определяются из рассмотрения равновесия тележки при движении вагона по криволинейному участку пути (см. стр. 678—681).

**Усилия, возникающие при торможении**, состоят из сил, возникающих в тормозной системе, и сил инерции.

Если не оговорены в техническом задании на проектирование специальные условия торможения, то силы в тормозной системе определяют исходя из силы нажатия всех колодок, равной 80% от тары для пассажирского вагона и 140% от тары для грузового вагона (при двухрежимном тормозе).

Силы тормозной системы учитывают при расчёте деталей тормозов и других элементов конструкции вагона, в которых эти усилия вызывают напряжения.

Коэффициент полезного действия рычажной передачи тормоза обычной конструкции принимается равным 0,95. Для иных систем тормозной передачи коэффициент полезного действия определяется соответствующим расчётом.

Силы инерции при торможении определяют исходя из замедления, равного  $0,20g$ , где  $g$  — ускорение силы тяжести.

Вертикальная перегрузка пятников при действии этих сил не учитывается.

В расчёте цистерн действие сил инерции вообще не учитывается.

**Усилия от работы механизмов**, установленных на вагоне, учитываются при расчёте деталей самих механизмов и других элементов вагона, в которых при этом возникают напряжения.

**Внутреннее давление, принимаемое для расчёта котлов цистерн**, определяют, как сумму давления паров жидкости или газа, а также давления, развиваемого при гидравлическом ударе.

Величина давления паров жидкости в цистернах, предназначенных для перевозки неф-

теплопродуктов, принимается равной 1,5 *ати* (по регулировке предохранительных клапанов).

Величина давления паров жидкости или газа в цистернах для перевозки других грузов определяется техническим заданием на проектирование.

Величина давления, возникающего при гидравлическом ударе, принимается равной 1,5 *ати*.

Внутреннее давление в резервуарах пневматических систем вагонов принимается для расчёта их на прочность равным 6 *ати*.

Нагрузки распора сыпучих тел определяются по формулам и построениям, приведённым в курсах статики сыпучих тел.

В частном случае давление на вертикальную стенку вагона при горизонтальной поверхности насыпного груза

$$P = \gamma y \operatorname{tg}^2 \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \text{ кг/см}^2, \quad (4)$$

где  $\gamma$  — объёмный вес насыпного груза в  $\text{кг/см}^3$ ;

$y$  — расстояние от поверхности насыпного груза до точки, в которой определяется давление, в  $\text{см}$ ;

$\varphi$  — угол естественного откоса в радианах.

Для расчёта прочности элементов кузова, подверженных действию сыпучего груза, принимаются значения объёмных весов и углов естественного откоса сыпучих грузов, приведённые в табл. 1.

Таблица 1

Объёмный вес и угол естественного откоса сыпучих грузов

Наименование груза	Объёмный вес в $\text{кг/м}^3$	Угол естественного откоса в °
Зерно . . . . .	800	25
Каменный уголь . . . . .	800	30
Кокс . . . . .	500	35
Древесный уголь . . . . .	200	35
Железная руда . . . . .	2 500	35
Торф . . . . .	500	50
Соль . . . . .	1 000	45
Песок средней влажности	1 800	40

Примечание. Приведённые величины угла естественного откоса сыпучих грузов служат для расчёта прочности боковых стен и стоек. Для конструирования крышек люков и наклонных стен саморазгружающихся вагонов принимаются следующие величины углов естественного откоса: каменный уголь 35°, железная руда 45°.

Усилия, обусловленные технологическими причинами, учитываются в расчёте элементов вагона, подвергаемых деформациям при сборке.

К таким усилиям относятся усилия, возникающие при запрессовке, горячей посадке и предварительном натяге.

Усилия, возникающие в результате сварки и деформаций деталей в процессе их изготовления, в расчёте не учитываются.

#### Общие указания по методам расчёта вагонов

Расчёт элементов вагона сводится к определению напряжённого состояния и проверке устойчивости их от действия наиболее невыгодного сочетания возможных нагрузок.

Для расчёта элемента или узла вагона на каждый вид нагрузки устанавливается расчётная схема. Расчётная схема зависит от конструкции рассчитываемого элемента и от действующей нагрузки. Расчётная схема должна быть возможно простой и вместе с тем обеспечивать определение напряжённого состояния рассчитываемого элемента или узла с достаточной полнотой.

Расчётные схемы в зависимости от конструкции элемента или узла и действующей нагрузки представляют собой пространственные или плоские рамы, фермы, балки с различным закреплением концов и на различных опорах, стержни, кривые бруссы, балки-стенки, оболочки, тонкостенные стержни, балки на упругом основании и др.

Расчётные схемы стержневых систем в зависимости от преобладающего характера деформаций образуются осевыми линиями, проходящими через центры тяжести или центры изгиба сечений элементов.

В приводимых ниже расчётных схемах приняты условные обозначения закреплений, усилий и эпюр, приведённые в табл. 2.

Напряжённое состояние в элементах конструкций должно устанавливаться современными методами сопоставления материалов, теории упругости и строительной механики.

Для обеспечения прочности рассчитываемого элемента напряжения в каждой его точке не должны превосходить допускаемых.

При сложном напряжённом состоянии с допускаемыми напряжениями сравниваются эквивалентные напряжения  $\sigma_{\text{э}}$ .

Эквивалентные напряжения определяются по формулам:

а) для пластичных материалов, при одноосном растяжении или сжатии  $\sigma_x$  и сдвиге  $\tau$

$$[\sigma_{\text{э}}] = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau^2}; \quad (5)$$

при двухосном растяжении или сжатии  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  и сдвиге  $\tau$

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau^2}; \quad (6)$$

б) для хрупких материалов при одноосном растяжении или сжатии  $\sigma_x$  и сдвиге  $\tau$

$$\sigma_{\text{э}} = \frac{1-\alpha}{2} \sigma_x + \frac{1+\alpha}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2}; \quad (7)$$



при двухосном растяжении или сжатии  $\sigma_x, \sigma_y$  и сдвиге  $\tau$

$$\sigma_{\theta} = \frac{1-\alpha}{2} (\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1+\alpha}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}, \quad (8)$$

где  $\alpha = \frac{\sigma_b}{\sigma'_b}$ ;

$\sigma_b$  и  $\sigma'_b$  — пределы прочности материала при растяжении и сжатии соответственно.

Для древесины, за исключением фанеры, эквивалентные напряжения не определяются, а о прочности её судят раздельным сопоставлением нормальных и касательных напряжений, действующих вдоль или поперёк

волокон, с соответствующими допускаемыми напряжениями.

Для обеспечения устойчивости элементов конструкций в общем случае напряжения в них не должны превосходить критических напряжений, делённых на запас устойчивости. Критические напряжения устанавливаются при помощи специальных теоретических и экспериментальных методов. Запас устойчивости назначают в конкретных случаях в зависимости от конструкции, точности расчёта и ответственности рассчитываемого элемента.

Устойчивость прямых стержней (балок), находящихся под действием сжимающих сил  $N$  и изгибающих моментов  $M$ , учитывается при определении напряжённого состояния формулами табл. 3.

Таблица 2

Основные обозначения, принятые при изображении расчётных схем

Закрепления (связи)			
	Шарнир в пространстве		Полная заделка в пространстве
	Заделка, препятствующая повороту сечения относительно поперечной оси стержня		Заделка, препятствующая повороту сечения относительно продольной оси стержня
Усилия			
	Продольные и поперечные силы		Изгибающий момент в вертикальной плоскости
	Изгибающий момент для плоских схем		Изгибающий момент в горизонтальной плоскости
	Бимомент		Крутящий момент
Эпюры			
	Растяжение Сжатие Эпюры продольных сил		Эпюры крутящих моментов (направление соответствует вектору момента, приложенного к концу стержня)
	Эпюра изгибающего момента, действующего в вертикальной плоскости		Эпюра изгибающего момента, действующего в горизонтальной плоскости
<p>Примечания. 1. Эпюры поперечных сил не строятся. 2. Эпюры изгибающих моментов строятся по растянутому волокну.</p>			

Таблица 3

Формулы для определения напряжений при продольном изгибе

Формулы для определения напряжений	Характер приложения усилий
$\sigma = \frac{N}{F\varphi}$	Центральное сжатие
$\sigma = \frac{M}{W\varphi_{\sigma}}$	Изгиб
$\sigma = \frac{N}{F\varphi_M} + \frac{M}{W}$	Внецентренное сжатие (проверка в плоскости действия момента)
$\sigma = \frac{N}{kF\varphi}$	Внецентренное сжатие (проверка в плоскости, перпендикулярной действию момента)

Обозначения величин, входящих в формулы табл. 3:

$F$  — площадь сечения брутто в  $\text{см}^2$ ;

$W$  — момент сопротивления сечения брутто в  $\text{см}^3$ ;

$\varphi$  — коэффициент уменьшения площади сечения при продольном изгибе в плоскости наименьшей жёсткости (коэффициент продольного изгиба);

$\varphi_M$  — коэффициент уменьшения площади сечения стержня при продольном изгибе в плоскости действия изгибающего момента;

$\varphi_{\sigma}$  — коэффициент уменьшения момента сопротивления;

$k$  — коэффициент влияния момента на устойчивость сжатых-изогнутых стержней в случае действия момента не в плоскости наименьшей жёсткости стержня.

Значения коэффициентов  $\varphi$  и  $\varphi_M$  определяют в зависимости от гибкости стержня  $\lambda$  по данным табл. 4.

Таблица 4

Значения коэффициентов  $\varphi$  и  $\varphi_M$

$\lambda$	$\varphi$ и $\varphi_M$				$\lambda$	$\varphi$ и $\varphi_M$			
	Ст. 1-4 и 10-25	Ст. 5 и 30	сталь * специальная	чугун		Ст. 1-4 и 10-25	Ст. 5 и 30	сталь * специальная	чугун
10	0,99	0,99	0,99	0,97	110	0,51	0,42	0,36	—
20	0,97	0,97	0,97	0,91	120	0,45	0,37	0,31	—
30	0,94	0,94	0,94	0,81	130	0,40	0,32	0,27	—
40	0,89	0,89	0,89	0,69	140	0,35	0,28	0,24	—
50	0,85	0,85	0,85	0,57	150	0,32	0,25	0,22	—
60	0,80	0,80	0,80	0,44	160	0,29	0,24	0,18	—
70	0,74	0,73	0,72	0,34	170	0,26	0,22	0,17	—
80	0,68	0,65	0,64	0,26	180	0,24	0,20	0,16	—
90	0,63	0,57	0,54	0,20	190	0,21	0,19	0,15	—
100	0,57	0,50	0,44	0,16	200	0,19	0,17	0,14	—

\* Сталь повышенной прочности, имеющие предел текучести не ниже  $33 \text{ кг/мм}^2$ , например, сталь марки НЛ-1.

Гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\beta l}{\sqrt{\frac{I}{F}}}, \quad (9)$$

где  $l$  — длина стержня в  $\text{см}$ ;

$I$  — момент инерции в  $\text{см}^4$ . При определении  $\varphi$  берётся минимальный момент инерции, а при определении  $\varphi_M$  — момент инерции, соответствующий плоскости изгиба;

$\beta$  — коэффициент уменьшения длины стержня, определяемый в зависимости от условий закрепления концов и положения нагрузки по табл. 5.

Таблица 5  
Значения коэффициента  $\beta$ 

Характер опи- рания стержня	Род сжимающей нагрузки	$\beta$
Шарнирно опёрт по концам	Силы на концах	1
Один конец заделан, другой свободный	» » »	2
Один конец заделан, другой шарнирно опёрт	» » »	0,7
Оба конца заделаны	» » »	0,5
Один конец заделан, другой свободный	Сила равномерно распределена по длине	1,12

Значения  $\varphi_{\sigma}$  для балок двутаврового и швеллерного профиля, подверженных деформации изгиба в плоскости наибольшей жёсткости, определяются данными табл. 6.

Таблица 6

Значения коэффициента  $\varphi_{\sigma}$

$l : b$	10	15	20	25	30	35	40
$\varphi_{\sigma}$	1,00	0,95	0,86	0,63	0,44	0,33	0,25

В табл. 6 обозначено:

$l$  — длина балки, или расстояние между

закреплениями сжатого пояса, в  $\text{см}$ ;

$b$  — ширина сжатого пояса в  $\text{см}$ .

Коэффициент  $k$  определяется по формулам: для одностенчатых балок двутаврового и швеллерного профиля

$$k = \frac{I_1}{I_1 + I_2} \left( \frac{I_2}{I_1} \alpha + \frac{1}{1 + \frac{M F}{N W}} \right); \quad (10)$$

для балок двустенчатых и замкнутого профиля

$$k = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{1}{1 + \frac{M F}{N W}} \right). \quad (11)$$

В этих формулах:

$I_1$  — момент инерции наиболее сжатого пояса балки относительно вертикальной оси в  $\text{см}^4$ ;

$I_2$  — то же для второго пояса в  $\text{см}^4$ ;

$W$  — момент сопротивления наиболее сжатого волокна в  $\text{см}^3$ ;

$\alpha$  — коэффициент, определяемый по табл. 7; в таблице  $h$  — высота балки в  $\text{см}$ .

Таблица 7

Значения коэффициента  $\alpha$ 

$\frac{M}{Nh}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5 и более
$\alpha$	1,0	0,90	0,75	0,61	0,51	0,44	0,39	0,34	0,31	0,27	0,24	0,21

Критические напряжения ( $\tau_k$  — нормальные и  $\tau_k$  — касательные) в области упругих деформаций для тонких пластин вычисляются по следующим формулам.

Пластина, подвергающаяся одностороннему сжатию (фиг. 1, а),

$$\tau_k = k \frac{E}{1 - \mu^2} \left( \frac{\delta}{b} \right)^2 \text{ кг/см}^2, \quad (12)$$

где  $\delta$  — толщина пластины в см;

$b$  — ширина пластины (сторона, перпендикулярная направлению сжимающих напряжений) в см;

$E$  и  $\mu$  — модуль упругости в кг/см<sup>2</sup> и коэффициент Пуассона материала пластины;

$k$  — коэффициент, зависящий от отношения сторон пластины  $\left( \frac{a}{b} \right)$  и от условий

закрепления её; значения коэффициента  $k$  приводятся в табл. 8 — 12.

При недостаточно ясно выраженных условиях закрепления пластины рекомендуется применять условия свободного опирания.

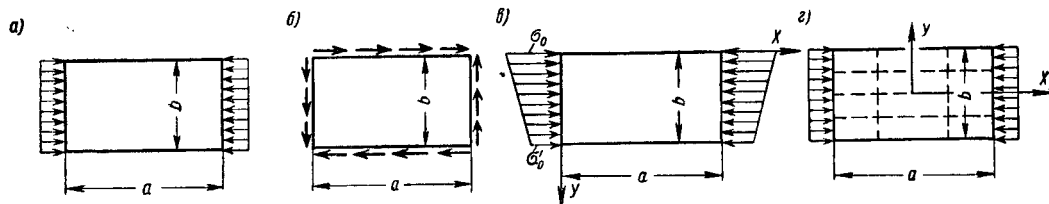
Случай одной свободной стороны пластины применяется при оценке устойчивости сжатых уголков и отбортовок балок-стенок кузова.

Пластина, подвергающаяся чистому сдвигу (фиг. 1, б),

$$\tau_k = k \frac{E}{1 - \mu^2} \left( \frac{\delta}{b} \right)^2 \text{ кг/см}^2. \quad (13)$$

В этой формуле обозначения приняты те же, что и в формуле (12).

Значения коэффициента  $k$  приводятся в табл. 13 и 14.



Фиг. 1. Схемы загрузки пластин

Таблица 8

Значения коэффициента  $k$  для пластины, свободно опёртой по контуру

$a/b$	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,7	3	$\infty$
$k$	22,2	10,9	6,92	4,23	3,45	3,29	3,40	3,68	3,45	3,32	3,29	3,32	3,40	3,32	3,29	3,29

Таблица 9

Значения коэффициента  $k$  для пластины, заделанной по контуру

$a/b$	1	2	3	$\infty$
$k$	7,7	6,7	6,4	5,73

Таблица 10

Значения коэффициента  $k$  для пластины, заделанной сторонами  $a$  и свободно опёртой сторонами  $b$ 

$a/b$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	$\infty$
$k$	7,76	6,32	5,80	5,76	6,00	6,32	5,80	5,76	6,00	5,80	5,76	5,73

Таблица 11

Значения коэффициента  $k$  для пластины, заделанной сторонами  $b$  и свободно опёртой сторонами  $a$ 

$a/b$	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,7	1,8	2,0	3,0
$k$	11,0	7,18	5,54	4,80	4,48	4,39	4,39	4,26	3,72	3,63

Таблица 12

Значения коэффициента  $k$  для пластины, свободно опёртой по сторонам  $b$  и одной из сторон  $a$ ; другая сторона  $a$  — свободна

$a/b$	0,5	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
$k$	3,62	1,19	1,11	0,78	0,69	0,62	0,57	0,50	0,45	0,42	0,42

Таблица 13

Значения коэффициента  $k$  для пластины, свободно опёртой по контуру

$a/b$	1	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,5	3
$k$	7,72	6,58	6,00	5,84	5,76	5,59	5,43	5,18	5,02

Таблица 14

Значения коэффициента  $k$  для пластины, заделанной по контуру

$a/b$	1	2	$\infty$
$k$	12,7	9,5	7,38

Случай свободного опирания пластины рекомендуется применять при оценке устойчивости листа обшивки в балках-стенках вагона.

Пластина, подвергаясь действию сжатия и изгиба (фиг. 1, а), при интенсивности напряжения по стороне  $b$ , изменяющейся по закону  $\sigma = \sigma_0 \left(1 - \alpha \frac{y}{b}\right)$ , (где

$\alpha = 1 - \frac{\sigma'_0}{\sigma_0}$ ;  $\sigma_0$  и  $\sigma'_0$  — напряжения при  $y=0$  и  $y=b$  соответственно;  $\sigma_0$  — наибольшее по абсолютному значению сжимающее напряжение;  $y$  — координата точки на стороне  $b$ ,  $0 \leq y \leq b$ )

$$\sigma_k = k \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 \text{ кг/см}^2. \quad (14)$$

Здесь приняты те же обозначения, что и в формуле (12).

Значения коэффициента  $k$  для случая свободного опирания сторон пластины приводятся в табл. 15.

Таблица 15

Значения коэффициента  $k$  для свободно опёртой пластины

$a/b$	0,4	0,5	0,6	0,667	0,75	0,8	0,9	1,0	1,5
$\alpha$									
2	23,9	21,0	19,8	19,6	19,8	20,0	21,0	21,0	19,8
4/3	15,4	—	10,6	—	9,4	9,2	—	9,0	9,4
1	12,4	—	8,0	—	6,9	6,7	—	6,4	6,9
4/5	10,9	—	6,8	—	5,8	5,7	—	5,4	5,8
2/3	8,9	—	5,8	—	5,0	4,9	—	4,8	5,0

Пластина, подкреплённая рёбрами и свободно опёртая по краям (фиг. 1, б)

$$\sigma_k = \frac{2\pi^2}{b^2\delta} \cdot \frac{E}{1 - \mu^2} \sqrt{I_x I_y} \text{ кг/см}^2, \quad (15)$$

где  $b$  — ширина пластины в см;

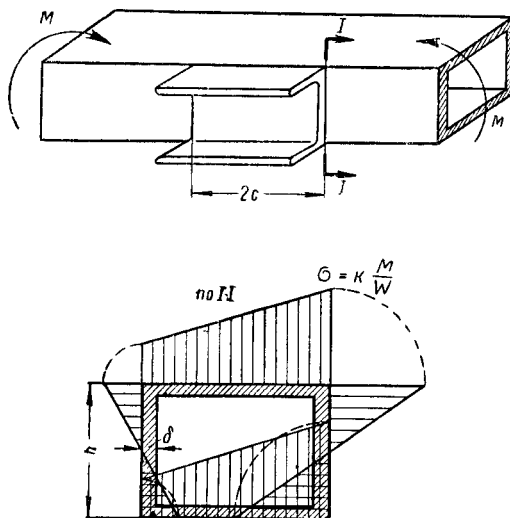
$\delta$  — толщина пластины в см;

$I_x$  и  $I_y$  — моменты инерции пластины, подкреплённой рёбрами, относительно продольной и поперечной осей, приходящиеся соответственно на единицу длины  $a$  и ширины  $b$  пластины, в  $\text{см}^4/\text{см}$ .

Приведённая формула справедлива для пластины при  $a > b \sqrt[4]{\frac{I_x}{I_y}}$ .

В тонкостенных стержнях относительно небольшой длины с незамкнутым контуром сечения, кроме обычно определяемых напряжений от растяжения, сжатия, сдвига, изгиба и кручения, должны учитываться также напряжения стеснённого кручения (вызываемые стеснением деформации сечений).

В тонкостенных стержнях с замкнутым контуром сечения, имеющих эксцентрично присоединённые жёсткие элементы (фиг. 2), должна учитываться



Фиг. 2. Распределение нормальных напряжений от изгиба в поперечном сечении тонкостенного стержня с замкнутым контуром при эксцентрично присоединённом элементе жёсткости

неравномерность распределения напряжений при изгибе по ширине сечения.

Учёт этой неравномерности напряжений производится по формуле

$$\sigma = k \frac{M}{W} \text{ кг/см}^2, \quad (16)$$

где  $M$  — изгибающий момент в сечении  $I—I$  в  $\text{кгсм}$ ;

$W$  — момент сопротивления сечения  $I—I$  в  $\text{см}^3$ ;

$$k = 1 + \frac{I_6}{I_{2p}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{I_6}{I_3}} (1 - e^{-2mc} \cos 2mc);$$

здесь  $I_6$  — момент инерции основного сечения стержня (без присоединённого элемента жёсткости) в  $\text{см}^4$ ;

$I_{2p}$  — момент инерции сечения стенки стержня, к которой присоединён элемент жёсткости, в  $\text{см}^4$  ( $I_{2p} = \frac{h^3 \delta}{12}$ );

$I_э$  — момент инерции присоединённого элемента в  $см^4$ ;

$e$  — основание натуральных логарифмов;

$2с$  — длина эксцентрично присоединённого элемента жёсткости в  $см$ ;

$$m = \sqrt[4]{\frac{12\delta^2}{(1-\mu)h^6}};$$

$\delta$  — толщина стенки стержня, к которой присоединён элемент жёсткости, в  $см$ ;

$h$  — высота стенки стержня, к которой присоединён элемент жёсткости, в  $см$ ;

$\mu$  — коэффициент Пуассона.

При определении геометрических параметров поперечных сечений (площади, моменты инерции и сопротивления) для расчётов на растяжение, сжатие и изгиб элементов набора тонкостенных конструкций учитывается часть сечения примыкающей к ним плоской обшивки.

Под элементами набора понимаются как приваренные к обшивке продольные и поперечные жёсткие элементы, так и заменяющие их отгибки и выштамповки самой обшивки.

Принимается, что совместно с элементом набора участвуют в работе прилегающие к нему полосы обшивки, ширина каждой из которых составляет не более  $20\delta$ , где  $\delta$  — толщина обшивки.

В табл. 16 приводятся типичные для вагоностроения элементы жёсткости, подкрепляющие тонкую обшивку, и учитываемая ширина  $B$  обшивки для каждого из них.

В расчётах статически неопределимых систем при определении усилий взаимодействия элементов, а также в расчётах на устойчивость геометрические параметры сечений элементов определяются для сечения брутто. При установлении напряжённого состояния в сечениях элементов эти параметры устанавливаются для сечений нетто.

При определении деформации элементов принимаются постоянные величины, указанные в табл. 17.

#### Расчётные схемы и основные положения метода расчёта цельнонесущих (металлических) кузовов пассажирских вагонов

Все вновь проектируемые пассажирские вагоны имеют цельнонесущую (металлическую) конструкцию кузова, выполненную из

Таблица 16

Элементы жёсткости и учитываемая ширина обшивки

Схема сечения	Учитываемая ширина обшивки $B$
	При $a > 20\delta$ и $b > 20\delta$ $B = 40\delta$ ; при $a < 20\delta$ и $b > 20\delta$ $B = a + 20\delta$
	При $a > 20\delta$ , $b > 20\delta$ и $c > 40\delta$ $B = 80\delta$ ; при $a > 20\delta$ , $b > 20\delta$ ; $c < 40\delta$ $B = 40\delta + c$ ; при $a < 20\delta$ , $b > 20\delta$ и $c < 40\delta$ $B = 20\delta + a + c$
	При $a > 20\delta$ и $b > 20\delta$ $B = 40\delta + \frac{\pi f}{2}$ ; при $a < 20\delta$ и $b > 20\delta$ $B = 20\delta + \frac{\pi f}{2} + a$
	При $a > 20\delta$ и $b > 20\delta$ $B = 40\delta + s$ ; при $a < 20\delta$ , $b > 20\delta$ $B = 20\delta + s + a$ , где $s$ — длина дуги криволинейной части
	При $a > 20\delta$ , $b > 20\delta$ и $c > 40\delta$ $B = 80\delta + s$ ; при $a > 20\delta$ , $b > 20\delta$ и $c < 40\delta$ $B = 40\delta + c + s$ ; при $a > 20\delta$ , $b < 20\delta$ и $c > 40\delta$ $B = 60\delta + b + s$ , где $s$ — суммарная длина частей контура 12 и 34 (предполагается, что длина прямолинейной части каждого из отрезков 12 и 34 не больше $40\delta$ )

набора продольных и поперечных жёстких элементов, связанных обшивкой<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Элементы набора могут образовываться стержнями, присоединяемыми к обшивке, а также выштамповками или отгибкой самой обшивки.

Таблица 17

Постоянные величины

Материал	Модуль упругости 1-го рода $E$ в $кг/см^2$	Модуль упругости 2-го рода $G$ в $кг/см^2$	Коэффициент Пуассона $\mu$	Коэффициент линейного расширения $\alpha_t$
Сталь всех марок	$2,1 \cdot 10^6$	$0,8 \cdot 10^6$	0,3	0,000012
Чугун	$0,75 \cdot 10^6 \div 1,05 \cdot 10^6$	$0,3 \cdot 10^6 \div 0,4 \cdot 10^6$	0,25	0,000010
Медь отожжённая	$0,8 \cdot 10^6$	$0,3 \cdot 10^6$	0,3	0,000016
Бронза	$1,1 \cdot 10^6$	$0,4 \cdot 10^6$	0,3	0,000018
Дюралюминий	$0,72 \cdot 10^6$	$0,3 \cdot 10^6$	0,3	0,000024
Дерево (вдоль волокон)	$0,1 \cdot 10^6$	—	—	—

Поперечные элементы обычно образуют замкнутые рамки. Целесообразно элементы, образующие поперечную рамку (поперечные балки рамы или пола, стойки боковой стены и дуги крыши), располагать в одной плоскости. При смещении этих элементов из одной плоскости должно быть обеспечено соответствующее увеличение жёсткости сечения продольных элементов.

На каждом конце вагона одна из поперечных рам выполняется в виде стенки.

Расчётная схема рамы в расчёте на вертикальную нагрузку при небольшом числе поперечных балок принимается в виде системы перекрёстных балок, свободно опёртых на контур стен и шарнирно связанных между собой.

При большом числе поперечных балок продольные элементы рамы (хребтовая балка) рассматриваются как балки, лежащие на упругом основании, жёсткость которого определяется упругостью поперечных балок. Если при этом имеются отдельные поперечные балки, обладающие относительно большой жёсткостью (например шкворновые балки), то эти балки вводятся в вышеуказанную схему как дополнительные упругие опоры продольных элементов.

Контур боковых и торцевых стен в рассмотренных схемах рамы принимается недеформирующимся.

При определении геометрических параметров сечений элементов рамы, подверженных изгибу, вместе с сечениями элементов набора, учитывается часть листов плоской обшивки, как указано выше (табл. 16).

Для упрощения расчёта вертикальная нагрузка, действующая на раму, принимается равномерно распределённой и симметричной по длине и ширине вагона.

Значительные местные нагрузки учитываются при расчёте отдельных элементов рамы и других деталей, к которым приложены эти нагрузки.

Расчётная схема кузова при определении напряжений в его средних сечениях от действия вертикальных и продольных нагрузок принимается в виде балки на двух опорах-пятниках.

В расчёте учитывают также возможное расположение полезной нагрузки, при которой создаётся наибольший изгибающий момент в среднем сечении кузова.

Полученные при этом напряжения в боковых стенках от действия вертикальной нагрузки увеличиваются на 10%, чем компенсируется влияние боковых сил.

При определении геометрических параметров сечения кузова (площадь, моменты инерции и сопротивления) учитываются сечения нетто всех элементов продольного набора, а также часть сечения листов плоской обшивки, как указано выше (табл. 16).

Напряжения, полученные в продольном наборе рамы при данной расчётной схеме, складываются с напряжениями, найденными при расчёте рамы на вертикальную нагрузку.

При определении напряжений в сжатых элементах набора учитывается коэффициент продольного изгиба, значение которого при-

ведено выше (табл. 4). Для вычисления гибкости в этом случае элемент продольного набора рассматривается как стержень с шарнирными опорами по концам, имеющий длину, равную расстоянию между элементами поперечного набора. Момент инерции этого стержня определяется для сечения брутто относительно оси параллельной плоскости обшивки. В сечение брутто входит также часть листов обшивки, как указано выше (табл. 16).

Устойчивость крыши в целом проверяется по формуле (15). Запас устойчивости не должен быть ниже 1,5. Устойчивость листов обшивки проверяется по формулам (12) или (14). При этом сжимающие напряжения в листах принимаются равными напряжениям соответствующих элементов продольного набора. Листы обшивки считаются свободно опёртыми на элементы набора. Допускается работа листа обшивки, потерявшего устойчивость, но при этом приведённая ширина листа не должна быть меньше пятидесятикратной его толщины.

Приведённая ширина

$$b_n = 0,5 b \sqrt{\frac{3}{\sigma_k}} \text{ см}, \quad (17)$$

где  $b$  — действительная ширина листа в см;

$\sigma_k$  — критические напряжения в листе в кг/см<sup>2</sup>;

$\sigma$  — действительные напряжения в листе в кг/см<sup>2</sup>.

Расчётная схема боковой стенки кузова в расчёте на вертикальную нагрузку принимается в виде безраскосной фермы.

Нагрузка для этой схемы состоит из веса стен и крыши, равномерно распределённых по длине, и из реакций балок рамы. Для удобства расчёта рекомендуется указанную нагрузку распределять между верхним и нижним поясами фермы пропорционально их моментам инерции.

При определении внутренних усилий в элементах фермы методом сил строительной механики целесообразно выбирать лишние неизвестные в виде групп поперечных усилий в двух соседних простенках, в сечениях, расположенных от осей поясов на расстояниях, обратно пропорциональных моментам инерции этих поясов.

В расчёте рекомендуется рассматривать только часть фермы между концевой и средней стойкой, считая последнюю абсолютно жёсткой.

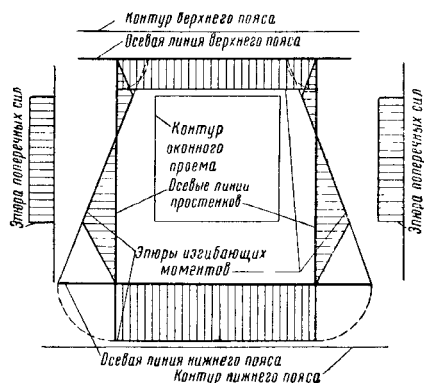
При определении внутренних усилий учитываются следующие деформации элементов фермы: деформации изгиба поясов и простенков, деформации растяжения и сжатия поясов и деформации сдвига простенков.

Деформации поясов учитываются по всей их длине; деформации изгиба простенков считаются изменяющимися по линейному закону с максимумами у углов оконных проёмов и с нулевыми значениями у осей поясов (фиг. 3); деформации сдвига простенков учитываются только на участке оконного пролёта. При определении деформаций изгиба и растяжения поясов и простенков считается, что изгибающие моменты и продольные усилия воспри-

нимаются элементами набора с учётом части листов плоской обшивки (табл. 16). При определении деформаций сдвига простенков предполагается, что поперечная сила воспринимается только листами простенков.

Деформации сдвига простенков, имеющих ширину листов обшивки, меньшую 100% ( $\delta$ —толщина обшивки), не учитываются.

По найденным внутренним усилиям устанавливаются нормальные напряжения в



Фиг. 3. Эпюры изгибающих моментов и поперечных сил, учитываемых при определении деформаций в расчётах боковых стен

поясах и простенках и касательные напряжения в листах простенков.

По этим напряжениям определяются эквивалентные напряжения в углах оконных проёмов [см. формулу (5)].

При определении эквивалентных напряжений учитывается концентрация напряжений. Коэффициент концентрации напряжений  $k$  приближённо определяется в зависимости от отношения радиуса  $r$  закругления в углу окна к ширине  $b$  простенка по данным табл. 18.

Таблица 18

Значения коэффициента концентрации

$r/b$	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1
$k$	2	1,8	1,65	1,55	1,47	1,4	1,35	1,28	1,22

Напряжения в стойках от местных нагрузок, передаваемых поперечными балками

$$\sigma = \frac{P}{F} \text{ кг/см}^2, \quad (18)$$

где  $P$  — величина местной нагрузки, передающейся на стойку, в кг;

$F$  — площадь сечения стойки с учётом листов обшивки (табл. 16) в  $\text{см}^2$ .

Устойчивость листов обшивки проверяется формулой (13). При этом запас устойчивости не должен быть меньше 1,5. Устойчивость элементов набора учитывается при определении нормальных напряжений введением коэффициента продольного изгиба  $\varphi$  (табл. 4).

Для определения гибкости в этом случае элементы продольного набора рассматриваются

в виде стержней, шарнирно опёртых по концам.

Концевая часть рамы рассчитывается на действие продольных нагрузок по схеме, соответствующей её конструкции. В эту схему могут быть введены только нижние продольные элементы нижнего пояса боковой стены при условии, если конструкцией рамы предусмотрена передача на них соответствующих усилий. Остальная концевая часть боковой стены и торцевая стена рассматриваются в этом расчёте как жёсткий контур, поддерживающий раму в вертикальном направлении. Вертикальный изгиб рамы учитывается в случае приложения усилий и расположения элементов самой рамы не в одной плоскости.

Напряжения от продольных нагрузок на участках рамы, стен и крыши, расположенных между пятниками, определяются так же, как и в среднем сечении кузова.

Для учёта влияния сил, не предусмотренных в расчёте, отдельные части кузова проектируются из следующих условий.

Стойки концевой части вагона, включая и стойки тамбурной перегородки, подбираются так, чтобы сумма моментов сопротивления сечений всех этих стоек (относительно центральной оси сечений, параллельных поперечной оси вагона) составляла не менее  $1\,000 \text{ см}^3$ .

В концевой стене вагона ставятся две главные стойки с моментом сопротивления  $350 \text{ см}^3$  каждая. Опоры стоек рассчитываются на нагрузку, приложенную к стойкам на уровне  $500 \text{ мм}$  от верха рамы и создающую напряжения от изгиба в самих стойках, равные пределу текучести. При этом все стойки рассматриваются как балки на двух шарнирных опорах.

Напряжения среза в стойках, а также напряжения в их опорных конструкциях от этой нагрузки не должны превышать предела текучести.

Стойки боковых стен подбираются так, чтобы сумма моментов сопротивления сечения всех стоек, расположенных между серединами двух соседних окон, составляла не менее  $15 \text{ см}^3$  на  $1 \text{ м}$  длины стен. (Момент сопротивления каждой стойки определяется относительно оси, параллельной стене.)

Дуги крыши подбираются так, чтобы момент сопротивления каждой дуги относительно оси, параллельной продольной оси вагона, составлял не менее  $3 \text{ см}^3$  на  $1 \text{ м}^2$  горизонтальной проекции площади, прилегающей к дуге панели крыши.

При определении моментов сопротивления стоек и дуг принимаются сечения элементов набора брутто вместе с частью листов обшивки (табл. 16).

Толщину листов плоской стальной обшивки нижней части стен и рамы принимают не менее  $2\text{—}2,5 \text{ мм}$ , а обшивки верхней части стен и крыши — не менее  $1\text{—}1,5 \text{ мм}$ .

Меньшие из приведённых значений толщин принимаются для листов из специальных коррозионноустойчивых сталей, большие — для листов из обычной углеродистой стали.

При определении напряжений в деталях кузова учитывают влияние местных конструктивных факторов, обуславливающих дополнительные напряжения.

### Расчётные схемы и основные положения метода расчёта кузовов грузовых вагонов

Вновь проектируемые кузова грузовых вагонов имеют металлическую несущую конструкцию.

Полезные нагрузки и нагрузки распора сыпучих тел, действующие на деревянную обшивку, распределяются между металлическими элементами кузова, поддерживающими эту обшивку. При этом доски обшивки или пола рассматриваются как неразрезные балки, а металлические элементы — как жёсткие опоры.

Продольные и поперечные балки рамы в расчётах на вертикальные нагрузки считаются шарнирно соединёнными между собой и боковой стеной, если последняя имеется. Сами балки считаются неразрезными. При металлическом настиле пола в сечение балок вводится часть листа (табл. 16).

Боковые стенки в зависимости от их конструкции рассчитываются на вертикальную нагрузку как фермы или балки-стенки. При этом крыша во всех кузовах, где она имеется, в расчёт несущей конструкции не вводится.

При проектировании боковых стен ферменного типа рекомендуется избегать эксцентричного пересечения осей их элементов. В противном случае должны быть учтены напряжения местного изгиба.

В балках-стенках для учёта степени участия листа в работе на изгиб в расчёт вводятся реду к ц и о н н ы е к о э ф ф и ц и е н т ы, уменьшающие площадь сечения листа. Редукционный коэффициент

$$\varphi = \frac{b_n}{b} = 0,5 \sqrt[3]{\frac{\sigma_k}{\sigma}} \leq 1, \quad (19)$$

где  $b_n$  — приведённая высота листа, вводимая в расчёт балки-стенки, в см;

$b$  — высота листа между элементами продольного набора в см;

$\sigma_k$  — критические напряжения в листе, определяемые формулой (14), в кг/см<sup>2</sup>;

$\sigma$  — действительные напряжения в листе в кг/см<sup>2</sup>.

Так как реду к ц и о н н ы й к о э ф ф и ц и е н т зависит от действительных напряжений в балке-стенке, которые в свою очередь зависят от него, то этот коэффициент находится путём последовательных приближений.

Для боковых стен с листом толщиной свыше 4 мм реду к ц и о н н ы й к о э ф ф и ц и е н т допускается принимать равным единице.

Листы балок-стенок рассчитываются также на срез от действия перерезывающих сил. При этом участие элементов набора в восприятии перерезывающих сил не учитывается. Кроме того, листы проверяются на устойчивость по формуле (13). Запас устойчивости должен быть не ниже 1,2.

В расчёте рамы боковая и торцевая стены, выполненные как балки-стенки, могут приниматься абсолютно жёсткими.

Вертикальные и наклонные стены вагонов, предназначенных для перевозки сыпучих грузов, рассчитывают от н а г р у з к и,

перпендикулярной к их плоскости, обусловленной распорным действием сыпучих грузов. В этом расчёте:

а) связи, соединяющие две симметричные стенки, рассматриваются как жёсткие;

б) стойки, поставленные у мощных поперечных балок, принимаются как жёстко заделанные в них (сами поперечные балки также рассчитывают на моменты, полученные в заделке стойки);

в) все продольные и поперечные элементы незамкнутого профиля сечения считаются соединёнными между собой шарнирно, не способными воспринимать крутящие моменты;

г) элементы с замкнутым профилем сечения относительно небольшой длины принимаются работающими на кручение.

Боковые стены вагонов, предназначенных для разгрузки на вагоноопрокидывателях, рассчитываются на возможные схемы загрузки, возникающие при опрокидывании.

При расчёте грузовых вагонов на продольные нагрузки принимаются следующие расчётные схемы.

а) Расчётные схемы кузовов с боковыми стенами ферменного типа (с раскосами и без раскосов), рам платформ (при отсутствии металлического пола) и цистерн принимаются в виде рамы, состоящей из продольных и поперечных балок. При этом в качестве продольной балки считается также и нижняя обвязка боковой стены; поперечные балки, жёсткость которых в горизонтальном направлении относительно мала, в расчётную схему могут не вводиться.

б) Расчётные схемы кузовов с цельнометаллическими боковыми стенками отличаются от схем пункта «а» только тем, что боковая стенка этих кузовов в средней части (между шкворневыми балками) учитывается полностью работающей (соответствующий элемент расчётной схемы располагается по осевой линии, проходящей через центры тяжести сечений боковой стены), а на консольных частях в работе участвует только её нижняя обвязка.

Допускается при определении лишних неизвестных в статически неопределимых схемах кузова рассматривать плоскую схему рамы для усилий, действующих в её плоскости. При этом в схему и для средней части боковой стены вводится только нижняя обвязка (на полученное продольное усилие в нижней обвязке боковую стену в средней части рассчитывают на изгиб и растяжение или сжатие с учётом работы всего сечения).

в) При расчёте рам, имеющих расчётные схемы, указанные в пунктах «а» и «б», на действие усилий, приложенных по оси автосцепки с небольшим (не свыше 30 мм) эксцентриситетом относительно оси продольных (хребтовых) балок, допускается принимать упрощённую расчётную схему, состоящую из одних хребтовых балок, свободно опёртых по концам.

г) Расчётная схема цельнонесущих (металлических) грузовых вагонов с металлическим листом пола, сваренным или склепаным с рамой, принимается такой же, как и схема цельнонесущих (металлических) пассажирских вагонов, только крыша в эту схему не вводится.



Расчётная схема котла цистерны представляет собой тонкостенную оболочку. Расчёт котла производится на внутреннее давление и на вертикальную и боковую нагрузки.

В расчёте на внутреннее давление, помимо основных напряжений, определяются напряжения, связанные с нахлесточными швами, и напряжения в зонах сопряжения различных поверхностей, образующих оболочку котла.

В расчёте на вертикальную и боковую нагрузки, помимо напряжения в котле, рассматриваемом как балка на двух опорах, определяются местные напряжения в зонах опирания котла. При этом допускается днища в схеме оболочки рассматривать плоскими.

В расчёте безрамных цистерн от действия продольных нагрузок, помимо основных напряжений от изгиба и сжатия (растяжения) котла, рассматриваемого как балка, определяются местные напряжения в оболочке, в зонах приложения этих нагрузок.

Расчётные схемы элементов кузовов грузовых вагонов от действия усилий тормозной системы и специальных механизмов устанавливаются в зависимости от их конструктивного взаимодействия.

Для обеспечения прочности кузовов грузовых вагонов от нагрузок, не учитываемых в расчёте, предусматриваются следующие дополнительные условия.

В крытых вагонах торцевые стены с гладким металлическим листом или с деревянной обшивкой усиливаются стойками в количестве не менее двух штук (не считая угловых стоек). Эти стойки выполняются так, чтобы суммарный момент сопротивления всех концевых стоек (без угловых) составлял не менее  $150 \text{ см}^3$ . Момент сопротивления сечения каждой стойки подсчитывается относительно оси, параллельной поперечной оси вагона. В расчётное сечение стоек торцевой стены, имеющей металлическую обшивку, вводится часть листа обшивки (табл. 16).

Лобовые стены из волнистой штампованной стали выполняются так, чтобы их момент сопротивления относительно вертикальной оси составлял не менее  $75 \text{ см}^3$  на 1 м внутренней ширины вагона. Толщину листов в этом случае принимают не менее 3 мм (для крытых вагонов в верхней части стены допускаются листы толщиной 2 мм).

Толщина листов гладкой стальной обшивки вагонов рекомендуется не менее: 4 мм в нижней части боковых и торцевых стен и в раме, 2,5 мм в верхней части стен и 1,5 мм на крыше.

Угловые стойки полувагонов с торцевыми дверями и боковыми стенами с деревянной обшивкой выполняются так, чтобы момент сопротивления каждой составлял не менее  $75 \text{ см}^3$ .

Заделка в буферном бруске стоек торцевых стен предусматривается равнопрочной сечению самих стоек.

#### Расчётные схемы и основные положения метода расчёта рам тележек

Рамы тележек рассчитывают на одновременное действие вертикальных, боковых и кососимметричных нагрузок, а также усилий торможения и вписывания в кривую.

Для расчёта рам тележек грузовых вагонов, предназначенных для подкатки под кузова различных вагонов, в качестве нагрузки брутто принимают наибольшую нагрузку, допускаемую типом оси, поставленной в тележке.

Рамы тележек грузовых вагонов, предназначенных для цистерн, проверяются также на нагрузку от гидравлического удара, определяемую по формуле (2).

Расчётная схема рамы тележки представляет собой в общем случае пространственную статически неопределимую раму, нагруженную системой пространственных нагрузок. При наличии в раме плоскостей симметрии рекомендуется нагрузку, действующую на раму, разлагать на схемы симметричные и антисимметричные относительно этих плоскостей. При наличии двух вертикальных плоскостей симметрии таких схем получается четыре: симметричная относительно обеих плоскостей, две антисимметричные относительно каждой из плоскостей и антисимметричная относительно обеих плоскостей (кососимметричная). В каждой из указанных схем нагрузок целесообразно рассматривать отдельно схему усилий, действующих в вертикальной и горизонтальной плоскостях, выбирая для каждой из групп усилий соответствующую расчётную схему, наиболее простую, но позволяющую с достаточным приближением выяснить напряжённое состояние элементов рамы. При расчёте рамы на горизонтальные усилия последние следует располагать в одной плоскости, которая должна совпадать с плоскостью расположения наибольшего числа элементов рамы. Горизонтальные силы, не лежащие в выбранной плоскости, переносятся в неё, а пары сил, возникающие при таком перенесении, учитываются в схеме соответствующих вертикальных нагрузок.

Для определения внутренних усилий, связанных со статической неопределимостью рам, может быть применён любой из существующих методов строительной механики (метод сил, метод деформаций и др.), наиболее удобный в каждом конкретном случае. При этом в элементах рам тележек учитываются следующие виды деформаций.

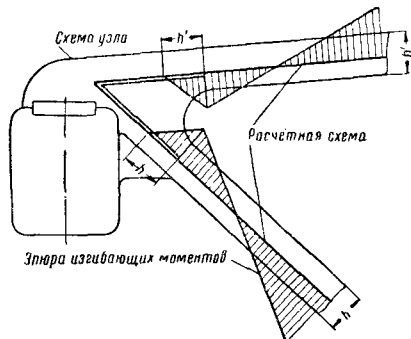
1. Деформации изгиба учитывают во всех основных элементах рамы. Эти деформации могут не учитываться в общей схеме расчёта лишь для элементов, имеющих относительно малую жёсткость, при работе их параллельно с другими элементами большей жёсткости. В этом случае изгиб элементов малой жёсткости учитывается только в их расчёте на местные нагрузки, приложенные к ним непосредственно.

Деформации изгиба стержней сварных рам тележек учитывают на всей их длине, равной расстоянию между точками пересечений линий расчётной схемы.

В конструкциях литых рам тележек при наличии в них мощных узлов, имеющих протяжённость одного порядка с длиной стержней (больше  $\frac{1}{5}$  длины стержня), деформации изгиба элементов рам учитывают только на части их длины, расположенной между границами узлов. Деформации изгиба в теле узла таких рам учитываются условно исходя из предположения линейного изменения их в теле

узла, по направлению каждого элемента, от наибольшего значения, равного деформации элемента на границе узла, до нуля на расстоянии, равном высоте элемента (фиг. 4).

2. Деформации растяжения и сжатия учитываются в элементах расчётных схем, где продольные усилия имеют значительную



Фиг. 4. Эпюра изгибающих моментов, учитываемая при определении деформаций изгиба в расчётах литых боковин тележек

величину. Учёт этих деформаций производится так же, как и деформаций изгиба.

Для упрощения схем нагрузок допускается перенесение небольших усилий, приложенных по оси центров изгиба прямолинейных участков стержней рамы, по их направлению в пределах этих участков.

3. Деформации сдвига учитывают только в коротких элементах, работающих на поперечный изгиб, длина которых не больше четырёхкратной их высоты.

4. Деформации кручения учитываются во всех основных элементах рам, подвергнутых действию крутящих моментов. Можно не учитывать кручение элементов с открытым профилем сечения, работающих параллельно с мощными элементами закрытого профиля.

5. Деформации стеснённого кручения учитываются только в элементах с сечением открытого профиля, имеющих небольшую протяжённость. В рамах тележек, выполненных только из балок открытого профиля, а также имеющих все поперечные или продольные балки открытого профиля сечения, эти деформации учитываются только в расчётах на вертикальную кососимметричную нагрузку. Деформации стеснённого кручения учитываются по теории кручения тонкостенных стержней.

#### Специальные требования проектирования и расчёта вагонов

При проектировании несущих элементов вагона следует избегать резких изменений поперечных сечений и других форм, приводящих к концентрации напряжений.

Местные усиления отдельных элементов должны быть продолжены за участки, требующие усиления, на длину, обеспечивающую равнопрочность закрепления сечению усиливающего элемента.

При проектировании основных несущих элементов вагона должно быть предусмотрено:

а) усиление отверстий размером более 30 мм, расположенных в напряжённых зонах, армировкой их кромок;

б) подкрепление рёбрами полок балок у мест их перегиба при расположении последних в напряжённых зонах;

в) постановка рёбер, усиливающих стенки балок, в местах передачи на них больших усилий;

г) передача значительных поперечных усилий стенками балок; передача этих усилий только полками балок не допускается.

В местах крепления пятников элементы рамы кузова и надрессорные балки проверяют на местное сжатие по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{P}{F} \text{ кг/см}^2,$$

где  $P$  — усилие на пятник в кг;

$F$  — площадь сечения всех вертикальных элементов, расположенных над или под опорными поверхностями пятника или подпятника, в см<sup>2</sup>.

Эти напряжения суммируются с основными напряжениями соответствующих элементов по формулам (5) или (6).

Во всех кузовах предусматриваются места для постановки домкратов и проверяется возможность подъёмки гружёного кузова домкратами. Желательно, чтобы прочность кузова была достаточна для подъёмки домкратами под буферный брус, если это не вызывает существенного увеличения тары вагона.

Прочность крепления розетки автосцепки проверяется на вертикальные усилия, равные 25 т, направленные вверх или вниз. На эти усилия рассчитываются и буферные бруссы.

Диаметр тяг тормозной системы принимается не менее 22 мм.

#### Расчёт валиков и проушин

Гладкие валики рассчитывают на изгиб по формуле

$$\sigma = \frac{P}{0,4 d^3} \left( b - \frac{a}{2} \right) \text{ кг/см}^2, \quad (20)$$

где  $d$  — диаметр валика в см;

$P$  — нагрузка на валик в кг;

$b$  — расстояние между серединами боковых опорных поверхностей в см;

$a$  — длина поверхности, передающей нагрузку, в см.

В ступенчатых валиках и цапфах учитывается концентрация напряжений.

Проушины рассчитывают на смятие, срез, а также на изгиб и растяжение.

Напряжения смятия и среза:

$$\sigma_{см} = \frac{4P}{\pi a d} \text{ кг/см}^2; \quad (21)$$

$$\tau = \frac{P}{2 a h} \text{ кг/см}^2, \quad (22)$$

где  $P$  — нагрузка на проушину в кг;

$a$  — длина отверстия проушины в см;

$d$  — диаметр отверстия проушины в см;

$h$  — высота сечения проушины по линиям среза в см.

При расчёте проушины напряжения изгиба и растяжения определяются как для криволинейного стержня с сосредоточенной нагрузкой. В зависимости от кривизны этого стержня распределение напряжений по сечению принимается либо по линейному, либо по гиперболическому законам (при отношении среднего радиуса к высоте сечения проушины больше 1,5 рекомендуется принимать линейный закон распределения напряжений).

#### Сварные соединения стыковыми и угловыми швами

Для изготовления ответственных деталей узлов (тележки, котлы цистерн, рамы, фермы кузова, котлы водяного и парового отопления) вагонов сварной конструкции применяется прокатный металл, полученный мартеновским способом.

К сварке допускаются углеродистые стали марок: Ст. 2, Ст. 3 и Ст. 4 по группе А ГОСТ 380-50, а также равноценные им стали по другим ГОСТ с проверкой как тех, так и других на углерод, серу и фосфор согласно § 17 ГОСТ 380-50.

В стали, применяемой для сварки в вагоностроении, содержание углерода не должно превышать 0,23%.

При ручной дуговой автоматической или полуавтоматической сварке механические качества сварного соединения и наплавленного металла должны удовлетворять требованиям ГОСТ 2523-44 для электродов Э-42 (табл. 19). В неотвешенных элементах вагона, выполненных ручной дуговой сваркой, допускаются пониженные механические качества сварного соединения и наплавленного металла, соответствующие требованиям ГОСТ 2523-44 для электродов Э-34 (табл. 19).

Учитывая, что вагонные конструкции подвергаются действию повторных ударных и

вибрационных нагрузок, при проектировании и постройке вагонов предусматривается всемерное уменьшение концентрации местных напряжений в сварных соединениях и в близлежащих участках основного металла; не рекомендуется применять соединений прерывистыми швами: стыковых соединений с накладками (особенно прямоугольными), соединений внахлестку и т. п., как не обеспечивающих плавного перехода от основного металла к сварному шву.

При возможности выбора предпочитают соединения стыковыми швами как конструкции, обеспечивающей наиболее равномерное распределение напряжений и силового потока. Стыковые швы выполняются под углом к силовому потоку, равным примерно 60°.

Для увеличения прочности и улучшения качества сварных элементов вагонов также предусматриваются следующие конструктивные условия.

Размеры катетов угловых швов принимаются не менее 4 мм (при толщине соединяемых деталей больше 4 мм) или равными наименьшей толщине соединяемых деталей (при толщине их меньше 4 мм).

Катет шва принимается не более 1,2δ, где δ — толщина наиболее тонкой из свариваемых деталей.

Лобовые швы предусматриваются вогнутыми или в виде неравнобедренного прямоугольного треугольника с отношением катетов 2:3 (большой катет направляется вдоль силового потока).

Одни лобовые швы в нахлесточном соединении деталей, работающих на растяжение или сжатие, недопустимы. Применение только фланговых швов в таких соединениях также нецелесообразно.

Перекрытие нахлесточных соединений принимается не менее 5δ, где δ — наименьшая толщина соединяемых деталей.

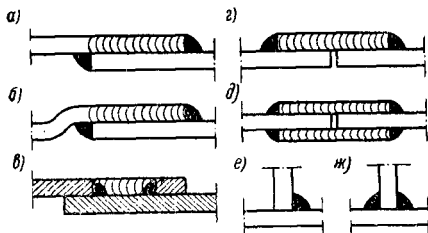
Таблица 19

Нормы механических свойств металла швов и сварных соединений

Марка электрода	Нормы механических свойств при применении электродов						Марка проволоки по ГОСТ 2246-43 (рекомен- дуемая)	Примерное назначение
	диаметром более 3 мм			диаметром 3 мм и менее, а для марки Э-34 — всех диамет- ров				
				сварное соединение				
	металл шва							
	предел прочности при растя- жении в кг/мм <sup>2</sup>	относи- тельное удлине- ние в %	ударная вязкость в кгм/см <sup>2</sup>	предел прочности при растя- жении в кг/мм <sup>2</sup>	угол загиба в граду- сах			
Не менее								
Э-34	—	—	—	34	30	I, II	Для сварки малоот- ветственных конструк- ций из малоуглероди- стой стали	
Э-42	42	18	8	42	120	I, IA, II	Для сварки ответст- венных конструкций из малоуглеродистой стали	
Э-42А	42	22	14	42	180	IA	Для сварки конструк- ций из малоуглероди- стой стали, работающих в особо тяжёлых усло- виях	

Крайне нецелесообразно применение односторонних угловых швов (фиг. 5, е) для передачи изгибающих моментов через их продольное сечение. В необходимых случаях для исключения передачи изгибающих моментов через продольные сечения таких швов последние разгружают постановкой рёбер или других элементов, препятствующих изгибу швов.

При соединении встык листов разной толщины несущих деталей (при разнице в толщине листов более 3 мм) более толстый лист



Фиг. 5. Соединения угловыми швами, рассчитываемыми на срез

скашивается. Уклон скоса принимается от 1:3 до 1:5.

Для уменьшения внутренних напряжений и коробления сварных элементов вагона нецелесообразно увеличивать сечение шва против необходимого по расчёту. Также избегают наложения большого количества швов в одном месте.

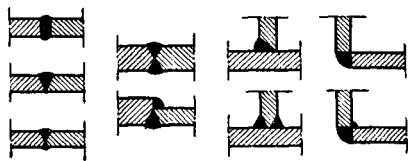
Нецелесообразно располагать сварные соединения в сечениях элементов вагона, имеющих напряжения, близкие к допускаемым.

При проектировании вагонных конструкций предусматривается доступность и доброкачественность выполнения швов; при этом избегают потолочных швов.

ЦНИИ МПС и НИБ Главвагона рекомендуют следующие правила и формулы для расчёта сварных соединений (допускаемые напряжения см. табл. 21).

Угловые швы сварных соединений, изображённых на фиг. 5, рассчитываются на срез.

В сварных соединениях, изображённых на фиг. 6, наплавленный металл рассматривается как элемент, составляющий одно непрерывное целое с рассчитываемой деталью;



Фиг. 6. Сварные соединения, швы которых рассматриваются как одно непрерывное целое с рассчитываемой деталью

напряжения в наплавленном металле определяются при расчёте самой детали.

Напряжения сдвига  $\tau$  для различных типов сварных соединений угловыми швами определяют по формулам, приведённым ниже.

а) В случае действия сил и моментов в плоскости соединения.

При жёсткости соединяемых элементов большей, чем жёсткость швов на срез (фиг. 7), в общем случае

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2 + 2\tau_1\tau_2 \sin(\widehat{Q, \rho})} \text{ кг/см}^2, \quad (23)$$

где

$$\tau_1 = \frac{Q}{\sum h_i l_i}; \quad \tau_2 = \frac{M\rho}{I_x + I_y};$$

$Q$  — равнодействующая всех сил, действующих в плоскости соединения, в кг;

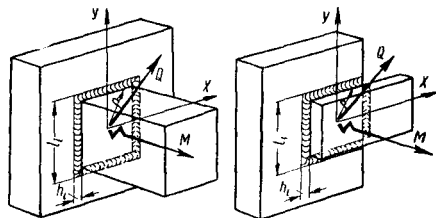
$M$  — момент всех сил относительно центра тяжести сечения швов в кгсм;

$I_x$  и  $I_y$  — моменты инерции сечения, образованного сварными швами относительно осей  $x$  и  $y$ , соответственно, в см<sup>4</sup>; толщина участков этого сечения равна расчётной высоте сечения шва  $h_i$  в см;

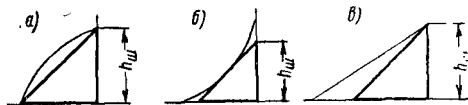
$h_i$  — расчётная высота сечения шва в см. При выполнении шва автоматической сваркой  $h_i = h_{ш}$ ; при выполнении шва ручной сваркой  $h_i = 0,7 h_{ш}$ , где  $h_{ш}$  — наименьший катет расчётного сечения шва в см; расчётное очертание сечения шва принимают в виде равнобедренного прямоугольного треугольника; катет этого треугольника определяют, как показано на фиг. 8;

$l_i$  — расчётная длина шва в см, равная проектной длине, уменьшенной на  $2h_{ш}$ . Швы длиной меньше 30 мм и меньше  $4h_{ш}$  в расчёте не учитываются. Расчётная длина фланговых швов в концевых закреплениях деталей принимается не более  $60h_{ш}$ ;

$\rho$  — радиус, проведённый из центра тяжести сечения швов к точке шва, в которой определяется напряжение, в см.



Фиг. 7. Соединения угловыми швами элементов, жёсткость которых больше жёсткости швов



Фиг. 8. Расчётные очертания сечений швов

При присоединении замкнутых тонкостенных элементов (фиг. 9)

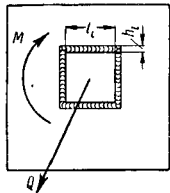
$$\tau = \frac{Q}{\sum h_i l_i \cos(Q, l_i)} + \frac{M}{2Fh_i} \text{ кг/см}^2, \quad (24)$$

где  $F$  — площадь, ограниченная замкнутым контуром швов, в  $\text{см}^2$ ; обозначения остальных величин те же, что и в формуле (23).

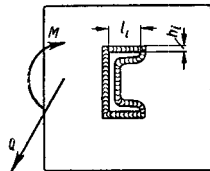
При присоединении незамкнутых тонкостенных элементов (фиг. 10)

$$\tau = \frac{Q}{\sum h_i l_i \cos(Q, l_i)} + \frac{3Mh_i}{\sum h_i^3 l_i} \text{ кг/см}^2. \quad (25)$$

Здесь приняты те же обозначения, что и в формуле (23).



Фиг. 9. Присоединение угловыми швами замкнутого тонкостенного элемента



Фиг. 10. Присоединение угловыми швами незамкнутого тонкостенного элемента

б) В случае действия сил и моментов в плоскости, перпендикулярной плоскости соединения (фиг. 11),

$$\tau' = \frac{M_x y}{I_x} + \frac{M_y x}{I_y} + \frac{P}{\sum l_i h_i} \text{ кг/см}^2, \quad (26)$$

где  $M_x$  и  $M_y$  — моменты сил, действующие в плоскости, перпендикулярной плоскости соединения, в  $\text{кгсм}$ ;

$P$  — сила, действующая перпендикулярно плоскости соединения и проходящая через центр тяжести сечения швов, в  $\text{кг}$ ;

$x$  и  $y$  — координаты точки сечения шва, в которой определяются напряжения, в  $\text{см}$ ;

$I_x$  и  $I_y$  — моменты инерции сечения швов относительно осей  $x$  и  $y$  соответственно в  $\text{см}^4$ ; ширина участков этого сечения принимается равной расчетной высоте сечения шва  $h_i$ ; при определении моментов инерции  $I_x$  и  $I_y$  в сечении не учитываются швы, присоединяющие одну деталь к стенке другой детали, если эта стенка не подкреплена ребрами или другими элементами жесткости;

$l_i$  и  $h_i$  — см. обозначения к формуле (23).

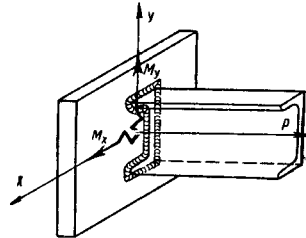
в) В случае действия сил и моментов в плоскости соединения и в перпендикулярных к ней плоскостях

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{\tau^2 + \tau'^2} \text{ кг/см}^2, \quad (27)$$

где  $\tau$  и  $\tau'$  определяются по формулам (23) — (25) и (26) соответственно.

Напряжения среза в сплошных продольных швах балки, работающей на поперечный изгиб, определяются формулой

$$\tau = \frac{QS}{Inh_i} \text{ кг/см}^2, \quad (28)$$



Фиг. 11. Сварное соединение, нагруженное силами и моментами в плоскости, перпендикулярной плоскости соединения

где  $Q$  — поперечная сила в балке в  $\text{кг}$ ;

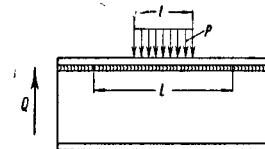
$S$  — статический момент относительно нейтральной оси площади части сечения балки, присоединяемой  $n$  швами, в  $\text{см}^3$ ;

$I$  — момент инерции сечения балки относительно нейтральной оси в  $\text{см}^4$ ;

$n$  — число присоединяющих швов;

$h_i$  — см. обозначения в формуле (23).

Напряжения среза, определяемые формулой (28), складываются по формуле (5) с нормальными напряжениями в шве, определяемыми по формулам изгиба балки.



Фиг. 12. Балка, нагруженная силами, перпендикулярными плоскости пояса

При действии нагрузки  $P$ , перпендикулярной к плоскости пояса балки и распределенной на длине  $l$  (фиг. 12), напряжения среза в шве, присоединяющем пояс, определяются по формуле

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \text{ кг/см}^2. \quad (29)$$

В этой формуле

$$\tau_1 = \frac{2P}{Ln h_i} \text{ и } \tau_2 = \frac{QS}{In h_i},$$

$$L = l + 8 \sqrt{I_n},$$

где  $I_n$  — момент инерции пояса относительно его центральной горизонтальной оси в  $\text{см}^4$ .

Остальные обозначения те же, что и в формуле (28).

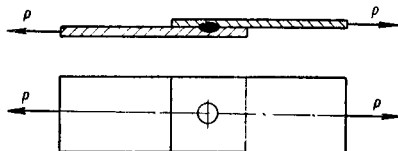
Напряжения среза, вычисляемые по формуле (29), складываются по формуле (5) с нормальными напряжениями в шве, определяемыми по формулам изгиба балки.

### Сварные соединения точечной сваркой (контактной и электрозаклёпками)

Для элементов вагона, соединяемых точечной сваркой, применяется тот же металл, что и при дуговой сварке стыковыми и угловыми швами. Установленных правил испытаний на прочность соединений точечной сваркой пока не имеется.

ЦНИИ МПС исследовались механические свойства точечных соединений, выполненных контактной сваркой и электрозаклёпками.

Одноточечные соединения испытывались на: 1) статический срез, 2) статический отрыв, 3) статическое кручение, 4) ударный срез, 5) срез при повторных нагрузках (усталостный срез). Образцы (фиг. 13) выполнялись из малоуглеродистой стали в пакетах 2+3 мм, 3+3 мм и 4+3 мм.



Фиг. 13. Опытный образец одноточечного соединения

В результате этих испытаний сделаны следующие выводы.

При статическом срезе прочность электрозаклёпки несколько ниже (примерно на 10%) прочности контактной точки. При статическом отрыве наблюдается обратное явление. Электрозаклёпки более пластичны, чем контактные точки, в частности твёрдость контактной точки больше электрозаклёпки. При ударном срезе прочность соединения, выполненного электрозаклёпкой, несколько ниже прочности соединения контактной сваркой.

Разрушение при статическом срезе преимущественно происходит по сечению ядра точки. При статическом отрыве происходит вырывание из более тонкого листа по периметру ядра точки.

При ударном срезе разрушение происходит по сечению ядра.

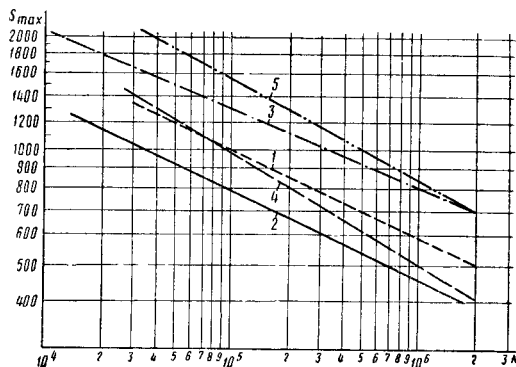
Сравнительные результаты испытаний на срез при повторных загрузках приведены на фиг. 14. На этой фигуре по оси ординат отложены максимальные нагрузки цикла в кг, а по оси абсцисс число циклов до разрушения (система координат логарифмическая).

Испытания проводились при коэффициенте асимметрии цикла  $r = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} = 0,25$  ( $S_{\min}$  и  $S_{\max}$  — соответственно наименьшая и наибольшая растягивающие образец нагрузки).

Разрушения при больших значениях повторных циклов нагружений ( $N > 10^6$ ) и низких нагрузках, а следовательно, при малых пластических деформациях происходят в более тонком листе по краю ядра точки. При больших нагрузках, а следовательно, и пластических деформациях и меньших значениях

повторных циклов ( $N < 10^6$ ) наряду с листом разрушается и ядро точки.

Испытания на повторные нагрузки двух- и трёхточечных соединений (точки располагались на одной оси, совпадающей с линией действия сил) показали, что двухточечные образцы разрушаются при нагрузке, в 1,5—2 раза большей, чем одноточечные (при одинаковом числе повторных циклов); трёхточечные образцы не имеют практически существенных преимуществ перед двухточечными. Следовательно, увеличение числа точек сверх двух в продольном ряду для соединений,



Фиг. 14. Сравнение выносливости одноточечных соединений, выполненных электрозаклёпками и контактной сваркой: 1—соединение электрозаклёпкой в пакете 2+3 мм, ширина листа—40 мм; 2—то же, но со снятой головкой электрозаклёпки; 3—соединение электрозаклёпок в пакете 3+4 мм, ширина листа—60 мм; 4—контактное точечное соединение в пакете 2+3 мм, ширина листа—50 мм; 5—контактное точечное соединение в пакете 3+4 мм, ширина листа—50 мм

работающих при переменных напряжениях, нецелесообразно. Из опытов также следует, что величина повторной разрушающей нагрузки для испытанных образцов не зависит от диаметра ядра точки (в интервале изменения диаметра от 7 до 10 мм), так как наиболее существенной причиной разрушения при повторных нагрузках является концентрация напряжений у переднего (по отношению к направлению силы) края ядра. Концентрация напряжений дополнительно увеличивается вследствие изгиба от эксцентрисичности соединения листов.

При расчёте и конструировании точечных соединений рекомендуются следующие формулы и правила (допускаемые напряжения принимаются по табл. 21).

Точечное соединение должно конструироваться так, чтобы исключалась работа точек на отрыв и все точки работали только на срез.

Действующее на точку, находящуюся в узле крепления детали, усилие

$$T_n = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + 2T_1T_2 \sin(\widehat{Q, \rho_n})} \text{ кг}; \quad (30)$$

в этой формуле

$$T_1 = \frac{M \rho_n}{I_p} F_n \text{ и } T_2 = \frac{Q}{\sum F_i} F_n.$$

где  $M$  — момент сил, приложенных к прикрепляемой детали относительно оси, перпендикулярной плоскости среза точек и проходящей через центр тяжести сечений всех точек, в  $\text{кгсм}$ ;  
 $Q$  — проекция на плоскость среза точек равнодействующей всех сил, приложенных к прикрепляемой детали, в  $\text{кг}$ ;

$I_p = \sum F_i r_i^2$  — полярный момент инерции сечения всех точек в  $\text{см}^4$ ;

$F_i$  и  $F_n$  — площади поперечных сечений точек  $i$  и  $n$  соответственно в  $\text{см}^2$ ;

$r_i$  и  $r_n$  — длины радиусов, соединяющих центр тяжести сечения всех точек с точками  $i$  и  $n$  соответственно, в  $\text{см}$ .

Усилия, действующие в точках продольных швов балки, работающей на поперечный изгиб, определяют по формуле

$$T = \frac{QS}{I_n} t \text{ кг}, \quad (31)$$

где  $Q$  — поперечная сила в балке в  $\text{кг}$ ;

$S$  — статический момент присоединяемой точками части площади сечения балки относительно нейтральной оси в  $\text{см}^3$ ;

$n$  — число присоединяющих швов (рядов точек);

$I$  — момент инерции сечения балки относительно нейтральной оси в  $\text{см}^4$ . Для балок-стенки величина  $I$  определяется с учётом соответствующего уменьшения площади сечения листа [см. табл. 16 или формулу (19)];

$t$  — шаг точек в  $\text{см}$ .

Прочность элементов деталей, соединяемых точкой, проверяется по формуле

$$\sigma = \frac{T}{2d\delta} \text{ кг/см}^2, \quad (32)$$

где  $T$  — усилие, действующее на точку, в  $\text{кг}$  [определяется по формулам (30) или (31)];

$d$  — диаметр точки в  $\text{см}$ ;

$\delta$  — толщина наиболее тонкого из соединяемых элементов в  $\text{см}$ .

Нормальные напряжения, определяемые формулой (32), не должны превышать допускаемых при растяжении (табл. 21).

#### Допускаемые напряжения

В табл. 20 приводятся механические свойства металлов, применяемых в вагоностроении.

Для обеспечения прочности металлических деталей вагонов при условии выполнения рекомендаций о расчётных нагрузках, методах расчёта и конструктивных требованиях, изложенных выше, принимаются допускаемые напряжения согласно данным табл. 21.

Для сварных соединений деталей вагона (за исключением деталей тормоза), подвергающихся знакопеременной нагрузке, допускаемые напряжения, приведённые в табл. 21, уменьшаются умножением на коэффициент

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{k}{3}}, \quad (33)$$

Таблица 20

#### Механические свойства металлов

Наименование материала	Марка	Предел текучести в $\text{кг/мм}^2$ не менее	Предел прочности в $\text{кг/мм}^2$	
			растяжение	
Сталь углеродистая горячекатаная обыкновенного качества, ГОСТ 380-50	Ст. 0	19	32—47	
	Ст. 1	—	32—40	
	Ст. 2	22	34—42	
	Ст. 3	24	38—47	
	Ст. 4	26	42—52	
	Ст. 5	28	50—62	
	Ст. 6	31	60—72	
	Ст. 7	—	70 и более	
Сталь качественная конструкционная углеродистая горячекатаная сортовая, ГОСТ В 1050-41	08 КП	18	> 32	
	10	18	> 32	
	15	21	> 35	
	20	24	> 40	
	25	26	> 43	
	30	28	> 48	
	35	30	> 52	
	40	32	> 57	
	45	34	> 60	
	50	35	> 63	
	55	36	> 64	
	60	37	> 65	
	65	38	> 66	
	70	39	> 67	
Сталь качественная рессорно-пружинная, ГОСТ В 2052-43 (термообработанная)	55С2	120	> 130	
Отливки фасонные из углеродистой стали, ГОСТ 977-41	15—4020	—	> 40	
	15—4024	20	> 40	
	25—4518	—	> 45	
	25—4522	23	> 45	
	35—5015	—	> 50	
	35—5019	25	> 50	
Стальные отливки деталей тележек грузовых вагонов (боковины и наддрессорные балки)	—	25	42—50	
	—	27	> 50	
Стальные литые детали для автосцепки — детали I группы, ГОСТ 88-41	—	25	42—50	
	—	27	> 50	
Металл шва и сварного соединения при электродуговой сварке (ГОСТ 2523-44), выполненной электродами	Э-34	16*	34	
	Э-42	24*	42	
Дюралюминий	—	25*	40*	
Отливки из серого чугуна, ГОСТ 1412-48	Предел прочности			
	СЧ. 12-28 СЧ. 15-32 СЧ. 18-36 СЧ. 21-40	растяжение	изгиб	сжатие
		12	28	50
		15	32	65
		18	36	70
		21	40	75

\* Ориентировочно.

Допускаемые напряжения (в кг/см<sup>2</sup>) для металлических деталей

Таблица 21

Наименование элементов вагона	Вид деформаций	Сталь по ГОСТ 380-50 и В 1050-41		Рессорная сталь (термообработанная)	Стальные отливки				Металл сварного шва, выполненного		
		Ст. 3 и 20			Ст. 5 и 30		55	55С2		ГОСТ 977-41	
		ГОСТ 88-41 группа I			15-4020	15-4024			35-5015	35-5019	электро- дом 3-42 и автома- тической сваркой
Детали кузова и рамы, за исключе- нием шкворневой и хребтовой балок	Изгиб, растяжение и сжатие . . . . .	1 650	1 900	—	—	1 300	1 350	1 500	1 550	1 600	1 000
Детали тележек, за исключением ко- лёсных пар, а также шкворневые и хреб- товые балки рамы	Изгиб, растяжение и сжатие . . . . .	1 550	1 800	9 500	10 000	1 200	1 250	1 400	1 450	1 500	1 550
	Срез и кручение . . . . .	—	—	—	7 500	—	—	—	—	—	—
	Смятие . . . . .	1 400	1 800	—	—	1 200	1 250	1 400	1 450	1 500	—
Детали тормоза	Изгиб, растяжение и сжатие . . . . .	1 300 1 100	1 500 1 300	—	—	1 000 950	1 100 1 000	1 300 1 200	1 350 1 250	1 400 1 300	— —
Заклёпки	Срез . . . . .	1 200	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Смятие . . . . .	2 500	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Отрыв . . . . .	1 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Болты чистые	Срез . . . . .	1 200	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Смятие . . . . .	2 500	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Растяжение . . . . .	1 400	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Болты чёрные	Срез . . . . .	1 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Смятие . . . . .	2 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Растяжение . . . . .	1 400	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Примечания. 1. Во всех металлических деталях вагона, за исключением рессор, при чистом сдвиге допускаемые напряжения принимаются равными 0,6 от допускаемых напряжений при растяжении.

2. Для заклёпок и чёрных болтов, поставленных в отверстия деталей, сверлёных или развёрнутых в собранном виде (или в кондукторе), допускаемые напряжения на срез и смятие увеличиваются на 20%.

3. Для заклёпок с потайными и полупотайными головками допускаемые напряжения понижаются на 20%.

4. При нахлестном одностороннем соединении, а также при соединении двух деталей через промежуточную деталь допускаемые напряжения в заклёпках и болтах понижаются на 10%.

П р и м е ч а н и я. 1. Во всех металлических деталях вагона, за исключением рессор, при чистом сдвиге допускаемые напряжения принимаются равными 0,6 от допускаемых напряжений при растяжении.

2. Для заклёпок и чёрных болтов, поставленных в отверстия деталей, сверлённых или развёрнутых в собранном виде (или в кондукторе), допу-  
скаемые напряжения на срез и смятие увеличиваются на 20%.

3. Для заклёпок с потайными и полупотайными головками допускаемые напряжения понижаются на 20%.

4. При наклёсточном одностороннем соединении, а также при соединении двух деталей через промежуточную деталь допускаемые напряжения в заклёпках и болтах понижаются на 10%.



где  $k = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ , или  $k = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}$ ;

$\sigma_{\min}$  и  $\sigma_{\max}$  — соответственно наименьшие и наибольшие по абсолютной величине нормальные напряжения, принимаемые каждое со своим знаком (при  $k > 0$  принимается  $\gamma = 1$ );  
 $\tau_{\min}$  и  $\tau_{\max}$  — то же касательные напряжения.

Для деревянных деталей, выполняемых из сосны или ели и имеющих механические свойства древесины, указанные в табл. 22 (определённые на малых образцах по ОСТ НКЛ 250 при влажности 15%), допускаемые напряжения принимаются по табл. 23.

Таблица 22

Пределы прочности сосны и ели в  $\text{кг/см}^2$

Вид деформации	Предел прочности
Сжатие вдоль волокон . . . . .	350
Изгиб . . . . .	600
Скалывание вдоль волокон . . . . .	60

Таблица 23

Допускаемые напряжения для сосны и ели в  $\text{кг/см}^2$

Вид деформации	Растяжение	Изгиб	Сжатие и смятие	Смятие местное	Сред
Вдоль волокон . . . . .	60	85	85	—	4
Поперёк волокон . . . . .	—	1	12	20	40

Допускаемые напряжения по данным табл. 23 принимаются при условии выполнения рекомендации о расчётных нагрузках, методах расчёта и конструктивных требованиях, изложенных выше.

Для деталей, изготавливаемых из других пород древесины (по ГОСТ 3191-46), допускаемые напряжения определяются умножением допускаемых напряжений, приведённых в табл. 23, на поправочные коэффициенты (табл. 24).

Таблица 24

Поправочные коэффициенты для допускаемых напряжений различных пород древесины

Порода древесины	Вид деформации		
	растяжение, изгиб, сжатие вдоль волокон	сжатие и смятие поперёк волокон	скалывание
Дуб, ясень европейский, граб, клён, акация белая	1,3	2,0	1,6
Лиственница . . . . .	1,2	1,2	1,0
Берёза, бук, ясень дальневосточный . . . . .	1,1	1,6	1,3
Сосна Якутии, пихта кавказская, кедр . . . . .	0,9	0,9	0,8
Сосна и ель Кольского полуострова, пихта уральская, сибирская и дальневосточная . . . . .	0,8	0,8	0,7

## ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЁТОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ВАГОНОВ бывш. ЦВПС

Кроме Технических условий, устанавливаемых дополнительно в каждом отдельном случае при выдаче заданий на проектирование новых вагонов, устанавливаются следующие, общие для всех железнодорожных вагонов, основные данные и нормы технического расчёта.

### Силы, действующие на вагон

#### Статическая нагрузка:

а) полезная нагрузка (грузоподъёмность — нетто вагона) указывается техническим заданием на проектирование каждого типа вагона;  
 б) тара вагона (собственный вес всех частей вагона);

в) распирающие усилия, действующие на стенки крытого вагона, полувагона и борта платформ, при перевозке насыпных грузов.

#### Динамические усилия:

а) буферный удар при автосцепке принимается равным 80 000  $\text{кг}$  и считается приложенным к концу рамы по оси сцепления, а при винтовой стяжке — 40 000  $\text{кг}$  и приложенным к одному буферному стержню;

б) тяговое усилие при автосцепке принимается равным 65 000  $\text{кг}$  и при винтовой стяжке — 20 000  $\text{кг}$ ;

в) давление жидкости на днище цистерны (при соударениях или рывках) принимается равным 80 000  $\text{кг}$ ;

г) центробежная сила для грузовых вагонов принимается равной 10% от статической нагрузки (при скорости около 50  $\text{км/час}$  на кривой радиусом 200 м) и для пассажирских вагонов — 20% от статической нагрузки (при скорости около 70  $\text{км/час}$  на кривой радиусом 200 м); для ориентировочных расчётов расстояние до центра тяжести вагона можно принимать равным 210 см от головки рельса;

д) давление ветра на боковую стенку вагона принимается равным 150  $\text{кг/м}^2$  вертикальной проекции вагона;

е) вертикальное усилие на стыках рельсов, стрелках и крестовинах для неподдрессоренных частей вагона принимается равным 25% от суммы статической нагрузки и вертикальной составляющей от центробежной силы и давления ветра.

**Примечание.** Влияние сил инерции, развивающихся при торможении, на напряжение в частях рамы и обрешётки кузова в расчёте не учитывается. Эти силы учитываются при расчётах ходовых частей.

### Допускаемые напряжения в материалах

Для всех деталей и частей вагона, кроме шкворневых и промежуточных поперечных балок рамы, рамы тележки, люлечного и рессорного подвешивания (см. пп. 9, 10, 11, 12), а также кроме тормозной рычажной передачи, устанавливается напряжение по пп. 1—8.

1. Для прокатной стали марки Ст. 3 допускаемые напряжения на растяжение, сжатие и изгиб принимают не более 1 200  $\text{кг/см}^2$  при расчётах только от одной статической нагрузки и не более 1 400  $\text{кг/см}^2$  при наи-

менее выгодном сочетании статической и динамической нагрузок<sup>1</sup>.

2. Для прокатной стали марки Ст. Ос допускаемые напряжения принимают не более 900 кг/см<sup>2</sup>.

3. Для отливок из сталей, входящих в группы ответственного литья (ГОСТ 977-41), подверженных чистому растяжению, а также для частей, работающих на растяжение при изгибе, допускаемые напряжения принимают не более 1 000 кг/см<sup>2</sup> при расчётах только от одной статической нагрузки и не более 1 200 кг/см<sup>2</sup> при наименее выгодном сочетании статической и динамической нагрузок. Допускаемые напряжения на сжатие, а также для частей, работающих на сжатие при изгибе, принимают по нормам для прокатной стали марки Ст. 3 (см. п. 1).

4. Допускаемые напряжения на срез принимают не более 0,8 от указанных в пп. 1, 2 и 3 напряжений на растяжение.

5. Для серого чугуна марки Сч. 12-28 на изгиб принимают не более 350 кг/см<sup>2</sup> при учёте статических и динамических усилий, на сжатие — не более 900 кг/см<sup>2</sup>, на срез и растяжение — не более 300 кг/см<sup>2</sup>. Для деталей, испытывающих напряжение от буферного удара, чугун не применяют.

6. Для дуба первого сорта допускаемые напряжения на растяжение, изгиб и сжатие вдоль волокон — 100 кг/см<sup>2</sup>, на сжатие поперёк волокон — 30 кг/см<sup>2</sup> и на срез вдоль волокон — 20 кг/см<sup>2</sup>.

7. Для сосны первого сорта и дуба второго сорта допускаемые напряжения на растяжение, изгиб и сжатие вдоль волокон — 70 кг/см<sup>2</sup>, на сжатие поперёк волокон — 25 кг/см<sup>2</sup>, на срез поперёк волокон — 25 кг/см<sup>2</sup> и на срез вдоль волокон — 10 кг/см<sup>2</sup>.

8. Для сосны второго сорта допускаемые напряжения на растяжение, изгиб и сжатие вдоль волокон — 50 кг/см<sup>2</sup>, на сжатие и срез поперёк волокон — 15 кг/см<sup>2</sup>. Для сосны второго сорта срез вдоль волокон не допускается.

9. В шкворневых и промежуточных поперечных балках рам вагонов, кроме поперечных балок рам цистерн, а также в раме тележек и деталях люльчатого и рессорного подвешивания допускаемые напряжения принимаются равными 75% от величины напряжений, указанных выше.

10. Для деталей люльчатого подвешивания из стали марки Ст. 4 допускаемые напряжения не должны превосходить установленных для стали марки Ст. 3 (см. п. 1).

11. Листовые рессоры, работающие на изгиб, рассчитываются на максимальную статическую нагрузку с учётом следующих динамических прогибов:

а) надбуксовые рессоры грузовых вагонов — 30 мм;

б) надбуксовые рессоры пассажирских вагонов — 40 мм;

в) люльчатые рессоры пассажирских вагонов, считая верхнюю и нижнюю половины

эллиптических рессор как одну рессору, — 30 мм.

Напряжение в металле листовых рессор под влиянием статической нагрузки и динамического прогиба не должно превосходить допускаемых по ГОСТ 1496-42 для пробных нагрузок.

12. Пружины рассчитываются на кручение предельным грузом, вызывающим их сжатие до отказа.

Напряжение в металле цилиндрических пружин при полном сжатии не должно превосходить 5 500 — 6 000 кг/см<sup>2</sup> для пружин из стали диаметром до 30 мм и 4 500 — 5 500 кг/см<sup>2</sup> с диаметром стали более 30 мм<sup>1</sup>. Пружины ходовых частей вагонов рассчитываются так, чтобы они имели следующие динамические прогибы:

а) пружины грузовых вагонов — 25 мм;

б) пружины пассажирских вагонов — 30 мм.

13. При расчёте осей по формулам МПС, учитывающим только статическую нагрузку, допускаются напряжения:

а) для осей вагонов, обращающихся в пассажирских поездах, в шейке при её предельном износе 550 кг/см<sup>2</sup>, подступичной части 440 кг/см<sup>2</sup>;

б) для осей вагонов, обращающихся в грузовых поездах, в шейке при её предельном износе 700 кг/см<sup>2</sup>, подступичной части оси 560 кг/см<sup>2</sup>.

14. При расчёте осей по более точному методу с учётом всех сил, перечисленных выше, напряжения во всех сечениях оси допускаются не более 1 200 кг/см<sup>2</sup>.

15. Значение уменьшения напряжения или увеличения площади сечения при продольном изгибе деталей, работающих на сжатие, учитывается коэффициентом продольного изгиба (табл. 4).

**Примечание.** При расчётах на устойчивость (продольное сжатие) напряжения определяются делением приведённого усилия (основного усилия, делённого на коэффициент продольного изгиба) на площадь сечения брутто.

#### Постоянные условные расчётные величины для проектирования рамы

1. Наименьшее сечение хребтовых балок между задними упорными угольниками автосцепки должно быть не менее 160 см<sup>2</sup> для открытых вагонов и не менее 140 см<sup>2</sup> для крытых вагонов.

2. Отношение напряжения в кг/см<sup>2</sup> к буферному удару в кг в хребтовой балке должно быть не более 0,00775. Так, например, суммарное напряжение в хребтовой балке, вызванное прямым сжатием и изгибающим моментом от эксцентриситетности сжимающих сил, должно составлять не более  $0,00775 \cdot 80\,000 = 620$  кг/см<sup>2</sup>, где 80 000 кг — буферный удар.

#### ПРОЧНОСТЬ ОСЕЙ КОЛЁСНЫХ ПАР

Оси колёсных пар подвергаются действию:

а) статической нагрузки;

б) динамических нагрузок, передающихся на ось от обрессоренных частей вагона;

<sup>1</sup> Междувведомственная комиссия конструкторов трёх бывших народных комиссариатов (тяжёлого машиностроения, среднего машиностроения и путей сообщения) в 1939—1940 гг. снизила допускаемые напряжения: для хребтовых балок с 1 400 до 1 200 кг/см<sup>2</sup> и для шкворневых балок с 1 050 до 900 кг/см<sup>2</sup>.

<sup>1</sup> По ГОСТ 1452-42 независимо от диаметра стали и диаметра пружины напряжения, возникающие от предельного груза, принимаются равными 6 500 кг/см<sup>2</sup>.

в) динамических нагрузок, обусловленных возникающими ускорениями массы самой оси и опирающихся на неё необрессоренных частей вагона;

г) усилий, возникающих в результате направляющего действия пути в кривых и сил трения между колёсами и рельсами;

д) сил, возникающих при торможении или тяге;

е) усилий от прессовой посадки колёс.

Все перечисленные нагрузки, за исключением усилий от прессовой посадки колёс, вызывают в оси повторное знакопеременное напряжённое состояние.

Повторность и знакопеременность напряжённого состояния при неправильных конструктивном выполнении, изготовлении и эксплуатации колёсной пары приводят к развитию явлений усталости в материале оси.

Предел усталости материала оси определяется обычно в лабораторных условиях на полированных образцах круглого поперечного сечения диаметром 7,5—10 мм при знакопеременном круговом изгибе.

Предел усталости лабораторного образца, выполненного из того же материала, что и ось, обычно выше предела усталости оси в целом.

На изменение предела усталости оси по сравнению с лабораторным образцом влияют в основном следующие конструктивные, технологические и эксплуатационные причины:

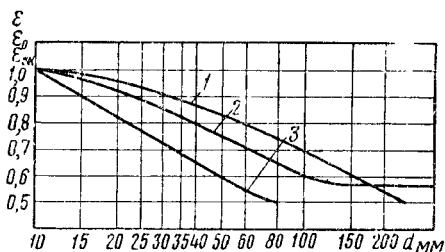
а) абсолютные размеры оси;

б) формы перехода от частей оси большего диаметра к частям меньшего диаметра (форма галтелей);

в) прессовые соединения колёс с осью;

г) состояние поверхности оси (чистота обработки поверхности, наличие царапин, вмятин, вырубков, особенно поперечных, потёртостей и т. п.).

Предел усталости уменьшается при увеличении диаметра поперечного сечения оси. На фиг. 15 показана зависимость коэффициента



Фиг. 15. Кривые зависимости снижения предела усталости от диаметра детали: 1—детали из углеродистой стали без мест концентрации напряжений; 2—детали из углеродистой стали с местами умеренной концентрации напряжений ( $k \leq 2$ ) и из легированной стали без мест концентрации напряжений; 3—детали из углеродистой и легированной стали с местами значительной концентрации напряжений ( $k > 2$ )

снижения предела усталости от диаметра оси  $d$  (масштабного фактора —  $\epsilon$ ) при изгибе и кручении для углеродистой и легированной ( $\sigma_b = 100 \div 120 \text{ кг/мм}^2$ ) сталей.

С уменьшением радиуса переходной галтели  $\rho$  и с увеличением отношения  $\frac{D}{d}$  (фиг. 16)

возрастает концентрация напряжений у переходной галтели и уменьшается предел усталости оси в этом сечении.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе оси с напрессованной деталью и соответствующее изменение предела усталости осевого материала зависят:

а) от напряжённого состояния оси;

б) от конфигурации и условия загрузки напрессованной детали;

в) от величины удельного давления на поверхности соприкосновения оси с напрессованной деталью;

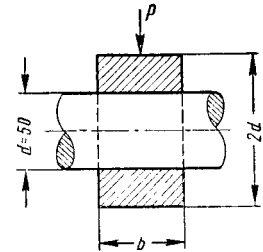
г) от предела прочности материала оси и напрессованной детали.

Для оси диаметром 50 мм из стали ( $\tau_b = 50 \text{ кг/мм}^2$ ) с напрессованной втулкой (относительный натяг равен 0,001—0,002) при передаче втулкой поперечной силы (фиг. 17) эффективный коэффициент концентрации ( $k_\sigma$ ) определяется по фиг. 18; при передаче втулкой



Фиг. 16. Переходная галтель

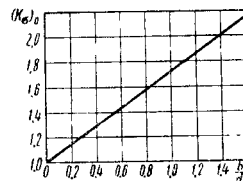
Фиг. 17. Ось с напрессованной втулкой под действием поперечной силы



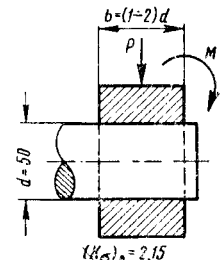
поперечной силы и изгибающего момента (фиг. 19) ( $k_\tau$ )<sub>0</sub> = 2,15.

При других конструктивных формах втулки, передающей поперечную силу, эффективные коэффициенты концентрации напряжений показаны на фиг. 20.

Влияние величины удельного давления между осью и напрессованной деталью на эффективный коэффициент концентрации напряжений характеризуется кривой, показанной на фиг. 21.

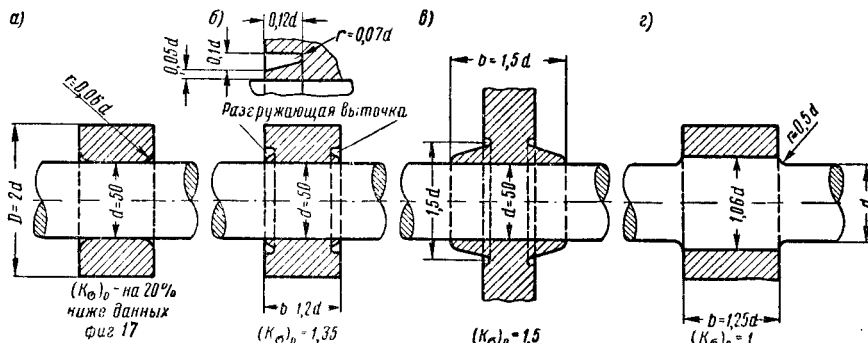


Фиг. 18. Зависимость эффективного коэффициента концентрации оси от отношения длины напрессованной втулки к диаметру оси

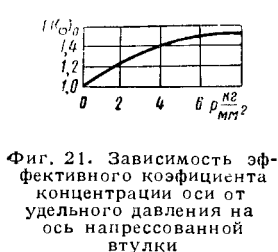


Фиг. 19. Ось с напрессованной втулкой под действием поперечной силы и изгибающего момента

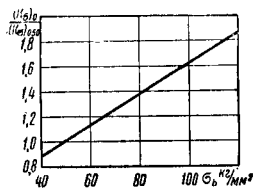
Эффективный коэффициент концентрации при прочих равных условиях увеличивается вместе с повышением предела прочности стали.



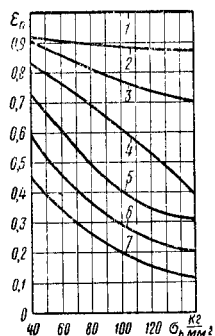
Фиг. 20. Эффективные коэффициенты концентрации оси при различных конструкциях напрессованной втулки: а — при наличии закруглений на втулке; б — при наличии разгружающих выточек на втулке; в — при конусности и разгружающих выточках на втулке; г — при утолщении оси в месте напрессовки



Фиг. 21. Зависимость эффективного коэффициента концентрации оси от удельного давления на ось напрессованной втулки



Фиг. 22. Относительное изменение эффективного коэффициента концентрации оси от предела прочности стали



Фиг. 23. Кривые зависимости относительного изменения предела усталости оси от предела прочности металла и состояния поверхности: 1 — полированная поверхность; 2 — шлифованная поверхность; 3 — грубо обработанная поверхность; 4 — поверхность с насечкой; 5 — прокатанная поверхность; 6 — поверхность, корродированная в воде; 7 — поверхность, корродированная в морской воде

На фиг. 22 показано относительное изменение эффективного коэффициента концентрации в зависимости от предела прочности стали. Величина эффективного коэффициента концентрации для стали с пределом прочности 50 кг/мм<sup>2</sup> принята за единицу.

С повышением твердости напрессованной детали эффективный коэффициент концентрации увеличивается.

Влияние состояния поверхности на снижение предела усталости в зависимости от предела прочности стали характеризуется кривыми фиг. 23.

#### Уравнения прочности оси с учётом переменного действия нагрузок

Уравнения прочности с учётом переменного действия нагрузок имеют следующий вид: для шейки и предподступичной части

$$n = \frac{\sigma_{\partial\kappa}}{\sigma_n} \quad (34)$$

Для подступичной части оси в сечении по внутреннему краю ступицы и для средней части оси

$$n = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2}}}, \quad (35)$$

где

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{\partial\kappa}}{\sigma_n}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{\partial\kappa}}{\tau_n};$$

$n$  — запас прочности;

$\sigma_{\partial\kappa}$  и  $\tau_{\partial\kappa}$  — пределы усталости оси соответственно при изгибе и кручении с учётом влияния абсолютных размеров и концентрации напряжений. При отсутствии экспериментальных данных приблизительно можно принимать  $\tau_{\partial\kappa} \approx 0,6 \sigma_{\partial\kappa}$ ;

$\sigma_n$  и  $\tau_n$  — номинальные напряжения соответственно при изгибе и кручении.

Запасы прочности для новой оси устанавливаются на основании анализа и сопоставления запасов прочности в длительно работающих существующих осях, определённых также по приведённым уравнениям прочности и при одинаковой точности учёта внешних нагрузок.

$\sigma_n$  и  $\tau_n$  определяются по обычным формулам сопротивления материалов для прямого бруса

$$\sigma_n = \frac{M_u}{W_u}; \quad \tau_n = \frac{M_k}{W_k},$$

где  $M_u$  и  $M_k$  — соответственно изгибающий и крутящий моменты;

$W_u$  и  $W_k$  — соответственно моменты сопротивления поперечного сечения оси на изгиб и кручение.

Моменты сопротивления и изгибающие моменты при наличии галтели определяются в месте сопряжения галтели с сечением оси меньшего диаметра, а для подступичной части — по внутреннему краю ступицы.

$\sigma_{\partial\kappa}$  и  $\tau_{\partial\kappa}$  определяются по следующим формулам:

для шейки и предподступичной части

$$\sigma_{\partial\kappa} = \frac{\sigma - 1}{1 + \nu_\sigma [(k_\sigma)_0 - 1]} \cdot \frac{\varepsilon_0 \varepsilon_{\partial\kappa}}{\varepsilon_{\partial\kappa}}; \quad (36)$$

для подступичной части оси в сечении по краю ступицы

$$\sigma_{\partial K} = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma})_0} \cdot \frac{\varepsilon_0 \varepsilon_{\partial K}}{\varepsilon_{\partial K}}; \quad (37)$$

$$\tau_{\partial K} = \frac{\tau_{-1}}{(k_{\tau})_0} \cdot \frac{\varepsilon_0 \varepsilon_{\partial K}}{\varepsilon_{\partial K}}; \quad (38)$$

для средней части оси

$$\sigma_{\partial K} = \tau_{-1} \varepsilon_n; \quad (39)$$

$$\tau_{\partial K} = \tau_{-1} \varepsilon_n; \quad (40)$$

где  $\tau_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  — пределы усталости соответственно при изгибе и кручении, определённые на лабораторных образцах диаметром 10 мм при отсутствии концентрации напряжений. Для углеродистой стали, обычно применяемой в осях,  $\tau_{-1} = 24 \div 26$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\tau_{-1} \approx 0,6 \sigma_{-1}$ ;

$(k_{\sigma})_0$  и  $(k_{\tau})_0$  — эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении, определённые на лабораторных образцах или моделях; на фиг. 24 и 25 изображены кривые  $(k_{\sigma})_0$  и  $(k_{\tau})_0$  для галтелей в зависимости от

$\frac{D}{d}$  и предела прочности стали для образцов с отношением  $\frac{D}{d} = 2$  (фиг. 16) при  $d = 30$  мм

при изгибе и для  $\frac{D}{d} = 1,4$  при  $d = 12$  мм при кручении; для прессовой посадки  $(k_{\sigma})_0$  принимается по данным фиг. 18—22;

$\gamma_{\sigma}$  — поправочный коэффициент при изгибе для галтелей в случае  $\frac{D}{d} \neq 2$ , определяемый по кривой 2 (фиг. 26);

$\varepsilon_0$  — масштабный фактор при отсутствии концентраций напряжений, соответствующий диаметру образца, на котором определены  $(k_{\sigma})_0$  или  $(k_{\tau})_0$ ; при использовании графиков, приведённых на фиг. 24,  $\varepsilon_0$  определяется для  $d = 30$  мм, на фиг. 25 — для  $d = 12$  мм соответственно; при использовании данных, приведённых на фиг. 18—20, — для  $d = 50$  мм; для углеродистой стали  $\varepsilon_0$  определяется по кривой 1, а для легированных сталей — по кривой 2 (фиг. 15);

$\varepsilon_{\partial K}$  — масштабный фактор при наличии концентрации напряжений, соответствующий диаметру образца, на которых определены  $(k_{\sigma})_0$  или  $(k_{\tau})_0$  (при использовании данных,

приведённых на фиг. 18—20, определяется для  $d = 50$  мм, а при использовании данных фиг. 24 и 25 определяется для  $d = 30$  мм и  $d = 12$  мм соответственно); при  $(k_{\sigma})_0 \leq 2$  или  $(k_{\tau})_0 \leq 2$  для углеродистой стали  $\varepsilon_{\partial K}$  определяется по кривой 2, а при  $(k_{\sigma})_0 > 2$  или  $(k_{\tau})_0 > 2$  для углеродистой стали и для легированных сталей — по кривой 3 (фиг. 15);

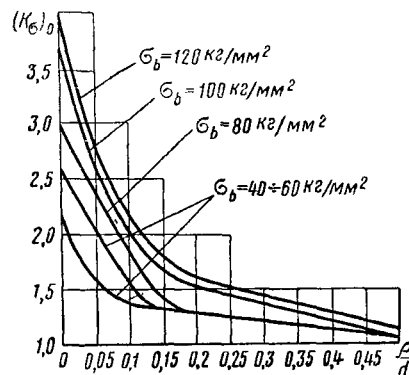
$\varepsilon_{\partial K}$  — масштабный фактор, соответствующий диаметру оси в рассматриваемом сечении (при наличии галтели  $\varepsilon_{\partial K}$  определяется по меньшему из сопрягаемых галтелей диаметров сечений); для углеродистой стали при  $\left\{ 1 + \gamma_{\sigma} [(k_{\sigma})_0 - 1] \right\} \frac{\varepsilon_{\partial K}}{\varepsilon_0} \leq 2$  для галтелей и

при  $(k_{\sigma})_0 \frac{\varepsilon_{\partial K}}{\varepsilon_0} \leq 2$  для прессовой посадки  $\varepsilon_{\partial K}$  определяется по кривой 2 (фиг. 15), а при  $\left\{ 1 + \gamma_{\sigma} [(k_{\sigma})_0 - 1] \right\} \frac{\varepsilon_{\partial K}}{\varepsilon_0} > 2$

для галтелей и при  $(k_{\sigma})_0 \frac{\varepsilon_{\partial K}}{\varepsilon_0} >$

$> 2$  для прессовой посадки; для углеродистой и для легированных сталей  $\varepsilon_{\partial K}$  определяется по кривой 3 (фиг. 15);

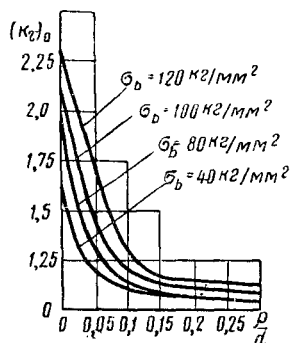
$\varepsilon_n$  — коэффициент изменения предела усталости в зависимости от состояния поверхности оси по сравнению с полированным образцом (определяется графиком, приведённым на фиг. 23).



Фиг. 24. Кривые зависимости эффективного коэффициента концентрации при изгибе от  $\frac{D}{d}$  и предела прочности стали (при  $\frac{D}{d} = 2$  и  $d = 30$  мм)

При оценке запасов прочности оси с учётом усталостных явлений для определения

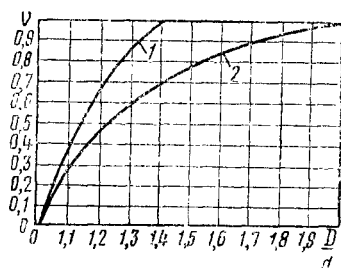
номинальных напряжений должны учитываться наибольшие действующие на ось нагрузки, число повторений которых достаточно велико, чтобы вызвать усталостные разрушения.



Фиг. 25. Кривые зависимости эффективного коэффициента концентрации при кручении от  $\frac{D}{d}$  и предела прочности стали (при  $\frac{D}{d} = 1,4$  и  $d = 12 \text{ мм}$ )

Для расчётов с учётом усталостных явлений не могут быть использованы полностью приведённые выше нормы расчётных нагрузок; применение этих норм приводит к заниженным значениям запасов прочности.

Пример оценки запасов прочности оси при повторных нагружениях, полученных на основании анализа экспериментальных данных о силах, действующих на ось, приводится на стр. 748–750.



Фиг. 26. Кривые зависимости поправочных коэффициентов для определения эффективных коэффициентов концентрации у галтелей в зависимости от  $\frac{D}{d}$ : 1—при кручении (поправки к данным фиг. 25); 2—при изгибе (поправки к данным фиг. 24)

#### Расчёт оси по методу МПС

Наименьшие диаметры шейки и подступичной части оси, допустимые в эксплуатации, в соответствии с Инструкцией по освидетельствованию, формированию и ремонту вагонных колёсных пар (ЦВ/1474) вычисляют по формулам, приведённым в табл. 25.

В табл. 25 обозначено:

$d_{ш}$  и  $d_{п.ч}$  — соответственно диаметр шейки и подступичной части оси в см;

$P$  — статическая нагрузка на обе шейки оси в кг;

$l_{ш}$  и  $l_{п.ч}$  — длина шейки и расстояние от середины шейки до круга катания соответственно, в см.

Обычно принимают

$$P = \frac{P_{тв} + P_2}{n} - q, \quad (41)$$

где  $P_{тв}$  — тара вагона в кг;

$P_2$  — полезная нагрузка вагона в кг;

$q$  — вес колёсной пары, принимаемый равным 1 200 кг;

$n$  — число колёсных пар вагона. Для трёхосных вагонов принимают  $n = 3$ .

Таблица 25

#### Наименьшие допускаемые диаметры оси в см

Поезд, в котором обрабатывается вагон	Название части оси	Формула, определяющая наименьший диаметр
Пассажирский	Шейка	$d_{ш} = 0,167 \sqrt[3]{P l_{ш}}$
	Подступичная часть	$d_{п.ч} = 0,228 \sqrt[3]{P l_{п.ч}}$
Грузовой	Шейка	$d_{ш} = 0,154 \sqrt[3]{P l_{ш}}$
	Подступичная часть	$d_{п.ч} = 0,209 \sqrt[3]{P l_{п.ч}}$

#### Расчёт оси по методу ЦНИИ и НИБ

ЦНИИ и НИБ Главвагона рекомендуют следующие формулы для определения наименьших допускаемых диаметров (в см)  $d_{ш}$  — шейки,  $d_{п.ч}$  — подступичной части и  $d_c$  — средней части оси:

$$d_{ш} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{ш}}{\pi R_{ш}}}, \quad (42)$$

$$d_{п.ч} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{п.ч}}{\pi R_{п.ч}}}, \quad (43)$$

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{32 M_c}{\pi R_c}}, \quad (44)$$

где

$$M_{ш} = \left(1,25 + \frac{h}{2b}\right) \frac{P}{4} l_{ш}, \text{ кг см};$$

$$M_{п.ч} = \left[ \left(1,25 + \frac{h}{2b}\right) (b - s) + r \right] \frac{P}{2}, \text{ кг см};$$

$$M_c = \left[ 1,25 (b - s) + \frac{r}{2} \right] \frac{P}{2}, \text{ кг см};$$

$l_{ш}$  — длина шейки в см;

$2b$  — расстояние между серединами шеек в см;

$2s$  — ширина колеи в см;

$r$  — радиус колеса в см;

$h = 145 \text{ см};$

$P$  — нагрузка на обе шейки оси в кг;

$R_{ш}$ ,  $R_{п.ч}$ ,  $R_c$  — допускаемые напряжения соответственно для шейки, подступичной части и средней части, определяемые по табл. 26.

Таблица 26  
Допускаемые напряжения в осях в кг/см<sup>2</sup>

Наименование поезда	$R_{ш}$	$R_{п.ч}$	$R_c$
Пассажирский . . . . .	1 200	1 400	1 300
Грузовой . . . . .	1 400	1 650	1 500

При проектировании ось колёсной пары подбирается из числа предусмотренных ГОСТ 4007-48. Диаметр соответствующих частей новой оси, подобранных по этому ГОСТ, должен быть больше получаемых по формулам (42), (43) и (44): для шейки при подшипниках скольжения не менее чем на 15 мм, а для подступичной и средней частей оси не менее чем на 6 мм.

### РАСЧЁТ ПРУЖИН И РЕССОР

Пружины и рессоры ходовых частей, поддерживающие обрессоренные части вагона, подвергаются действию тары и полезной нагрузки вагона, а также вертикальных и горизонтальных динамических нагрузок. Пружины ударно-тяговых устройств подвергаются действию усилий первоначального натяга и динамических осевых сжимающих нагрузок.

Таким образом, вагонные пружины и рессоры подвергаются однозначному переменному напряжённому состоянию и поэтому должны рассчитываться с учётом явлений усталости. Практически расчёты этих деталей обычно производятся на постоянную нагрузку.

Основными расчётными усилиями принимают осевые нагрузки (фиг. 27 и 28).

Пружины бесчелюстных и центральных рессорных подвешиваний, служащих одновременно возвращающими устройствами, проверяются дополнительно на действие горизонтальных усилий, изгибающих пружину в вертикальной плоскости.

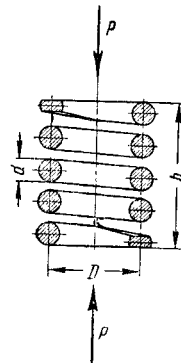
Расчётная осевая нагрузка  $P_p$  для вновь проектируемых пружин и рессор

ходовых частей определяется из следующего условия:

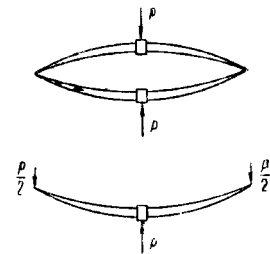
$$P_p = P_{ст} (1 + k_{кон. зап}), \quad (45)$$

где  $P_{ст}$  — статическая нагрузка на пружину или рессору; принимается равной приходящемуся на пружину или рессору весу вагона брутто;  $k_{кон. зап}$  — конструктивный запас прогиба.

Значения  $k_{кон. зап}$ , рекомендуемые для расчётов вновь проектируемых пружин, а также имеющихся у пружин существующих вагонов, приведены в табл. 27.



Фиг. 27. Схема пружины, нагруженной осевой нагрузкой



Фиг. 28. Схемы рессор, нагруженных осевой нагрузкой

В табл. 27 приведены также другие характеристики рессорных подвешиваний, рекомендуемые одновременно со значениями  $k_{кон. зап}$  для нового проектирования и имеющихся у существующих вагонов. Для пружин и рессор ударно-тяговых устройств расчётная осевая нагрузка принимается равной силе, при которой они получают наибольшую деформацию, обусловленную конструкцией этих устройств.

Напряжения в пружинах и рессорах под расчётной осевой нагрузкой не должны превышать допускаемых (см. табл. 21).

Таблица 27

Характеристики рессорных подвешиваний существующих вагонов и рекомендуемые для нового проектирования

Характеристики рессорных подвешиваний	Имеющиеся у существующих вагонов			Рекомендуемые ЦНИИ и НИИБ для вновь проектируемых вагонов	
	грузовые двухосные	грузовые четырёхосные	пассажирские четырёхосные	грузовые четырёхосные	пассажирские четырёхосные
Статический прогиб, общий для всего рессорного подвешивания под нагрузкой брутто, в мм . . . . .	50—60	16—18	130—230	30—40	180—200
То же центральных рессор или пружин в мм . . . . .	—	16—18	65—120	30—40	60% от общего
То же надбуксовых рессор или пружин в мм . . . . .	50—60	—	30—120	—	40% от общего
Конструктивный запас прогиба центральных рессор или пружин . . . . .	—	1,1—1,5	0,6—1,4	Не менее 0,9	Не менее 0,7
То же надбуксовых рессор или пружин . . . . .	0,49—0,76	—	0,55—0,93	—	Не менее 0,7
Коэффициент относительного трения для всего рессорного подвешивания в % . . . . .	20—24	0,5—2,8	5—12	8	4

**Формулы для поверочного расчёта однорядных пружин на осевую нагрузку**

Обозначения:

$P$  — нагрузка на пружину (осевая);

$D$  — средний диаметр витка;

$d$  — диаметр прутка (круглого сечения);

$a$  и  $b$  — стороны сечения прутка, соответственно перпендикулярная и параллельная оси пружины (для прутка прямоугольного сечения);

$c = \frac{D}{d}$  — индекс пружины из прутка круглого сечения;

$\tau$  — касательные напряжения в пружине;

$f$  — прогиб пружины под нагрузкой;

$\mathcal{K}$  — жёсткость пружины;

$n$  — число рабочих витков;

$G$  — модуль сдвига.

При малых углах подъёма витков (не более  $10^\circ$ ), что обычно имеется в вагонных пружинах, расчёт ведётся по следующим формулам.

а) Для пружин из прутка круглого сечения

$$\tau = \frac{8PD}{\pi d^3} \eta_p \quad \text{или} \quad \tau = \frac{8Pc}{\pi d^2} \eta_p, \quad (46)$$

где  $\eta_p$  — коэффициент Чернышёва;

$$\eta_p = 1 + \frac{1,252}{c} + \frac{0,876}{c^2}. \quad (47)$$

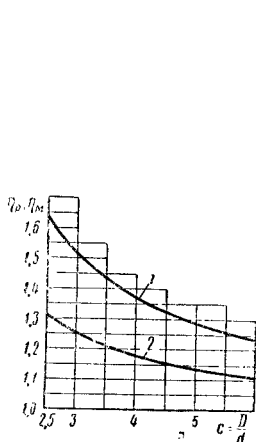
б) Для пружин из прутка прямоугольного сечения

$$\tau = \psi \frac{PD}{ab \sqrt{ab}}. \quad (51)$$

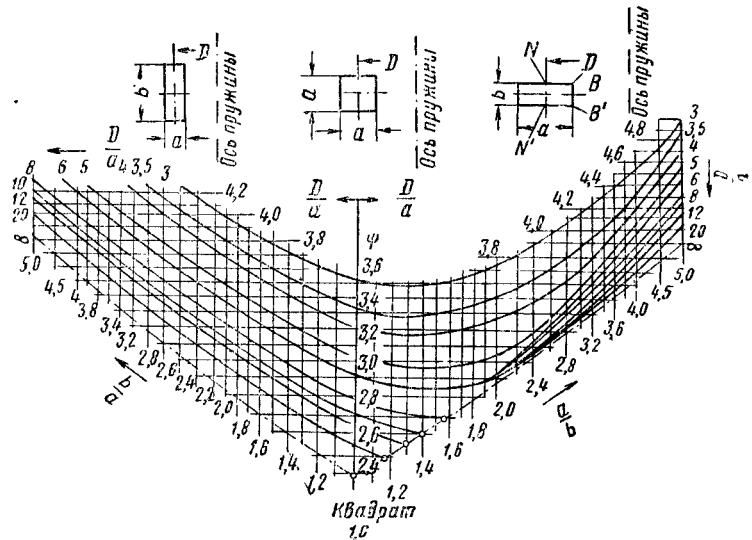
Значения коэффициентов  $\psi$  приведены на графике (фиг. 30).

На этом графике средняя вертикальная линия определяет значения коэффициентов для квадратных сечений. Левая часть графика относится к прямоугольным сечениям, расположенным длинной стороной параллельно оси пружины, а правая часть — к сечениям, расположенным короткой стороной параллельно оси пружины.

На графике кривые линии соответствуют отношениям  $\frac{D}{a}$ , вертикальные прямые расположены от средней прямой влево на расстояниях, соответствующих отношениям  $\frac{b}{a}$ , а вправо — отношениям  $\frac{a}{b}$ . Горизонтальные прямые, проходящие через точки пересечения кривых  $\frac{D}{a}$  с вертикальными прямыми  $\frac{a}{b}$  или  $\frac{b}{a}$ , пересекают среднюю прямую в точках, соответствующих значениям  $\psi$  для пары значений  $\frac{D}{a}$



Фиг. 29. Графики значений коэффициентов  $\eta_p$  (кривая 1) и  $\eta_m$  (кривая 2) в зависимости от отношения  $c = \frac{D}{d}$



Фиг. 30. График значений коэффициента  $\psi$  для расчёта пружин с витками прямоугольного сечения

Значения  $\eta_p$  в зависимости от  $c$  приведены на графике (фиг. 29)

$$f = \frac{8PD^3n}{Gd^4} \quad \text{или} \quad f = \frac{8Pc^3n}{Gd}; \quad (48)$$

$$\mathcal{K} = \frac{Gd^4}{8D^3n} \quad \text{или} \quad \mathcal{K} = \frac{Gd}{8c^3n}; \quad (49)$$

$$f = \frac{P}{\mathcal{K}}. \quad (50)$$

и  $\frac{a}{b}$  или  $\frac{D}{a}$  и  $\frac{b}{a}$ . Для квадратного сечения значения  $\psi$  определяются точками пересечения кривых  $\frac{D}{a}$  со средней вертикальной прямой. В верхней части графика для удобства изображения горизонтальные прямые не доведены до пересечения со средней вертикальной прямой и у их концов показаны соответствующие значения  $\psi$ . Для отношений

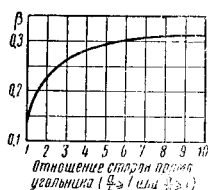


$\frac{D}{a}$ ,  $\frac{a}{b}$  и  $\frac{b}{a}$ , находящихся в промежутках между указанными на графике, значения  $\beta$  находятся интерполированием.

$$\left. \begin{aligned} f &= \frac{\pi P D^3 n}{4 a^3 b^3} \\ \text{для } \frac{a}{b} < 1 \\ \text{и} \\ f &= \frac{\pi P D^3 n}{4 a b^3} \\ \text{для } \frac{a}{b} > 1. \end{aligned} \right\} \quad (52)$$

Значения коэффициента  $\beta$  приведены на графике (фиг. 31)

$$\left. \begin{aligned} \kappa &= \frac{4 a^3 b \beta}{\pi D^3 n} \\ \text{для } \frac{a}{b} < 1 \\ \text{и} \\ \kappa &= \frac{4 a b^3 \beta}{\pi D^3 n} \\ \text{для } \frac{a}{b} > 1. \end{aligned} \right\} \quad (53)$$



Фиг. 31. График значений коэффициента  $\beta$  для определения прогибов пружин с витками прямоугольного сечения

Формулы для проверочных расчётов многорядных цилиндрических пружин на осевую нагрузку

Обозначения (фиг. 32):

$\kappa_i$  — жёсткость  $i$ -й пружины, составляющей многорядную;  $\kappa_i$  определяется по формулам (49) или (53);

$h_{1i}$  — зазор между верхним поддоном и верхним торцом  $i$ -й пружины в момент соприкосновения верхнего поддона с верхним торцом пружины  $1^*$ ;

$P$  — общая осевая нагрузка на многорядную пружину;

$m$  — число пружин, составляющих многорядную пружину.

\* Если при соприкосновении верхнего торца пружины  $1$  с верхним поддоном последний располагается ниже верхнего торца пружины  $i$ , находящейся в свободном состоянии, то  $h_{1i}$  принимается отрицательным; в противоположном случае — положительным.

Для удобства расчёта целесообразно нумеровать пружины в той же последовательности, в какой они приходят в соприкосновение с верхним поддоном по мере увеличения сжимающей нагрузки. В этом случае  $h_{1i}$  всегда положительны.

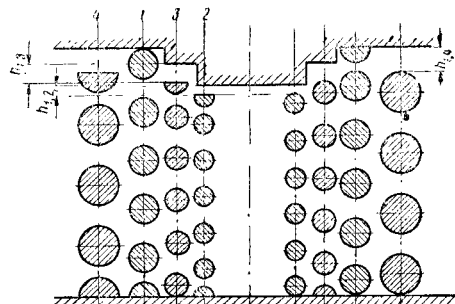
Нагрузка на  $i$ -ю пружину

$$P_i = \left( \frac{P_1}{\kappa_1} - h_{1i} \right) \kappa_i, \quad (54)$$

где  $\kappa_1$  — жёсткость пружины с наиболее высоко расположенным торцом; определяется по формулам (49) или (53);

$P_1$  — нагрузка на эту пружину;

$$P_1 = \left( \frac{P + h_{12} \kappa_2 + \dots + h_{1i} \kappa_i + \dots}{\kappa_1 + \kappa_2 + \dots + \kappa_i + \dots + \kappa_m} + \frac{\dots + h_{1m} \kappa_m}{\kappa_1 + \kappa_2 + \dots + \kappa_i + \dots + \kappa_m} \right) \kappa_1. \quad (55)$$



Фиг. 32. Схема многорядной пружины

Жёсткость многорядной пружины после включения в работу всех составляющих пружин

$$\kappa = \kappa_1 + \kappa_2 + \dots + \kappa_m. \quad (56)$$

После определения  $P_1$  и  $P_i$  напряжения в отдельных пружинах определяются по формулам (46) или (51), а прогибы — по формулам (48) или (52).

Формулы для определения конструктивных размеров однорядных цилиндрических пружин из прутка круглого поперечного сечения при учёте только осевых нагрузок

Обозначения (кроме приведённых выше):

$f_{cm}$  — статический прогиб пружины;

$H_{св}$  — свободная высота пружины (без нагрузки);

$H_{сж}$  — высота пружины при полном сжатии;

$R_{ср}$  — допускаемые напряжения сдвига.

1. Задано

$$P_p = P_{cm} (1 + k_{кон. зан}); c; R_{ср}; f_{cm}.$$

Тогда

$$d = (2,463 + 0,313 c) \sqrt{\frac{P_p}{R_{ср}}}. \quad (57)$$

Вычисление диаметра по формуле (57) при  $3 \leq c \leq 6$  производится с погрешностью меньше 1% по сравнению с точным значением, получаемым по формуле (46),

$$\kappa = \frac{P_{сж}}{f_{cm}}; \quad (58)$$

$$D = dc; \quad (59)$$

$$n = \frac{Gd}{8\pi c^3} \quad (60)$$

$$H_{сж} = (n + 1) d; \quad (61)$$

$$H_{сж} + f_p + 0,3 \leq H_{св} \leq H_{сж} + f_{np} + 0,3. \quad (62)$$

Все величины, входящие в формулу (62), выражены в см.

В формуле (62), кроме ранее обозначенных величин, принято:

$f_p$  — прогиб от расчётного осевого усилия  $P_p$ ;

$$f_p = f_{cm} (1 + k_{кон. зан}); \quad (63)$$

$f_{np}$  — прогиб под испытательной нагрузкой по ГОСТ 1452-42

$$f_{np} = \frac{8D^3 n P}{d^4 G}; \quad (64)$$

здесь  $P$  — статическая нагрузка при испытании, указываемая на чертеже пружины.

Наибольшая статическая нагрузка при испытании пружины не должна превосходить величины, определяемой по формуле

$$P = \frac{\pi d^3 R_{ср}}{8D}; \quad (65)$$

в данной формуле принимается  $R_{ср} = 6500 \text{ кг/см}^2$ .

Сжатие пружины при испытаниях должно быть таким, чтобы суммарный зазор между витками оставался не менее 3 мм.

2. Задано

$$P_p = P_{cm} (1 + k_{кон. зан}); d; R_{ср}; f_{сн}.$$

Тогда при  $3 \leq c \leq 6$

$$c = 3,195 d \sqrt{\frac{R_{ср}}{P_p}} - 7,837. \quad (66)$$

3. Задано

$$P_p = P_{cm} (1 + k_{кон. зан}); D; R_{ср}; f_{сн}.$$

Тогда при  $3 \leq c \leq 6$

$$c = \sqrt{15,355 + 3,195 D \sqrt{\frac{R_{ср}}{P_p}}} - 3,919; \quad (67)$$

$$d = \frac{D}{c}. \quad (68)$$

**Формулы для определения конструктивных размеров двухрядных цилиндрических пружин из прутков круглого поперечного сечения**

Двухрядная и однорядная пружины эквивалентны, если они удовлетворяют следующим условиям:

$$\left. \begin{aligned} P &= P_1 + P_2; \\ f &= f_1 = f_2; \\ \tau &= \tau_1 = \tau_2. \end{aligned} \right\} \quad (69)$$

где  $P$ ,  $f$  и  $\tau$  — соответственно расчётная нагрузка, прогиб и напряжения в однорядной пружине;

$P_1$  и  $P_2$  — нагрузки соответственно на внутреннюю и наружную пружины в двухрядной;  $f_1$  и  $f_2$ ,  $\tau_1$  и  $\tau_2$  — прогибы и напряжения внутренней и наружной пружин от нагрузок  $P_1$  и  $P_2$  соответственно.

Из формул (69) следует необходимость равенства индексов пружин:  $c = c_1 = c_2$ .

Исходя из условий (69), А. И. Михалевским получены следующие соотношения между размерами и нагрузками эквивалентных однорядной и двухрядной пружин:

$$d_1 = sd + u; \quad (70)$$

$$d_2 = vd - w; \quad (71)$$

$$D_1 = cd_1; \quad (72)$$

$$D_2 = cd_2; \quad (73)$$

$$P_1 = s^2 \left( 1 + \frac{2u}{sd} \right) P; \quad (74)$$

$$P_2 = v^2 \left( 1 - \frac{2w}{vd} \right) P, \quad (75)$$

где  $D$ ,  $D_1$ ,  $D_2$  и  $d$ ,  $d_1$ ,  $d_2$  — соответственно диаметры витков и прутков однорядной и двухрядной пружин;

$$s = \frac{1}{\sqrt{1 + \alpha^2}}; u = \frac{\alpha \beta}{1 + \alpha^2};$$

$$v = \frac{\alpha}{\sqrt{1 + \alpha^2}}; w = \frac{\beta}{1 + \alpha^2};$$

$$\alpha = \frac{c - 1}{c + 1}; \beta = \frac{m}{c + 1};$$

$m$  — радиальный зазор между внутренним и наружным витками двухрядной пружины.

В табл. 28 приведены данные для двухрядных пружин в зависимости от индекса, размеров и нагрузок эквивалентной однорядной пружины при  $m = 3 \text{ мм}$ .

Определение размеров и нагрузок двухрядной пружины по формулам (70)–(75) или по табл. 28 требует предварительного расчёта однорядной пружины по формулам (57)–(68).

Жёсткость двухрядной пружины  $\pi c$  определяется по формуле

$$\pi c = \pi c_1 + \pi c_2, \quad (76)$$

где  $\pi c_1$  — жёсткость внутренней пружины;  $\pi c_2$  — жёсткость наружной пружины.

Значения  $\pi c_1$  и  $\pi c_2$  вычисляются по формулам (49).

Прогиб двухрядной пружины находится по формуле (50).

**Формулы для поверочных расчётов однорядных пружин из прутка круглого сечения на вертикальные и горизонтальные нагрузки (при угле подъёма витков  $\alpha \leq 10^\circ$ )**

Обозначения (фиг. 33):

$\delta$  — горизонтальное смещение (сдвиг) верхнего торца пружины относительно нижнего;

Размеры и нагрузки двухрядных пружин (размеры в мм)

Таблица 28

$c$	$d_1$	$d_2$	$D_1$	$D_2$	$P_1$	$P_2$
3,5	$0,875 d + 0,6$	$0,486 d - 1,0$	$0,875 D + 2,0$	$0,486 D - 3,5$	$0,765 \left(1 + \frac{1,4}{d}\right) P$	$0,235 \left(1 - \frac{4,5}{d}\right) P$
4,0	$0,857 d + 0,5$	$0,514 d - 0,9$	$0,857 D + 2,0$	$0,514 D - 3,5$	$0,734 \left(1 + \frac{1,2}{d}\right) P$	$0,264 \left(1 - \frac{3,4}{d}\right) P$
4,5	$0,845 d + 0,5$	$0,536 d - 0,8$	$0,845 D + 2,2$	$0,536 D - 3,5$	$0,714 \left(1 + \frac{1,2}{d}\right) P$	$0,237 \left(1 - \frac{3,0}{d}\right) P$
5,0	$0,836 d + 0,5$	$0,554 d - 0,7$	$0,836 D + 2,3$	$0,554 D - 3,5$	$0,697 \left(1 + \frac{1,1}{d}\right) P$	$0,303 \left(1 - \frac{2,6}{d}\right) P$
5,5	$0,820 d + 0,4$	$0,566 d - 0,6$	$0,820 D + 2,4$	$0,566 D - 3,4$	$0,675 \left(1 + \frac{1,1}{d}\right) P$	$0,325 \left(1 - \frac{2,2}{d}\right) P$
6,0	$0,814 d + 0,4$	$0,582 d - 0,6$	$0,814 D + 2,4$	$0,582 D - 3,4$	$0,662 \left(1 + \frac{1,0}{d}\right) P$	$0,338 \left(1 - \frac{2,0}{d}\right) P$
7,0	$0,800 d + 0,4$	$0,600 d - 0,5$	$0,800 D + 2,5$	$0,600 D - 3,3$	$0,640 \left(1 + \frac{0,9}{d}\right) P$	$0,360 \left(1 - \frac{1,6}{d}\right) P$
8,0	$0,789 d + 0,3$	$0,614 d - 0,4$	$0,789 D + 2,5$	$0,614 D - 3,3$	$0,623 \left(1 + \frac{0,8}{d}\right) P$	$0,377 \left(1 - \frac{1,4}{d}\right) P$

$\theta$  — угол поворота плоскости верхнего торца пружины относительно нижнего;

$H$  — горизонтальная сила, приложенная к верхнему торцу перпендикулярно оси пружины;

$M$  — изгибающий момент, приложенный к верхнему торцу пружины в плоскости, проходящей через ось пружины и направление силы  $H$ ;

$d$  — диаметр прутка пружины;

$c$  — индекс пружины;

$h$  — высота пружины с учётом сжатия вертикальной нагрузкой, определяемая по формуле

$$h = H_{cr} - \frac{P}{\lambda c}; \quad (77)$$

$P$  — вертикальная нагрузка;

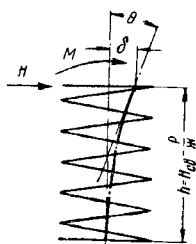
$\lambda c$  — жёсткость пружины на сжатие, определяемая формулой (49);

$\eta_m$  — коэффициент Чернышёва, учитывающий кривизну витка и равный

$$\eta_m = 1 + \frac{0,63}{c} + \frac{0,35}{c^2}. \quad (78)$$

Значения  $\eta_m$  в зависимости от  $c$  приведены на графике (фиг. 29).

Наибольшее напряжение  $\tau$ , возникающее во внутреннем крайнем волокне пружины



Фиг. 33. Схема пружины, нагруженной горизонтальной силой и изгибающим моментом

в сечении плоскостью, совпадающей с плоскостями действия  $M$  и  $H$ , определяется формулой:

$$\tau = 16 \frac{Hh + M}{\pi d^3} \gamma_m. \quad (79)$$

Горизонтальное смещение  $\delta$  и угол поворота  $\theta$  определяют по формулам:

$$\delta = \left( \frac{Hh^3}{3} + \frac{Mh^2}{2} \right) \frac{\chi}{EI}; \quad (80)$$

$$\theta = \left( \frac{Hh^2}{2} + Mh \right) \frac{\chi}{EI}, \quad (81)$$

где  $E$  — модуль упругости;  $I = \frac{\pi d^4}{64}$ ;

$\chi$  — коэффициент, определяемый формулой

$$\chi = \frac{2 + \mu \cos^2 \alpha}{2 \sin \alpha}, \quad (82)$$

где  $\mu$  — коэффициент Пуассона;

$\alpha$  — угол подъёма витка;

$$\sin \alpha = \frac{h}{\pi D n}. \quad (83)$$

Значения  $\chi$  в зависимости от  $\alpha$  при  $\mu=0,3$  приведены в табл. 29.

Таблица 29

Значения коэффициента  $\chi$ 

$\alpha$	2°	3°	4°	5°	6°	7°	8°	9°
$\chi$	32,95	22,00	16,48	13,21	10,98	9,43	8,23	7,33

При заданных  $\delta$  и  $\theta$

$$H = \frac{2\delta - h\theta}{h^3 \chi} 6EI; \quad (84)$$

$$M = -\frac{3\delta - 2h\theta}{h^2 \chi} 2EI; \quad (85)$$

$$\tau = \frac{6\delta h - 2h^2 \theta}{4h^2 \chi} E d \eta_m. \quad (86)$$

Для надбуксовых пружин бесчелюстных тележек и пружин центрального подвешивания, являющихся одновременно возвращающим устройством, ЦНИИ и НИИБ рекомендуют производить проверку прочности по формуле

$$\tau = \left[ \frac{Hh}{0,4d^3} + \frac{\theta Ed}{4h\lambda} \right] \eta_m + \frac{8PD}{\pi d^3} \eta_p \leq R_{cp}. \quad (88)$$

Здесь  $R_{cp}$  принимается согласно данным табл. 21.

Для установления конструктивных зазоров между элементами, ограничивающими сдвиг верхнего торца пружины относительно нижнего (например зазоров между шпунтами и краями отверстий в крыльчатых приливах буксы бесчелюстной тележки), рекомендуется определять  $\delta$  по формуле

$$\delta = \frac{Hh^3\lambda}{0,6Ed^4} + \frac{\theta h}{2}. \quad (89)$$

В формулах (88) и (89) обозначено:

$H$  — горизонтальная нагрузка на пружину от действия центробежной силы и ветра;

$P$  — вертикальная нагрузка на пружину с учётом коэффициента динамики [см. формулу (1)] и опрокидывающего действия боковых сил (см. стр. 684—686);

$\theta$  — угол наклона, определяемый из приведённых на стр. 685—686 уравнений (138), (146) или (149) в зависимости от конструкции тележки (в этих уравнениях углу  $\theta$  соответствуют углы  $\beta$ ,  $\beta_6$  или  $\beta_n$ );

$h$  — высота пружины под максимальной вертикальной нагрузкой.

Горизонтальная нагрузка на одну надбуксовую пружину бесчелюстной тележки принимается равной приходящейся на одну тележку сумме центробежной силы обрессоренных частей загруженного вагона и ветровой нагрузки на него, делённой на число надбуксовых пружин в тележке.

Горизонтальная нагрузка на одну пружину центрального безлопечного подвешивания принимается равной сумме центробежной силы загруженного кузова и ветровой нагрузки на него, приходящейся на одну тележку и делённой на число пружин центрального подвешивания тележки.

Для обеспечения устойчивости пружин из прутка круглого поперечного сечения, работающих на сжатие, должны обеспечиваться следующие соотношения между высотой  $H_{cs}$  пружины в ненагруженном состоянии и её средним диаметром  $D$ :

а) при шарнирно опирающихся поддонах

$$\frac{H_{cs}}{D} \leq 1,75; \quad (90)$$

б) при жёстком опирании поддонов (большинство обычных конструкций)

$$\frac{H_{cs}}{D} \leq 3,5. \quad (91)$$

## Формулы для расчёта листовых рессор

Обозначения:

$P$  — нагрузка на рессору;

$l$  — расчётная полухорда рессоры;

$L$  — расстояние между концевыми осями выпрямленной рессоры;

$h$  — толщина листа рессоры;

$b$  — ширина листа рессоры;

$i$  — число рядов в одном комплекте многорядной рессоры;

$m + n$  — общее число листов, обжатых в одном хомуте;

$m$  — число коренных (призматических) листов;

$n$  — число листов ступенчатой части;

$a$  — ширина хомута;

$E$  — модуль упругости;

$\sigma$  — нормальные напряжения в листах рессоры;

$f$  — прогиб рессоры под нагрузкой;

$\kappa$  — жёсткость рессоры.

Условие прочности листовой рессоры

$$\sigma = \frac{3 P_p L}{2 (m + n) b h^2 i} \leq R_p, \quad (92)$$

где  $P_p$  — расчётная осевая нагрузка [см. формулу (45)];

$R_p$  — допускаемое напряжение на изгиб (см. табл. 21).

Испытательная нагрузка, приводящая рессору в выпрямленное состояние, определяется по формуле

$$P_{np} = \frac{4 R_p W}{L}, \quad (93)$$

где

$$W = \frac{(m + n) b h^2}{6} i.$$

Для лучшего использования рессорной стали целесообразно рессору проектировать так, чтобы выполнялось равенство:

$$P_{np} = P_p;$$

для незамкнутой (подвесной) рессоры:

$$l = \frac{6 P l^3}{E h^3 b (3m + 2n) i}; \quad (94)$$

$$\kappa = \frac{E h^3 b (3m + 2n) i}{6 l^3}; \quad (95)$$

для замкнутой (эллиптической) рессоры типа Галахова:

$$f = \frac{12 P l^3}{E h^3 b (3m + 2n) i}; \quad (96)$$

$$\kappa = \frac{E h^3 b (3m + 2n) i}{12 l^3}. \quad (97)$$

В формулах (94)—(97) принимается

$$l = \frac{L}{2} - \frac{a}{6}.$$

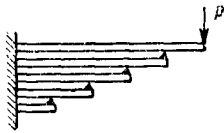
**Уточнённый метод расчёта листовых рессор с одним коренным листом и оценка напряжений в листах такой рессоры при затяжке во время сборки**

Формулы (92) — (97) для расчёта рессор выводятся из предположения равномерного распределения изгибающего момента в среднем сечении между отдельными листами.

Ниже приводятся формулы для расчёта рессор, учитывающие влияние длины и сечения на распределение усилий между отдельными листами, а следовательно, на величины изгибающих моментов в средних сечениях листов.

Формулы получаются посредством метода сил строительной механики и при следующих допущениях: а) кривизну листов принимают равной нулю (листы прямолинейные); б) усилие каждому более длинному листу передаётся только концом соседнего более короткого листа; в) другие точки контакты между листами отсутствуют; г) трение между листами не учитывают.

Расчётная схема половины рессоры изображена на фиг. 34.



Фиг. 34. Расчётная схема половины рессоры

Зависимость между усилиями, действующими на концы листов, начиная с первого, наиболее длинного, определяется уравнениями:

$$\begin{aligned} P_1 &= P; \quad P_2 = \frac{P_1}{C_1}; \quad P_3 = \\ &= \frac{P_2}{C_2}; \quad \dots \quad P_m = \frac{P_{m-1}}{C_{m-1}}, \end{aligned} \quad (98)$$

где  $P$  — заданная расчётная нагрузка на конец рессоры;

$C_i = \frac{P_i}{P_{i+1}}$  — коэффициенты, вычисляемые по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} C_{m-1} &= \frac{\delta_{11}^{(m)} + \delta_{22}^{(m-1)}}{\delta_{12}^{(m-1)}}; \\ C_{m-2} &= \frac{\delta_{11}^{(m-1)} + \delta_{22}^{(m-2)}}{\delta_{12}^{(m-2)}} - \\ &\quad - \frac{1}{C_{m-1}} \cdot \frac{\delta_{12}^{(m-1)}}{\delta_{12}^{(m-2)}}; \\ C_{m-3} &= \frac{\delta_{11}^{(m-2)} + \delta_{22}^{(m-3)}}{\delta_{12}^{(m-3)}} - \\ &\quad - \frac{1}{C_{m-2}} \cdot \frac{\delta_{12}^{(m-2)}}{\delta_{12}^{(m-3)}}; \\ &\dots \\ C_1 &= \frac{\delta_{11}^{(2)} + \delta_{22}^{(1)}}{\delta_{12}^{(1)}} - \frac{1}{C_2} \cdot \frac{\delta_{12}^{(2)}}{\delta_{12}^{(1)}}. \end{aligned} \right\} \quad (99)$$

В формулах (99)  $\delta_{11}^{(n)}$ ,  $\delta_{22}^{(n)}$  и  $\delta_{12}^{(n)}$  являются единичными перемещениями канонических уравнений метода сил; индекс при  $\delta$  в скобках вверху указывает номер листа и не является показателем степени:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{22}^{(n)} &= \frac{1}{3EI_n} l_{n+1}^3; \\ \delta_{21}^{(n)} &= \frac{1}{6EI_n} l_{n+1}^2 (3l_n - l_{n+1}); \\ \delta_{11}^{(n)} &= \frac{1}{3EI_n} [l_n^3 + k(l_n - l_{n+1})^3], \end{aligned} \right\} \quad (100)$$

где  $I_n$  — момент инерции поперечного сечения  $n$ -го листа;

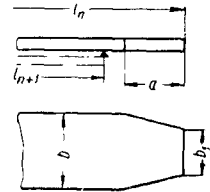
$l_n$  — полухорда  $n$ -го листа;

$k$  — коэффициент, учитывающий скос конца листа (фиг. 35):

$$k = \frac{\alpha^3}{2} \cdot \frac{6\beta^3 l_n \frac{1}{\beta} + (1-\beta)(1-\beta-2\beta^2)}{(1-\beta)^3}; \quad (101)$$

$$\alpha = \frac{a}{l_n - l_{n+1}}; \quad \beta = \frac{b_1}{b}; \quad (102)$$

для листов, обрезанных под прямым углом,  $k = 0$ . Формула (101) справедлива при  $\alpha \ll 1$ .



Фиг. 35. Очертание конца листа рессоры

Изгибающий момент в среднем сечении листа

$$M_{ncp} = P_n l_n - P_{n+1} l_{n+1}. \quad (103)$$

Изгибающий момент в сечении под концом нижележащего листа

$$M_{nk} = P_n (l_n - l_{n+1}). \quad (104)$$

Соответствующие напряжения

$$\tau_{ncp} = \frac{6M_{ncp}}{b_n h_n^2} \quad \text{и} \quad \tau_{nk} = \frac{6M_{nk}}{b_n h_n^2}. \quad (105)$$

Прогиб рессоры, равный прогибу первого листа

$$f = P \left[ \delta_{11}^{(1)} - \frac{1}{C_1} \delta_{12}^{(1)} \right]. \quad (106)$$

Усилия на концы листов, возникающие при затяжке хомута<sup>1</sup> во время сборки рессоры, определяют с учётом вышеизложенных допущений по формулам:

<sup>1</sup> Учитывается усилие затяжки хомута, необходимое лишь для устранения зазоров между листами рессоры.

$$\left. \begin{aligned} P'_2 &= Q_2; \\ P'_3 &= Q_3 + \frac{P'_2}{C_2}; \\ P'_4 &= Q_4 + \frac{P'_3}{C_3}; \\ &\dots \dots \dots \\ P'_m &= Q_m + \frac{P'_{m-1}}{C_{m-1}}, \end{aligned} \right\} \quad (107)$$

где  $P'_n$  — усилие, действующее на конец  $n$ -го листа ( $P'_1$  — усилие, действующее на конец 1-го листа в ненагруженной рессоре, равно нулю).

$$\left. \begin{aligned} Q_m &= \frac{s_{m-1}}{C_{m-1} \delta_{12}^{(m-1)}}; \\ Q_{m-1} &= \frac{s_{m-2} + Q_m \delta_{12}^{(m-1)}}{C_{m-2} \delta_{12}^{(m-2)}}; \\ Q_{m-2} &= \frac{s_{m-3} + Q_{m-1} \delta_{12}^{(m-2)}}{C_{m-3} \delta_{12}^{(m-3)}}; \\ &\dots \dots \dots \\ Q_3 &= \frac{s_2 + Q_n \delta_{12}^{(3)}}{C_2 \delta_{12}^{(2)}}; \\ Q_2 &= \frac{s_1 + Q_3 \delta_{12}^{(2)}}{C_1 \delta_{12}^{(1)}}, \end{aligned} \right\} \quad (108)$$

где  $s_1, s_2, \dots, s_m$  — зазоры между листами перед затяжкой хомутом (фиг. 36);



Фиг. 36. Зазоры между листами рессоры перед затяжкой хомутом

$C_n$  и  $\delta_{12}^{(n)}$  определяются соответственно по формулам (99) и (100).

Изгибающие моменты в листах и напряжения от затяжки определяются по формулам (103) — (105) с заменой  $P_n$  на  $P'_n$ .

Прогиб первого листа при сборке

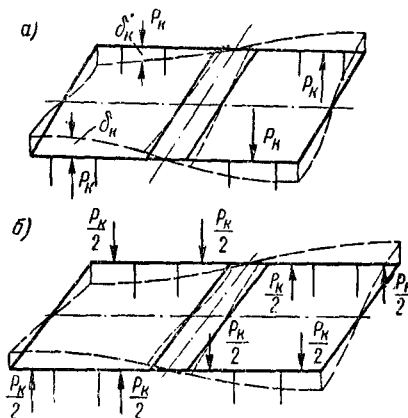
$$f' = P'_2 \delta_{12}^{(1)}. \quad (109)$$

Полные напряжения от внешних сил и затяжки находят алгебраическим сложением.

### ВЕРТИКАЛЬНАЯ КОСОСИММЕТРИЧНАЯ НАГРУЗКА, ПЕРЕДАЮЩАЯСЯ НА РАМУ ТЕЛЕЖКИ НАДБУКСОВЫМИ РЕССОРАМИ

Вертикальная кососимметричная нагрузка, передающаяся надбуксовыми рессорами, как указывалось выше, представляет собой само-

уравновешенную систему четырёх вертикальных сил, приложенных к буксам, из которых две силы, расположенные по одной диагонали, направлены вверх, а другие две силы, расположенные по второй диагонали, направлены вниз (фиг. 37).



Фиг. 37. Схемы загрузки вертикальной кососимметричной нагруженной рамы тележки: а — при центральной опоре на буксу; б — при боковых опорах на буксу

Эта нагрузка существенна в рамах тележек, имеющих боковины, жёстко связанные поперечными балками.

Основными причинами возникновения вертикальных кососимметричных нагрузок, действующих на раму тележки, являются: неравенство жёсткостей и фабричных высот комплектов надбуксовых рессор, неодинаковые вертикальные смещения отдельных колёс (например при движении в переходных кривых, при прохождении местных неровностей рельсов и т. п.), отклонения от номинальных размеров элементов тележки вследствие производственных допусков и эксплуатационных износов, вызывающие неодинаковые вертикальные смещения опор рамы на рессоры и опор рессор на буксы.

Вертикальные кососимметричные нагрузки, передающиеся на раму тележки надбуксовыми рессорами, вызывают кососимметричные деформации рамы (кручение рамы).

Обозначения:

$P$  — вертикальная нагрузка на пятник;  
 $ж_i$  — жёсткости комплектов надбуксовых рессор ( $i = 1, 2, 3, 4$ );

$$z_k = z_1 - z_2 + z_3 - z_4;$$

$z_i$  — суммарное перемещение по вертикальной оси  $i$ -го рессорного комплекта, вызванное производственными допусками и эксплуатационными износами элементов тележки, а также вертикальными перемещениями контактных точек колёс с рельсами. Перемещение вниз принимается положительным. Если одно из колёс опускается на величину  $a_1$ , то складываемое  $z_k$ , вызванное только этим пере-

мещением, составит  $a_1 \frac{b_0}{s}$ ;

$2b_0$  — расстояние между вертикальными осями надбуксовых рессорных комплектов одной колёсной пары;

$2s$  — ширина колеи;

$\mathcal{K}_K$  — кососимметричная жёсткость рамы тележки, представляющая величину составляющей кососимметричной нагрузки  $P_K$ , вызывающей прогиб  $\delta_K$  четверти рамы (вдоль вертикальной оси буксового комплекта), равный единице (фиг. 37, а).

Если фабричная высота одной пружины надбуксового рессорного комплекта балансирной буксы имеет отклонение  $\Delta h'$  от номинальной, а второй  $\Delta h''$ , то перемещение

$$z_i = \frac{\Delta h' + \Delta h''}{2}.$$

Кососимметричная жёсткость рамы определяется так же, как величина, обратная прогибу  $\delta_K$  четверти рамы, вызванному кососимметричной нагрузкой, составляющая которой  $P_K = 1$ .

Составляющая вертикальной кососимметричной нагрузки

$$P_K = \frac{z_K + \frac{P}{4} \left( \frac{1}{\mathcal{K}_1} - \frac{1}{\mathcal{K}_2} + \frac{1}{\mathcal{K}_3} - \frac{1}{\mathcal{K}_4} \right)}{\frac{1}{\mathcal{K}_1} + \frac{1}{\mathcal{K}_2} + \frac{1}{\mathcal{K}_3} + \frac{1}{\mathcal{K}_4} + \frac{4}{\mathcal{K}_K}}. \quad (110)$$

Величины  $\frac{1}{\mathcal{K}_i}$  и  $\frac{1}{\mathcal{K}_K}$  являются соответственно гибкостью  $i$ -го надбуксового комплекта рессор и кососимметричной гибкостью рамы тележки.

ЦНИИ и НИБ рекомендуют при расчёте тележек определять составляющую кососимметричной нагрузки по приведённой выше формуле (3).

Кососимметричная жёсткость рамы тележки определяется следующим путём:

1) для четверти рамы тележки, выделенной вертикальными плоскостями симметрии, выбирается основная система и методом сил строительной механики определяются статически неопределимые неизвестные усилия — от нагрузок  $P_K$  (фиг. 37, а) или  $\frac{P_K}{2}$  (фиг. 37, б) при  $P_K = 1$ ;

2) в выбранной основной системе строятся суммарные эпюры изгибающих и крутящих моментов от найденных статически неопределимых усилий и нагрузок  $P_K$  или  $\frac{P_K}{2}$  при  $P_K = 1$ ;

3) находят перемещение  $\delta_K$  по формуле

$$\delta_K = \sum \left( \int_0^l \frac{M^u M_1^u}{EI_y} ds + \int_0^l \frac{M^K M_1^K}{GI_d} ds \right), \quad (111)$$

где  $M^u$  и  $M^K$  — ординаты суммарных эпюр соответственно изгибающих и крутящих моментов;

$M_1^u$  и  $M_1^K$  — ординаты эпюр в выбранной основной системе соответственно изгибающих и крутящих моментов только от сил  $P_K$  или  $\frac{P_K}{2}$  при  $P_K = 1$ ;

$EI_x$  и  $GI_d$  — жёсткости сечения стержня соответственно на изгиб и на кручение.

Интегрирование производится по длине каждого стержня. Суммирование распространяется на все стержни выбранной основной системы;

4) определяется кососимметричная жёсткость рамы  $\mathcal{K}_K = \frac{1}{\delta_K}$  кг/см.

*Пример определения кососимметричных гибкости и жёсткости рамы из тонкостенных балок с замкнутым поперечным сечением*

На фиг. 38 изображены основная система (фиг. 38, а) и эпюры от единичных сил (фиг. 38, б, в и г) и нагрузки  $P$  (фиг. 38, д).

Геометрические характеристики рамы сведены в табл. 30.

Коэффициенты канонических уравнений определяются по формуле

$$EI_0 \delta_{IJ} = \sum \alpha_M \int_0^l M_i^u M_j^u ds + \sum \alpha_K \int_0^l M_i^K M_j^K ds, \quad (112)$$

Таблица 30

Геометрические характеристики рамы

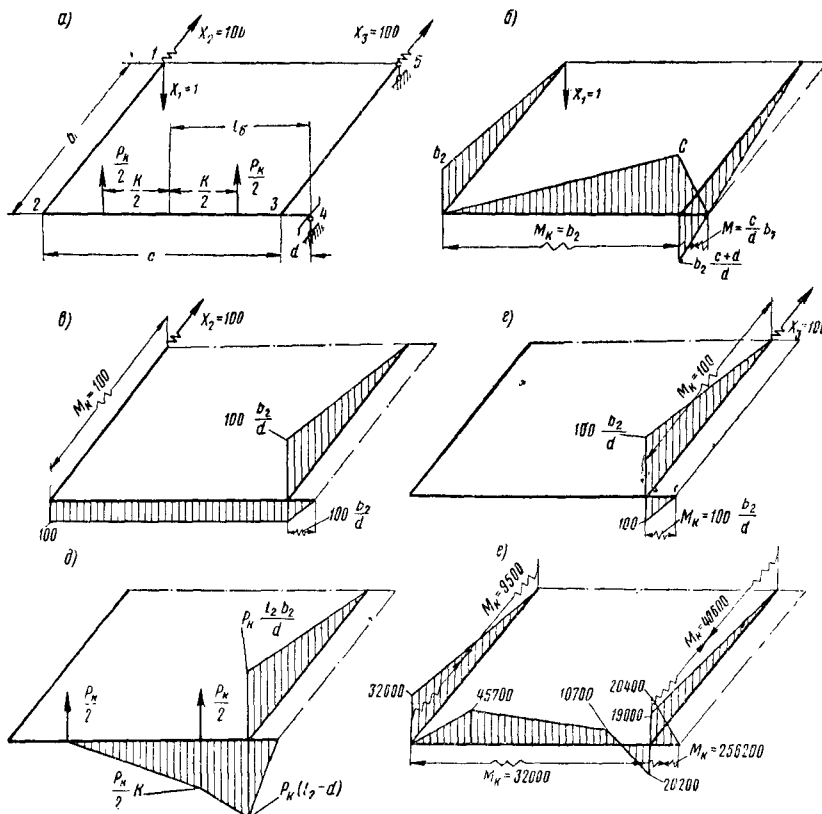
Обозначение стержня	1—2	2—3	3—4	3—5
Длина в см	$b=101,8$	$c=160$ ; $k=70$	$d=40$	$b=101,8$
$I_x$ в см <sup>4</sup>	1 500	6 000 = $I_0$	9 000	4 000
$\alpha_M = \frac{EI_0}{EI_x}$	4,00	1,00	0,667	1,50
$I_d$ в см <sup>4</sup>	2 000	8 000	1 200	7 000
$\alpha_K = \frac{EI_0}{GI_d}$	7,86	1,965	13,10	2,246

где  $M_i^u$ ,  $M_j^u$  и  $M_i^k$ ,  $M_j^k$  — соответственно изгибающие и крутящие моменты в основной системе от силовых факторов  $X_i$  и  $X_j$ , равных выбранным единицам;  $\alpha_M = \frac{EI_0}{EI_x}$  и  $\alpha_K = \frac{EI_0}{GI_d}$ ;  $EI_0$  — основная жёсткость сечения на изгиб;  $EI_x$  — жёсткость сечения соответствующего стержня на изгиб, а  $GI_d$  — то же на кручение.

*Пример расчёта оси с учётом переменного действия нагрузок*

Оценить запас прочности оси III типа под вагоном, тара которого составляет 22 т и средняя полезная нагрузка — 50 т (с учётом неполного использования грузоподъёмности вагона при отдельных видах перевозок).

Необходимые для расчёта геометрические размеры колёсной пары приведены в табл. 31.



Фиг. 38. К определению кососимметричной жёсткости рамы тележки

Используя данные табл. 30 и общеизвестные из строительной механики способы вычисления интегралов, входящих в формулу (112), найдём:

$$\delta_{11} = 4\,706; \delta_{12} = -2\,246; \delta_{13} = -2\,033;$$

$$\delta_{22} = 2\,738; \delta_{23} = 1\,121; \delta_{33} = 1\,505;$$

$$\delta_{1p} = -2\,504; \delta_{2p} = 1\,415; \delta_{3p} = 1\,325.$$

Тогда система канонических уравнений метода сил запишется в следующем виде:

$$4\,706 X_1 - 2\,246 X_2 - 2\,033 X_3 = 2\,504,$$

$$-2\,246 X_1 + 2\,738 X_2 + 1\,121 X_3 = -1\,415,$$

$$-2\,033 X_1 + 1\,121 X_2 + 1\,505 X_3 = -1\,352.$$

Решая эту систему, получаем

$$X_1 = 0,314; X_2 = -0,095; X_3 = -0,406.$$

Суммарные эпюры изгибающих и крутящих моментов изображены на фиг. 38, e.

Перемножая последние с эпюрами, изображёнными на фиг. 38, d, по формуле (111) найдём:

$$\delta_K = 0,088 \cdot 10^{-3} \text{ см/кг};$$

$$ж_K = \frac{1}{\delta_K} = 11\,380 \text{ кг/см}.$$

Таблица 31

**Геометрические размеры колёсной пары**

Название размера	Обозначение	Значение в см
Длина шейки . . . . .	$l_{ш}$	25,4
Диаметр шейки . . . . .	$d_{ш}$	12,5
Радиус задней галтели шейки . . . . .	$r$	1,0
Диаметр предподступичной части . . . . .	$d$	15,0
Расстояние от середины шейки до внутренней грани ступицы колеса . . . . .	$l_{пч}$	39,0
Диаметр подступичной части . . . . .	$d_{пч}$	17,5
Диаметр средней части . . . . .	$d_c$	16,0
Расстояние между серединами шеек оси . . . . .	$2b$	203,6
Расстояние между кругами катания колёс . . . . .	$2s$	158,0
Радиус колеса . . . . .	$r$	47,5

На фиг. 39 изображены схемы загрузки передней и задней по ходу осей двухосной тележки



основными видами нагрузок и эпюры изгибающих и крутящих моментов от них.

В табл. 32 приведены средние значения наибольших величин нагрузок, необходимых для расчёта, полученные на основании анализа ряда экспериментальных данных. При этом значение коэффициента вертикальной динамики принято равным 0,4. Отсутствующие в табл. 32 нагрузки, по показанные на схемах (фиг. 39), имеют несущественное для результатов расчёта значение.

Приведённые в табл. 32 данные являются приближёнными и не могут рассматриваться как нормы.

Т а б л и ц а 32

Средние значения нагрузок, необходимых для расчёта оси

Наименование нагрузок	Обозначение	Значение в т
Нагрузка брутто на шейку . . . . .	$P_{брш}$	8,40
Вертикальная динамическая нагрузка на шейку . . . . .	$k_d P_{брш}$	3,36
Направляющее усилие наружного рельса на гребень колеса передней колёсной пары . .	$Y$	5,00
Составляющая силы трения между бандажом и рельсом задней колёсной пары, направленная вдоль оси пути	$F_{1x}$	1,00
Составляющая силы трения между бандажом и рельсом передней колёсной пары, направленная перпендикулярно оси пути . . . . .	$F_{1y}$	1,80
Нажатие на колодку от тормозного треугольника	$Q_T$	2,00

В табл. 33 приведены напряжения, полученные на основании данных табл. 31 и 32.

Определяем пределы усталости оси в сечениях, для которых номинальные напряжения приведены в табл. 33.

а) Для сечения у начала галтели шейки по данным табл. 31 находим

$$\frac{\sigma}{d_{ш}} = 0,08 \text{ и } \frac{d}{d_{ш}} = 1,2.$$

По кривой (фиг. 24 на стр. 737) для стали с пределом прочности 40 — 60 кг/мм<sup>2</sup> и  $\frac{d}{d_{ш}} = 0,08$  находим  $(k_\sigma)_0 = 1,7$ .

По кривой 2 (фиг. 26 на стр. 738) для  $\frac{D}{d} = 1,2$  находим  $\nu_\sigma = 0,45$ .

По кривой 1 (фиг. 15 на стр. 735) для  $d = 30$  мм при отсутствии концентрации напряжений находим  $\epsilon_0 = 0,9$ ; так как  $(k_\sigma)_0 < 2$ , то по кривой 2 (фиг. 15) для  $d = 30$  мм определяется  $\epsilon_{ок} = 0,87$ .

$$\left\{ 1 + \nu_\sigma [(k_\sigma)_0 - 1] \right\} \frac{\epsilon_{ок}}{\epsilon_0} = 1,28 < 2,$$

поэтому  $\epsilon_{ок}$  определяется по кривой 2 (фиг. 15) для  $d = 125$  мм;  $\epsilon_{ок} = 0,58$ .

По формуле (36) на стр. 736 при  $\sigma_{-1} = 25$  кг/мм<sup>2</sup> находим

$$\sigma_{ок ш} = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \nu_\sigma [(k_\sigma)_0 - 1]} \cdot \frac{\epsilon_0 \epsilon_{ок}}{\epsilon_{ок}} = \frac{25}{1,28} \cdot 0,58 = 11,3 \text{ кг/мм}^2 = 1130 \text{ кг/см}^2.$$

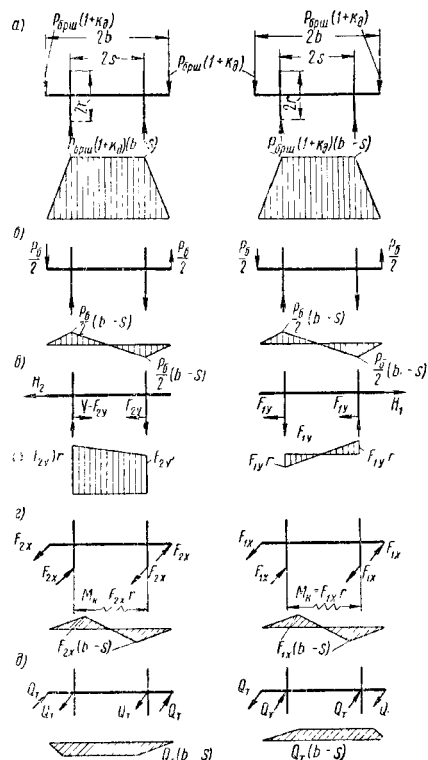
б) Для сечения у внутреннего края ступицы  $(k_\sigma)_0$  вследствие закругления (аналогично данным фиг. 20, а на стр. 736) принимаем сниженным на

20% по сравнению с данными фиг. 19, (стр. 735), тогда  $(k_\sigma)_0 = 0,8 \cdot 2,15 = 1,72$ .

Так как данные фиг. 19 приведены для  $d = 50$  мм, то по кривой 1 (фиг. 15 на стр. 735) для  $d = 50$  мм находим  $\epsilon_0 = 0,83$ , а по кривой 2 [учитывая, что  $(k_\sigma)_0 < 2$ ] определяем  $\epsilon_{ок} = 0,73$ .

$$(k_\sigma)_0 \frac{\epsilon_{ок}}{\epsilon_0} = 1,56 < 2, \text{ поэтому по кривой 2 (фиг. 15)}$$

для  $d = 175$  мм находим  $\epsilon_{ок} = 0,58$ .



Фиг. 39. Схемы загрузки осей и эпюры моментов (слева передней, справа задней по ходу): а — от нагрузки брутто и вертикальной динамической; б — вертикальные от боковых сил; в — от поперечных сил взаимодействия с рельсами при движении по кривым участкам пути; г — от продольных сил взаимодействия с рельсами при движении по кривым участкам пути; д — от нажатия тормозного треугольника при одностороннем торможении колёс

По формуле (37) на стр. 737 получаем

$$\sigma_{ок п.ч} = \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_0} \cdot \frac{\epsilon_0 \epsilon_{ок}}{\epsilon_{ок}} = \frac{25}{1,56} \cdot 0,58 = 9,3 \text{ кг/мм}^2 = 930 \text{ кг/см}^2.$$

в) Для сечения по середине оси по кривой 1 (фиг. 15 на стр. 735) для  $d = 160$  мм находим  $\epsilon_{ок} = 0,6$ ; по кривой 2 (фиг. 23) для  $\sigma_{п.ч} = 50$  кг/мм<sup>2</sup> определяем  $\epsilon_n = 0,68$ . Тогда по формуле (39) на стр. 737

$$\sigma_{ок с} = \sigma_{-1} \epsilon_{ок} \epsilon_n = 25 \cdot 0,6 \cdot 0,68 = 10,2 \text{ кг/мм}^2 = 1020 \text{ кг/см}^2.$$

По формулам (34) и (35) на стр. 736, данным табл. 33 и вычисленным значениям  $\sigma_{ок}$  находим запасы прочности оси:

$$\text{в шейке} \quad n_{ш} = \frac{\sigma_{ок ш}}{\sigma_{ш}} = \frac{1130}{750} = 1,5;$$

в подступичной части у внутреннего края ступицы

$$n_{п.ч} = \frac{\sigma_{дк п.ч}}{\sigma_{п.ч}} = \frac{930}{805} = 1,15;$$

по середине оси

$$n_c = \frac{\sigma_{дк с}}{\sigma_c} = \frac{1020}{975} = 1,03.$$

Напряжения кручения ввиду их малости не учитываются.

Т а б л и ц а 33.

Номинальные напряжения в осн<sup>1</sup>

Сечение оси и его момент сопротивления изгибу	Вид нагрузки по фиг. 27	Выражение изгибающего момента	Значение изгибающего момента в кгсм	Напряжения в кг/см <sup>2</sup>	Суммарные напряжения в кг/см <sup>2</sup>
Шейка у начала задней галтели $W_{ш} = 190 \text{ см}^3$	Схема а	$P_{брш} (1 + \kappa_{\partial}) \left( \frac{l_{ш}}{2} - \rho \right)$	138 000	730	$\sigma_{ш} = \sqrt{730^2 + (50 + 125)^2} \approx 750$
	Схема в	$F_{1x} \frac{2s}{2b} \left( \frac{l_{ш}}{2} - \rho \right)$	9 600	50	
	Схема д	$Q_T \left( \frac{l_{ш}}{2} - \rho \right)$	23 500	125	
Подступичная часть у внутренней грани ступицы $W_{п.ч} = 525 \text{ см}^3$	Схема а	$P_{брш} (1 + \kappa_{\partial}) (b - s)$	270 000	515	$\sigma_{п.ч} = \sqrt{(515 + 280)^2 + 90^2} \approx 805$
	Схема в	$\left[ Y (b + s - l'_{п.ч}) - 2F_{2y} (b - l'_{п.ч}) \right] \frac{r}{2s}$	146 000	280	
	Схема д	$Q_T (b - s)$	46 000	90	
По середине оси $W_c = 401 \text{ см}^3$	Схема а	$P_{брш} (1 + \kappa_{\partial}) (b - s)$	270 000	670	$\sigma_c = \sqrt{(670 + 300)^2 + 115^2} \approx 975$
	Схема в	$Y \frac{r}{2}$	120 000	300	
	Схема д	$Q_T (b - s)$	46 000	115	

<sup>1</sup> Напряжения в шейке определены для задней оси, а в подступичной и средней части — для передней оси.

## РАСЧЁТ УЗЛОВ ВАГОНОВ

В данной главе рассматриваются расчёты отдельных узлов при заданных внешних нагрузках.

Внешние нагрузки в приведённых примерах приняты в соответствии с рекомендациями, изложенными в главе «Прочность вагонов» (по проекту норм ЦНИИ МПС и НИИ Главвагона МТрМ 1950 г.).

Во всех рассмотренных примерах расчётов узлов вагона предполагается, что конструкция самого узла и геометрические параметры его элементов заданы, т. е. эти расчёты являются проверочными.

Практика проверочных расчётов в области вагоностроения принята повсеместно. Это обусловлено достаточной сложностью конструкции узлов вагона, воспринимающих в большинстве своём пространственную систему нагрузок. Кроме того, конструкция узлов новых вагонов обычно мало отличается от соответствующих конструкций узлов вагонов, находящихся в эксплуатации, а поэтому начальный выбор размеров элементов новых узлов легко может быть произведён путём

сопоставления геометрических параметров элементов этих узлов.

В примерах настоящей главы применены приближённые методы расчётов и выбраны по возможности упрощённые расчётные схемы, однако приводящие к установлению напряжённого состояния элементов узлов с достаточной полнотой для оценки их прочности.

Все рассматриваемые приближённые методы расчётов подтверждены экспериментально при тензометрических испытаниях узлов вагонов.

## РАСЧЁТ РАМЫ ВАГОНА

В соответствии с рекомендациями, изложенными в главе «Прочность вагонов» (стр. 724), расчётная схема рамы обычно представляет собой систему неразрезных продольных и поперечных балок, шарнирно связанных между собой в узлах их пересечения. В отдельных случаях, когда в раме применены мощные короткие балки с замкнутым сечением, присоединение остальных элементов к таким балкам считается жёстким. При наличии в кузове несущих боковых и торцевых стен фер-

менного или балочного типа последние в расчёте рамы учитывают как абсолютно жёсткие элементы, не деформирующиеся в вертикальной плоскости.

Рама рассчитывается от действия вертикальных и продольных нагрузок.

В качестве примера рассматривается расчёт рамы грузового вагона с несущими боковыми стенками.

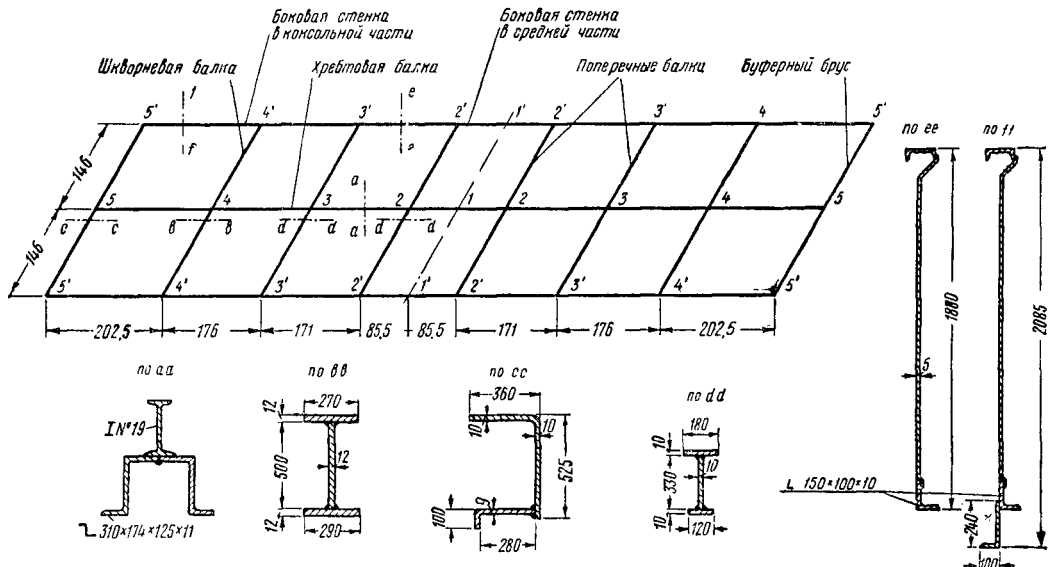
Конструкция рамы симметрична относительно продольной и поперечной осей. Схема такой рамы изображена на фиг. 1. Пара-

### Расчёт рамы на вертикальные нагрузки

В расчёте учтены следующие вертикальные нагрузки:

1) собственный вес рамы и кузова  $8Q_1 = 12\,000$  кг, равномерно распределённый по всей её длине;

2) полезная нагрузка  $8Q'_1 = 60\,000$  кг, также равномерно распределённая по всей длине рамы (максимальная грузоподъёмность вагона);



Фиг. 1. Схема рамы и сечения её элементов (длины стержней указаны в см, а размеры сечений — в мм)

метры сечений элементов рамы приведены в табл. 1\*.

\* Для определения экваториальных моментов инерции сложных сечений рекомендуется эти сечения разбивать на элементы простой формы (обычно прямоугольники или круги) или элементы, сечения которых приведены в справочной литературе (прокатные профили). Установив площади сечений этих элементов ( $F_i$  в см<sup>2</sup>) и координаты их центров тяжести ( $y_i$  в см) относительно произвольной оси, параллельной той центральной оси, для которой находится момент инерции, определяются координаты центра тяжести всего сечения по формуле

$$y_c = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i} \text{ см.}$$

Затем, установив для каждого элемента координату его центра тяжести относительно указанной центральной оси  $a_i = y_c - y_i$  в см и определив собственный момент инерции элемента  $I_{oi}$  в см<sup>4</sup>, находят экваториальный момент инерции всего сечения по формуле

$$I = \sum (F_i a_i^2 + I_{oi}) \text{ см}^4.$$

Необходимые вычисления рекомендуется помещать в таблицу вида:

№ элемента	$F_i$ в см <sup>2</sup>	$y_i$ в см	$F_i y_i$ в см <sup>3</sup>	$a_i$ в см	$F_i a_i^2$ в см <sup>4</sup>	$I_{oi}$ в см <sup>4</sup>
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						
26						
27						
28						
29						
30						
31						
32						
33						
34						
35						
36						
37						
38						
39						
40						
41						
42						
43						
44						
45						
46						
47						
48						
49						
50						

3) полезная нагрузка  $8Q_2 = 30\,000$  кг, распределённая на длине 2 м в средней части рамы (перевозка сосредоточенных грузов — наиболее невыгодная нагрузка для продольных балок);

4) вертикальная динамическая нагрузка;

5) вертикальная перегрузка, обусловленная действием боковых сил.

Конструкция пола рассчитываемого вагона (полувагона с плоским полом, образуемым крышками люков) позволяет считать, что нагрузки  $Q_1$ ,  $Q'_1$  и  $Q_2$  поровну распределяются между хребтовой балкой и боковыми стенками. Уравновешиваются указанные нагрузки соответствующими реакциями пятников. Вертикальную динамическую нагрузку определяют в зависимости от статического прогиба рессорного подвешивания (см. стр. 714), и в данном случае она составляет 45% от нагрузки брутто. В расчёте эту нагрузку учитывают только при определении напряжений.

Перегрузку, обусловленную действием боковых сил, составляющую 10% от соответствующей нагрузки брутто кузова, также учитывают при определении напряжений в боковых стенках кузова.

Расчётная схема рамы показана на фиг. 2. Вследствие симметрии рамы на фиг. 2 изображена одна её четверть, а действие элементов отброшенных четвертей заменено соответствующими связями (см. табл. 2 на стр. 717).

Таблица 1

Параметры сечений элементов рамы

Элемент рамы	1—5	2'-2' 3-3'	4-4'	5-5'	4'-5'	1'-4'
Площадь сечения $F$ в $\text{см}^2$ . . . . .	87,6	—	—	—	53,8	24,0
Момент инерции сечения относительно горизонтальной оси $I_x$ в $\text{см}^4$ . . . . .	18 970	7 010	35 300	60 000	$\infty$	$\infty$
Момент инерции сечения относительно вертикальной оси $I_y$ в $\text{см}^4$ . . . . .	23 860	—	3 200	16 600	—	—
Момент сопротивления относительно горизонтальной оси $W_x$ в $\text{см}^3$ . . . . .	$\frac{600}{1 030}$	560	2 200	2 250	—	5 900
Момент сопротивления (наименьший) относительно вертикальной оси $W_y$ в $\text{см}^3$ . . . . .	830	—	305	660	—	—

Примечание. В табл. 1 приведены только параметры, необходимые для дальнейшего расчёта, при этом:

- 1) для хребтовой балки (элемент 1—5) указаны половины параметров её полного сечения;
- 2) при определении площадей сечения боковой стенки (элементы 4'—5' и 1'—4') учтена только площадь её нижнего пояса;
- 3) недеформируемость боковой стенки в расчёте на вертикальную нагрузку учитывается принятием  $I_x = \infty$ ;
- 4) для шкворневой балки (элемент 4—4'), имеющей переменное сечение, момент инерции вычислен по формуле

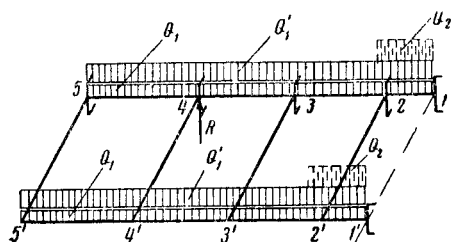
$$I = \frac{1}{3} \cdot \frac{(I_1 - I_0)^2}{I_1 - I_0 - \sqrt{I_0(I_1 - I_0)} \arctg \sqrt{\frac{I_1 - I_0}{I_0}}} \quad (1)$$

где  $I_0$  — момент инерции на конце балки;

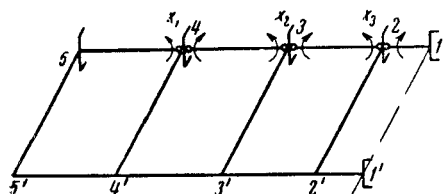
$I_1$  — момент инерции в её сечении у хребтовой балки.

Моменты сопротивления этой балки вычислены для сечения её с моментом инерции  $I_1$ .

Принятая расчётная схема рамы представляет собой трижды статически неопределимую систему, которую рассчитывают методом сил. Наиболее целесообразная основная система получается при введении шарниров и неизвестных моментов  $X_1$ ,  $X_2$  и  $X_3$  в узлах 2, 3 и 4 продольной балки (фиг. 3).

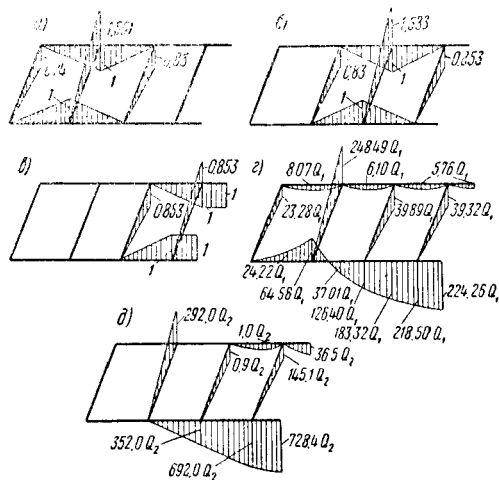


Фиг. 2 Расчётная схема рамы для расчёта на вертикальную нагрузку



Фиг. 3. Основная система для расчёта рамы на вертикальную нагрузку

Рассматривая элементы основной системы как обычные консольные или двухопорные балки, строят эпюры от единичных значений неизвестных и внешних нагрузок (фиг. 4).





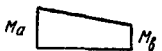

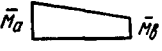

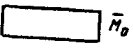

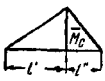


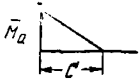
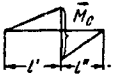
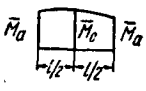
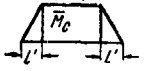
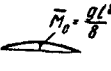
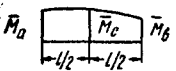


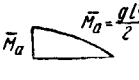
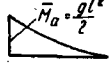
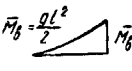

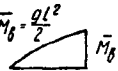


Фиг. 4. Эпюры от единичных значений неизвестных и внешней нагрузки: а — эпюра от  $X_1=1$ ; б — эпюра от  $X_2=1$ ; в — эпюра от  $X_3=1$ ; г — эпюра от  $Q_1$ ; д — эпюра от  $Q_2$ ; эпюра от  $Q_1$  такая же, как от  $Q_2$

Перемещения основной системы по направлению каждого неизвестного от их единичных

Формулы для вычисления интегралов  $M_l M_K ds$ 

Таблица 2

$M_K$		$\int_0^l M_l M_K ds$		$\int_0^l M_l M_K ds$
		$\frac{1}{6} (M_a + 2M_b) \bar{M}_b l$		$\frac{1}{3} M_a \bar{M}_a l$
$M_l$		$\frac{1}{3} (M_a^2 + M_a M_b + M_b^2) l$		$\frac{1}{6} M_a \bar{M}_b l$
		$\frac{1}{6} [M_a (2\bar{M}_a + \bar{M}_b) + M_b (\bar{M}_a + 2\bar{M}_b)] l$		$\frac{1}{6} M_a (2\bar{M}_a + \bar{M}_b) l$
		$\frac{1}{2} (M_a + M_b) \bar{M}_a l$		$\frac{1}{2} \bar{M}_a M_a l$
		$\frac{1}{6} [M_a (1 + \frac{l'}{l}) + M_b (1 + \frac{l'}{l})] \bar{M}_c l$		$\frac{1}{6} M_a \bar{M}_c (1 + \frac{l'}{l}) l$
		$\frac{1}{2} \frac{l'}{l} [M_a - \frac{1}{3} \cdot \frac{l'}{l} (M_a - M_b)] \times \bar{M}_a l$		$\frac{1}{6} M_a \bar{M}_a l' (3 - \frac{l'}{l})$
		$\frac{1}{6} \bar{M}_c [M_b (1 - 3 \frac{l'^2}{l^2}) - M_a (1 - 3 \frac{l'^2}{l^2})] l$		$\frac{1}{6} M_a (\bar{M}_a + 2\bar{M}_c) l$
		$\frac{1}{2} \bar{M}_c (M_a + M_b) (l - l')$		$\frac{1}{3} M_a \bar{M}_c l$
		$\frac{1}{6} [M_a \bar{M}_a + M_b \bar{M}_b + 2\bar{M}_c (M_a + M_b)] l$		$\frac{1}{4} M_a \bar{M}_a l$
		$\frac{1}{3} \bar{M}_c (M_a + M_b) l$		$\frac{5}{12} M_a \bar{M}_a l$
		$\frac{1}{12} \bar{M}_a (3M_a + M_b) l$		$\frac{1}{12} M_a \bar{M}_b l$
		$\frac{1}{20} (4M_a + M_b) \bar{M}_a l$		$\frac{1}{4} M_a \bar{M}_b l$

значений и внешней нагрузки в данном случае определяют по формуле

$$\delta_{ik} = \sum \int_0^l \frac{M_i M_k}{EI_x} ds \text{ см}, \quad (2)$$

где  $M_i$  — ордината эпюры от единичного значения неизвестного или от внешней нагрузки, от которых определяется перемещение;

$M_k$  — ордината эпюры от единичного значения неизвестного, по направлению которого определяется перемещение;

$l$  — длина элемента рамы.

Сумма распространяется на все элементы рамы.

Для вычисления интегралов (2) при постоянной жёсткости балок рамы в зависимости от формы эпюр пользуются формулами табл. 2.

Величины перемещений для рассматриваемой рамы, умноженные на жёсткость  $EI_x$  хребтовой балки, имеют следующие значения:

$$EI_x \delta_{11} = 288; EI_x \delta_{12} = -188,3; EI_x \delta_{13} = 93,2;$$

$$EI_x \delta_{1Q_1} = 15\,600 Q_1; EI_x \delta_{1Q_2} = 11\,935 Q_2;$$

$$EI_x \delta_{22} = 602,4; EI_x \delta_{23} = -256,3;$$

$$EI_x \delta_{2Q_1} = -9\,088 Q_1; EI_x \delta_{2Q_2} = 9\,797 Q_2;$$

$$EI_x \delta_{33} = 334,1; EI_x \delta_{3Q_1} = 721 Q_1;$$

$$EI_x \delta_{3Q_2} = -14\,881 Q_2.$$

Неизвестные усилия  $X_1$ ,  $X_2$  и  $X_3$  определяют из системы канонических уравнений:

$$\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 = -\delta_{1Q_1} - \delta_{1Q_2};$$

$$\delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 = -\delta_{2Q_1} - \delta_{2Q_2};$$

$$\delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 = -\delta_{3Q_1} - \delta_{3Q_2}.$$

При подстановке численных значений коэффициентов система уравнений принимает вид:

$$\begin{aligned} 288 X_1 - 188,3 X_2 + 93,2 X_3 &= \\ &= -15\,600 Q_1 - 11\,935 Q_2; \\ -188,3 X_1 + 602,4 X_2 - 256,3 X_3 &= \\ &= 9\,088 Q_1 - 9\,797 Q_2; \\ 93,2 X_1 - 256,3 X_2 + 334,1 X_3 &= \\ &= -721 Q_1 + 14\,881 Q_2. \end{aligned}$$

Решение этой системы приводит к следующим значениям неизвестных<sup>1</sup>:

$$X_1 = -56,67 Q_1 - 68,32 Q_2;$$

$$X_2 = 4,72 Q_1 - 16,23 Q_2;$$

$$X_3 = 17,28 Q_1 + 50,26 Q_2.$$

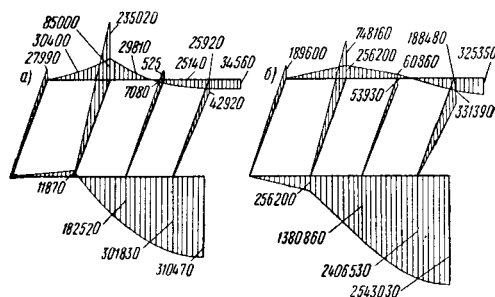
<sup>1</sup> Для решения системы уравнений с двумя или тремя неизвестными применяются определители, для решения системы с большим числом неизвестных рекомендуется пользоваться способом Гаусса.

Пример такого решения рассмотрен ниже, в табл. 8 и 9.

Сложение ординат  $M_{Q_1}$  и  $M_{Q_2}$  — эпюр от внешних нагрузок с  $\sum M_i X_i$  — суммой ординат эпюр от единичных значений неизвестных, умноженных на найденные значения этих неизвестных, позволяет вычислить соответствующие ординаты суммарной эпюры:

$$M_{\Sigma} = M_{Q_1} + M_{Q_2} + \sum M_i X_i \text{ кгсм}. \quad (3)$$

Целесообразно суммарные эпюры строить отдельно для каждого вида вертикальной нагрузки. Суммарные эпюры от тары рассчитываемого кузова  $Q_1$  и полезной нагрузки  $Q_2$  построены на фиг. 5. Эпюра от полезной нагрузки  $Q_1'$  не построена, так как её ординаты



Фиг. 5. Суммарные эпюры изгибающих моментов: а — от тары  $Q_1$  и б — от полезной нагрузки  $Q_2$ .

могут быть получены из ординат эпюры  $Q_1$  путём умножения их на коэффициент

$$k = \frac{8Q_1'}{8Q_1} = \frac{60\,000}{12\,000} = 5.$$

Вычисление напряжений от вертикальной нагрузки в элементах рамы производят по формуле

$$\sigma = \frac{M_{\Sigma}}{W_x} \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}. \quad (4)$$

Численные значения напряжений в характерных сечениях элементов рамы от каждого вида вертикальных нагрузок, а также суммарные напряжения от сочетаний тары и одной из полезных нагрузок с учётом вертикальной динамической нагрузки и нагрузки, обусловленной действием боковых сил (последняя только для боковых стен), приведены в табл. 3.

#### Расчёт рамы на продольные нагрузки

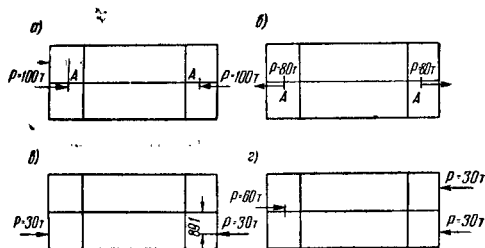
В расчёте на продольные нагрузки учитывают четыре схемы приложения нагрузок:

- 1) сжатие силами, приложенными по оси автосцепки (усилие 100 т);
- 2) растяжение силами, приложенными по оси автосцепки (усилие 80 т);
- 3) сжатие силами, приложенными к буферам одной стороны вагона (усилие на буфер 30 т);
- 4) сжатие силами, приложенными с одного конца вагона к автосцепке, а с другого конца — к буферам (усилие на буфер 30 т, а на автосцепку — 60 т).

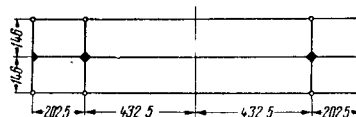
Указанные схемы изображены на фиг. 6. В данном примере расчёта ввиду малого

эксцентриситета приложения нагрузок относительно центров тяжести сечений основных элементов рамы допустимо рассматривать плоскую расчётную схему рамы. При этом в боковой стенке учитывается только её нижний

пояс. Поскольку при изгибе в горизонтальной плоскости жёсткость промежуточных поперечных балок по сравнению с жёсткостями буферного бруса и шкворневой балки и жёсткость нижнего пояса боковой стенки по сравнению с жёсткостью хребтовой балки малы, допустимо



Фиг. 6. Схемы приложения продольных нагрузок к раме вагона: а—сжатие силами, приложенными по оси автосцепки; б—растяжение силами, приложенными по оси автосцепки (А—точка приложения продольной силы); в—сжатие силами, приложенными к буферам с одной стороны вагона; г—сжатие силами, приложенными к буферам и автосцепке



Фиг. 7. Расчетная схема рамы для расчёта на продольные нагрузки

в расчётную схему не включать промежуточные поперечные балки, а нижний пояс боковой стенки рассматривать как шарнирную связь. Принятая с указанными допущениями расчётная схема рамы изображена на фиг. 7 (параметры сечений элементов рамы приведены в табл. 1).

Таблица 3

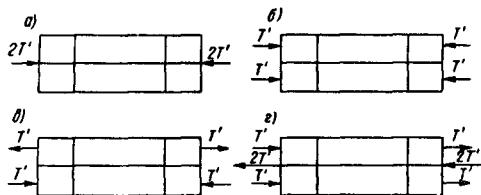
Напряжения в основных элементах рамы от вертикальных нагрузок

Элемент рамы	Балка рамы	Сечение элемента	Изгибающие моменты в кгсм от нагрузок			Момент сопротивления в см <sup>4</sup>	Напряжения в кг/см <sup>2</sup> от нагрузок						Наибольшие суммарные напряжения от неблагоприятного сочетания вертикальных нагрузок
			$Q_1$	$Q'_1$	$Q_2$		$Q_1$	$Q'_1$	$Q_2$	брутто кузова	вертикальной динамической	боковых сил	
1—2	Хребтовая балка	По середине	34 560	172 800	325 350	$\frac{600}{1 030}$	$\frac{-58}{34}$	$\frac{-248}{168}$	$\frac{-542}{315}$	$\frac{-600}{349}$	$\frac{-270}{157}$	—	$\frac{-870}{506}$
3—4		У шкворневой балки	85 000	425 000	256 200	$\frac{600}{1 030}$	$\frac{142}{-83}$	$\frac{708}{-412}$	$\frac{427}{-248}$	$\frac{850}{-495}$	$\frac{382}{-222}$	—	$\frac{1 232}{-717}$
1'—2'	Боковая стенка	По середине	310 470	1 552 350	2 543 030	5 900	$\mp 53$	$\mp 263$	$\mp 431$	$\mp 484$	$\mp 218$	$\mp 48$	$\mp 750$
4—4'	Шкворневая балка	У хребтовой балки	285 020	1 175 100	748 160	2 200	$\pm 107$	$\pm 535$	$\pm 340$	$\pm 642$	$\pm 288$	—	$\pm 930$
2—2'	Промежуточная поперечная балка	У хребтовой балки	42 920	214 600	331 390	560	77	383	592	669	300	—	969
5—5'	Буферный брус	У хребтовой балки	27 990	139 950	189 600	2 250	12	62	84	96	43	—	139

Примечания. 1. В графе «Напряжения от нагрузок брутто кузова» приведены суммарные напряжения от нагрузок  $Q_1$  и  $Q'_1$  или  $Q_1$  и  $Q_2$  — те, которые для данного элемента рамы являются наибольшими.

2. Величины напряжений, указанные в числителе (или верхний знак), относятся к верхним волокнам сечения.

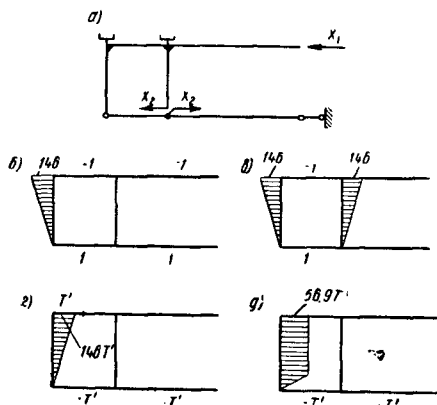
Все приведённые на фиг. 6 схемы загрузки рамы могут быть получены путем комбинации симметричных и антисимметричных вспомогательных схем с условными нагрузками  $T' = 10 \text{ т}$  (фиг. 8). Схемы *а, б и в* представляют собой плоские статически неопреде-



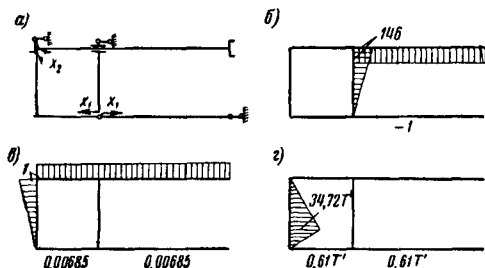
Фиг. 8. Вспомогательные расчётные схемы: *а*—симметричная с нагрузками, приложенными к автоцепке; *б*—симметричная с нагрузками, приложенными к буферам; *в*—антисимметричная относительно продольной оси; *з*—антисимметричная относительно поперечной оси

лимые системы с двумя лишними неизвестными; схема *з* содержит одно лишнее неизвестное. Неизвестные во всех схемах определяют методом сил.

На фиг. 9—11 для всех вспомогательных схем фиг. 8 изображены основные системы с выбранными лишними неизвестными и по-

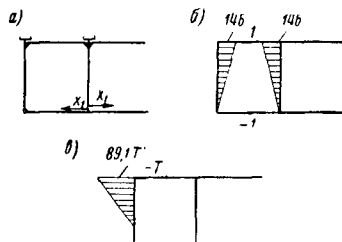


Фиг. 9. Основная система и эпюры для симметричных вспомогательных схем: *а*—основная система; *б*—эпюра от  $X_1=1$ ; *в*—эпюра от  $X_1=1$ ; *г*—эпюра от нагрузки  $T'$ , приложенной к автоцепке; *д*—эпюра от нагрузки  $T'$ , приложенной к буферам



Фиг. 10. Основная система и эпюры для антисимметричной относительно продольной оси вспомогательной схемы: *а*—основная система; *б*—эпюра от  $X_1=1$ ; *в*—эпюра от  $X_1=1$ ; *г*—эпюра от нагрузки  $T'$

строены эпюры изгибающих моментов, а также указаны ординаты продольных сил в этих системах от единичных значений неизвестных и внешней нагрузки.



Фиг. 11. Основная система и эпюры для антисимметричной относительно поперечной оси вспомогательной схемы: *а*—основная система; *б*—эпюра от  $X_1=1$ ; *в*—эпюра от  $T'$

Перемещения основных систем определяют по формуле

$$\delta_{ik} = \sum \int_0^l \frac{M_i M_k}{EI_v} ds + \sum \frac{N_i N_k l}{EF}, \quad (5)$$

где  $M_i$  и  $M_k$  — ординаты эпюры изгибающих моментов от единичного значения неизвестного или от внешней нагрузки;

$N_i$  и  $N_k$  — продольные усилия в элементах рамы от единичного значения неизвестного или от внешней нагрузки;

$i$  и  $k$  — индексы; первый индекс указывает нагрузку, от которой определяется перемещение, а второй — нагрузку, по направлению которой это перемещение направлено;

$l$  — длина элемента рамы;

$I_v$  — момент инерции сечения элемента рамы относительно вертикальной оси;

$F_k$  — площадь сечения элемента рамы.

Интегралы формулы (5) вычисляют с помощью табл. 2.

После определения перемещений и решения систем канонических уравнений подобно тому, как было показано выше в примере расчёта рамы от вертикальной нагрузки, получают значения лишних неизвестных для каждой вспомогательной схемы фиг. 8.

Найденные лишние неизвестные позволяют по формуле (3) определить ординаты эпюр изгибающих моментов и по аналогичной формуле — значения продольных сил в элементах вспомогательных расчётных схем. Эти эпюры построены на фиг. 12.

Напряжения в элементах расчётной схемы от продольных нагрузок в общем случае определяют по формуле

$$\sigma = \frac{N}{F \varphi} \pm \frac{Mx}{I_y} \frac{\kappa z}{\text{см}^2}, \quad (6)$$



где  $x$  — расстояние по горизонтали от центра тяжести сечения до рассматриваемого волокна;

$\varphi$  — коэффициент продольного изгиба, учитываемый для сжатых элементов (см. табл. 4 на стр. 718).

Значения напряжений  $\sigma_a$ ,  $\sigma_b$ ,  $\sigma_\theta$  и  $\sigma_2$  от вспомогательных схем нагружения  $T'$  (фиг. 8) приведены в табл. 4. В этой же таблице приведены напряжения  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  и  $\sigma_4$ , соответствующие действительным схемам продольных нагрузок (фиг. 6). Эти напряжения определены следующими соотношениями:

для схемы, изображённой на фиг. 6, а,

$$\sigma_1 = 5\sigma_a;$$

для схемы, изображённой на фиг. 6, б,

$$\sigma_2 = -4\sigma_a;$$

для схемы, изображённой на фиг. 6, в,

$$\sigma_3 = 1,5 (\sigma_\theta + \sigma_\theta);$$

для схемы, изображённой на фиг. 6, г,

$$\sigma_4 = 1,5 (\sigma_a + \sigma_b + \sigma_2).$$

В последней графе табл. 4 приведены наибольшие напряжения, которые должны суммироваться с напряжениями от вертикальной нагрузки (табл. 3).

Расчёт рам нетележных вагонов отличается от приведённого только иным приложением опорных реакций, которые в нетележных вагонах приложены к рессорным кронштейнам.

Рассмотренный способ расчёта может быть рекомендован для рам вагонов, имеющих сравнительно небольшое число поперечных

Таблица 4

Напряжения в основных элементах рамы от продольных нагрузок

Элемент	Балка рамы	Сечение	Напряжения от вспомогательных нагрузок $T'$ (фиг. 8) в кг/см <sup>2</sup>				Напряжения от основных продольных нагрузок (фиг. 6) в кг/см <sup>2</sup>				Наибольшее напряжение, суммируемое с напряжениями от вертикальной нагрузки, в кг/см <sup>2</sup>
			$\sigma_a$	$\sigma_b$	$\sigma_\theta$	$\sigma_2$	$\sigma_1$	$\sigma_2$	$\sigma_3$	$\sigma_4$	
1—4	Хребтовая балка	Средняя часть	—106	—72	$\frac{\pm 5}{\pm 36}$	0	—530	424	$\frac{115}{162}$	—267	$\frac{-530}{424}$
4—5		Консольная часть	—107	—70	$\frac{\pm 5}{\pm 39}$	$\pm 105$	—535	428	$\frac{113}{164}$	—423	$\frac{428}{-535}$
1'—4'	Боковая стенка	Средняя часть	—39	—195	$\pm 308$	0	—195	156	—755	—351	156
4'—5'		Консольная часть	—14	85	$\pm 139$	$\pm 16$	—70	56	336	130	—70
4—4'	Шкворневая балка	У хребтовой балки	$\frac{40}{42}$	$\frac{45}{48}$	$\frac{167}{179}$	$\frac{290}{311}$	$\frac{200}{210}$	$\frac{160}{168}$	$\frac{318}{341}$	$\frac{443}{476}$	476
5—5'	Буферный брус	У хребтовой балки	$\frac{126}{95}$	$\frac{342}{259}$	$\frac{12}{9}$	$\frac{955}{725}$	$\frac{630}{475}$	$\frac{504}{380}$	$\frac{531}{402}$	$\frac{1\,757}{1\,334}$	1 757 (с напряжением от вертикальной нагрузки не суммируются)
		По буферу	$\frac{55}{40}$	$\frac{335}{241}$	$\frac{511}{363}$	$\frac{64}{46}$	$\frac{275}{200}$	$\frac{220}{163}$	$\frac{1\,270}{913}$	$\frac{681}{490}$	1 270

Примечания. 1. В числителе указаны напряжения верхних волокон сечения.

2. Напряжения в шкворневой балке и буферном бруске у хребтовой балки определены для сечения на расстоянии 17 см от оси хребтовой балки — у её края.

3. При определении напряжений в среднем сечении боковой стенки учитывалась площадь сечения нижнего пояса этой стенки, что справедливо только в случае равенства площадей обоих её поясов. Если же площади поясов стенки различны, то для определения напряжений в указанном сечении следует пользоваться формулой

$$\sigma = \frac{N}{F} \mp \frac{Ne}{W_x} \frac{kg}{cm^2}, \quad (7)$$

где  $N$  — продольное усилие в средней части стенки в кг;

$F$  — площадь сечения всей стенки в см<sup>2</sup>;

$e$  — расстояние от центра тяжести сечения до линии действия силы в см;

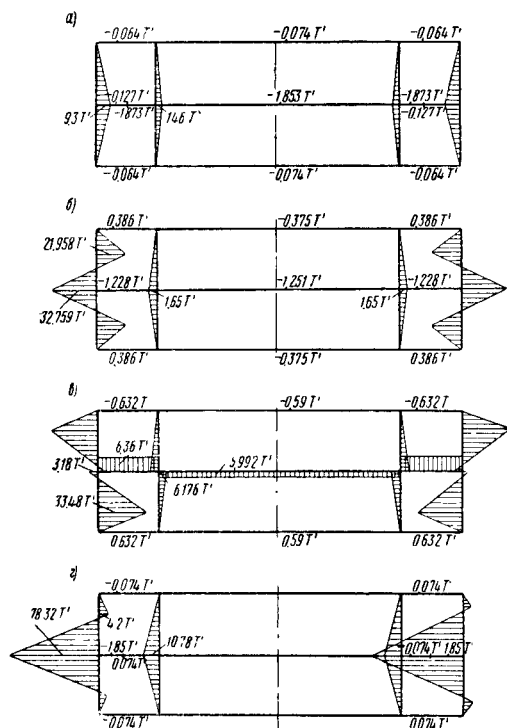
$W_x$  — момент сопротивления сечения в см<sup>3</sup>.

Верхний знак в формуле (7) учитывают при определении напряжений в верхних волокнах.

4. Напряжение 1 757 кг/см<sup>2</sup> в буферном бруске превосходит допускаемые (табл. 21 на стр. 732), а поэтому указанное сечение должно быть усилено.

5. При вычислении напряжений в хребтовой балке площади и моменты сопротивления сечений, приведённые в табл. 1, удваиваются.

балок. Расчёт рам с большим числом поперечных балок, равномерно распределённых по длине кузова вагона, рассматривается в следующем примере.



Фиг. 12. Эпюры изгибающих моментов и продольных сил для вспомогательных расчётных схем (фиг. 8): а—симметричная с нагрузками, приложенными к автосцепке; б—симметричная с нагрузками, приложенными к буферам; в—антисимметричная относительно продольной оси; г—антисимметричная относительно поперечной оси

#### Расчёт рамы вагона с большим числом поперечных балок

Если кузов вагона имеет несущие боковые стенки, которые можно принять недеформируемыми в вертикальной плоскости, а в раме имеется большое число поперечных балок одинакового сечения, равномерно распределённых по её длине, то в соответствии с рекомендациями, приведёнными в главе «Прочность вагонов», при расчёте продольных балок рамы на вертикальную нагрузку их можно рассматривать как балки на упругом основании с жёсткими опорами по концам. Упругость основания в данном случае определяется жёсткостью поперечных балок.

Если при этом наряду с большим числом поперечных балок имеются отдельные более мощные поперечные балки (например шкворневые), то последние вводят в расчётную схему как дополнительные упругие опоры.

В качестве примера рассматривается расчёт на вертикальную статическую нагрузку рамы, состоящей из 2 продольных, 38 поперечных и 2 шкворневых балок. Схема этой рамы изображена на фиг. 13.

Погонная жёсткость сечения всех поперечных балок

$$J_{\Sigma} = EI \frac{n}{L} \text{ кгсм}, \quad (8)$$

где  $n$  — число поперечных балок, образующих упругое основание;

$L$  — длина рамы в см;

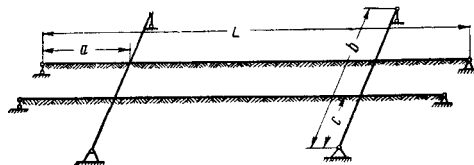
$I$  — момент инерции сечения одной поперечной балки в см<sup>4</sup>;

$E$  — модуль упругости в кг/см<sup>2</sup>.

Коэффициент упругости основания при ширине рамы  $b$  и расстоянии между боковой стенкой и продольной балкой  $c$

$$k = \frac{6\kappa}{c^2 (3b - 4c)} \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}. \quad (9)$$

Статическая нагрузка, передающаяся на раму, в данном случае состоит из равномерно распределённой по площади пола нагрузки  $P$ , равной весу рамы и полезного груза, и реакций пятников 4А, равных весу кузова брутто.



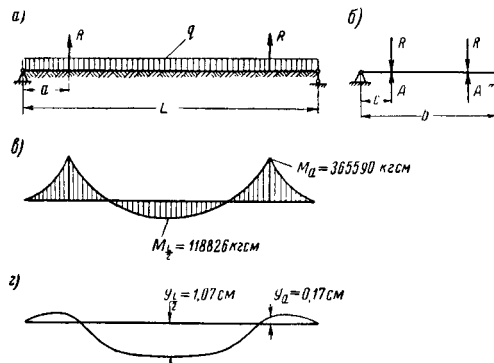
Фиг. 13. Схема рамы с большим числом поперечных балок

Равномерно распределённая нагрузка  $P$  приложена к поперечным балкам рамы, но для удобства расчёта она заменяется эквивалентной нагрузкой, приложенной к продольным балкам.

Интенсивность нагрузки, приходящейся на одну продольную балку,

$$q = \frac{Pb^3\kappa}{24LJ_{\Sigma}} \left( \frac{c}{b} - 2 \frac{c^3}{b^3} + \frac{c^4}{b^4} \right) \frac{\text{кг}}{\text{см}}. \quad (10)$$

При решении принятой расчётной схемы рамы вместо упругих опор вводят неизвестные реакции  $R$ , которые в дальнейшем определяют из равенства прогибов продольных балок и упругой опоры. Схема продольной балки и упругой опоры показана на фиг. 14.



Фиг. 14. К расчёту рамы с большим числом поперечных балок: а—схема продольной балки; б—схема упругой опоры; в—эпюра изгибающих моментов в продольной балке; г—линия прогиба продольной балки

Для определения прогиба продольного элемента используют расчёт балки на упругом основании методом начальных параметров<sup>1</sup>.

Изгибающий момент  $M$ , поперечная сила  $Q$ , прогиб  $y$  и угол поворота  $y'$  продольной балки на расстоянии  $x$  от опоры в зависимости от конечных значений (начальных параметров) тех же величин  $M_0$ ,  $Q_0$ ,  $y_0$  и  $y'_0$  и действующей нагрузки определяются следующими соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} M &= M_0 A_{mx} + \frac{Q_0}{m} B_{mx} + \\ &+ \frac{-q + \kappa y_0}{m^2} C_{mx} + \frac{\kappa y'_0}{m^3} D_{mx} + \\ &+ \frac{R}{m} B_m (x-a); \\ Q &= -4mM_0 D_{mx} + Q_0 A_{mx} + \\ &+ \frac{-q + \kappa y_0}{m} B_{mx} + \\ &+ \frac{\kappa y'_0}{m^2} C_{mx} + RA_m (x-a); \\ \kappa y &= -4m^2 M_0 C_{mx} - 4mQ_0 D_{mx} + \\ &+ (-q + \kappa y_0) A_{mx} + \\ &+ \frac{\kappa y'_0}{m} B_{mx} - 4mRD_m (x-a) + q; \\ \kappa y' &= -4m^3 M_0 B_{mx} - 4m^2 Q_0 C_{mx} - \\ &- 4m(-q + \kappa y_0) D_{mx} + \kappa y'_0 A_{mx} - \\ &- 4m^2 RC_m (x-a) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

(последние члены в каждом соотношении учитываются только для  $x > a$ ).

В этих соотношениях принято:

$$m = \sqrt[4]{\frac{\kappa}{4EI_x}} \frac{1}{\text{см}}; \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} A_z &= \cos z \operatorname{ch} z; \\ B_z &= \frac{\sin z \operatorname{ch} z + \cos z \operatorname{sh} z}{2}; \\ C_z &= \frac{\sin z \operatorname{sh} z}{2}; \\ D_z &= \frac{\sin z \operatorname{ch} z - \cos z \operatorname{sh} z}{4}, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

где  $z = mx$  или  $m(x-a)$ ;

$I_x$  — момент инерции продольного элемента в  $\text{см}^4$ ;

$a$  — расстояние от конца продольной балки до упругой опоры в  $\text{см}$ .

В принятой схеме начальные параметры  $M_0$  и  $y_0$  равны нулю, а  $Q_0$  и  $y'_0$  неизвестны и определяются из условия  $Q = 0$  и  $y' = 0$  при  $x = \frac{L}{2}$ .

Это условие приводит к следующей системе уравнений:

$$\left. \begin{aligned} Q_0 A_{\frac{L}{2}m} - \frac{q}{m} B_{\frac{L}{2}m} + \\ + \frac{\kappa y'_0}{m^2} C_{\frac{L}{2}m} + RA \left( \frac{L}{2} - a \right) m &= 0; \\ -4m^2 Q_0 C_{\frac{L}{2}m} + 4mq D_{\frac{L}{2}m} + \\ + \kappa y'_0 A_{\frac{L}{2}m} - 4m^2 RC \left( \frac{L}{2} - a \right) m &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Выражение прогиба продольной балки у упругой опоры (при  $x = a$ ) на основании соотношения (11) и условия (14):

$$y_{x=a} = -\frac{4m}{\kappa} Q_0 D_{ma} + \frac{y'_0}{m} B_{ma} + \\ + \frac{q}{\kappa} (1 - A_{ma}). \quad (15)$$

Прогиб самой упругой опоры  $f_R$  определяют обычными приёмами сопротивления материалов. Для рассматриваемого примера, когда момент инерции сечений шкворневой балки на участке между опорой и силой меняется по закону параболы вида  $I_{ш} = I_0 + ax^2$ , а на участке между силами постоянен прогиб

$$f_R = \frac{A-R}{E} \left[ \frac{c^2 \left( \frac{b}{2} - c \right)}{I_1} + \right. \\ \left. + \frac{c}{\alpha} - \sqrt{\frac{I_0}{\alpha^3}} \operatorname{arctg} c \sqrt{\frac{\alpha}{I_0}} \right], \quad (16)$$

где  $\alpha = \frac{I_1 - I_0}{c^2}$ ;

$I_1$  — момент инерции относительно горизонтальной оси сечения балки на участке между силами в  $\text{см}^4$ ;

$I_0$  — момент инерции относительно горизонтальной оси сечения балки у её опоры в  $\text{см}^4$ ;

$b$  — длина балки, равная ширине рамы, в  $\text{см}$ ;

$c$  — расстояние от опоры до точки приложения силы в  $\text{см}$ .

Величина реакции  $R$  упругой опоры определяется из условия

$$f_{x=a} = f_R. \quad (17)$$

При найденном значении  $R$  напряжения в элементах рамы определяют по формуле (4). В этом случае:

1) изгибающий момент для любого сечения продольной балки находят из первого выражения (11);

2) изгибающий момент в сечении шкворневой балки, находящемся на расстоянии  $x$  от опоры,

$$M_{ш} = (A - R) x \text{ кгсм}; \quad (18)$$

<sup>1</sup> В. А. Киселёв. Балки и рамы на упругом основании. М. — Л., ОНТИ, 1936. Там же, см. таблицы функций (13).

3) изгибающий момент в сечении поперечной балки, находящемся на расстоянии  $s$  от опоры,

$$M_n = \left[ \frac{P}{2L} \left( 1 - \frac{c}{b} \right) - \kappa u + q \right] l' c \text{ кгсм}, \quad (19)$$

где  $l'$  — расстояние между соседними поперечными балками в см;

$u$  — прогиб продольной балки, определяемый из соотношения (11);

$q$  — интенсивность эквивалентной нагрузки, определяемая по формуле (10).

Для рассматриваемого примера приняты следующие значения геометрических параметров и нагрузок: длина рамы  $L = 2340$  см; длина консольной части рамы  $a = 320$  см; ширина рамы  $b = 310$  см; расстояние между продольной балкой и боковой стенкой  $c = 137$  см; момент инерции сечений — продольной балки  $I_x = 12\,000$  см<sup>4</sup>, шкворневой балки  $I_0 = 2\,000$  см<sup>4</sup> и  $I_1 = 52\,000$  см<sup>4</sup>, поперечной балки  $I = 180$  см<sup>4</sup>; число поперечных балок  $n = 38$ ; расстояние между поперечными балками  $l' = 60$  см; моменты сопротивления сечений — продольной балки  $W_x = 675$  см<sup>3</sup>, шкворневой балки  $W_{ш} = 2\,800$  см<sup>3</sup>, поперечной балки  $W_n = 25,4$  см<sup>3</sup>; нагрузка кузова брутто  $4A = 50\,000$  кг; статическая нагрузка на раму  $P = 40\,000$  кг.

Последовательными вычислениями по приведенным выше формулам определяют: погонную жёсткость поперечных балок [формула (8)]

$$ж = 6,132 \cdot 10^8 \text{ кгсм};$$

коэффициент упругости основания [формула (9)]

$$k = 5,13 \text{ кг/см}^2;$$

интенсивность эквивалентной нагрузки [формула (10)]

$$q = 5,46 \text{ кг/см};$$

коэффициент [формула (12)]

$$m = 0,00267 \frac{1}{\text{см}};$$

гиперболо-тригонометрические функции [формула (13)]:

$$A \frac{L}{2} m = -11,3888;$$

$$B \frac{L}{2} m = -5,5724;$$

$$C \frac{L}{2} m = 0,0997;$$

$$D \frac{L}{2} m = 2,8862;$$

$$A \left( \frac{L}{2} - a \right) m = -3,1481;$$

$$C \left( \frac{L}{2} - a \right) m = 1,8322.$$

Система уравнений (14):

$$-11,3888 Q_0 + 71\,745 y'_0 = -11\,395 + 3,1481 R;$$

$$-0,02843 Q_0 - 584\,245 y'_0 = -1\,683 + 0,52246 R.$$

Решение этой системы:

$$Q_0 = 1\,018,379 - 0,28197 R;$$

$$y'_0 = (2\,831,1 - 0,8805 R) 10^{-6}.$$

Прогиб продольной балки [формула (15)]

$$y_x = a = 0,76445 - 0,0002159 R;$$

прогиб шкворневой балки [формула (16)]

$$f_R = -0,2522 + 0,000020176 R;$$

реакция упругой опоры [из условия (17)]

$$R = 4\,300 \text{ кг}.$$

Напряжения в элементах рамы, вычисленные по формулам (4), (11), (18) и (19), приведены в табл. 5.

Таблица 5  
Напряжения в элементах рамы от статической нагрузки

Балка рамы	Сечение, в котором определяется напряжение	Изгибающий момент в кгсм	Напряжение в кг/см <sup>2</sup>
Продольная	По середине $\left(x = \frac{L}{2}\right) \dots\dots$	118 826	176
	У упругой опоры $(x = a) \dots\dots\dots$	365 590	542
Шкворневая	У продольной балки $(x = c) \dots\dots$	1 123 400	400
Поперечная	У продольной балки $(x = c) \dots\dots$	39 045	1 537

## РАСЧЁТ БОКОВОЙ СТЕНКИ ФЕРМЕННОГО ТИПА

Боковую стенку ферменного типа обычно рассчитывают только на вертикальные нагрузки: полезную нагрузку, тару кузова, вертикальную динамическую нагрузку и вертикальные составляющие боковых сил. Величина усилий от полезной нагрузки определяется реакциями элементов рамы, которые легко устанавливаются из расчёта рамы на действие этой нагрузки, а также реакциями пола и крыши.

Действие остальных вертикальных нагрузок учитывают в конце расчёта умножением напряжений от полезной нагрузки на соответствующие коэффициенты.

Действие продольных нагрузок учитывается при определении напряжений в нижнем поясе фермы, который при этом входит в схему рамы.

В вагонах, предназначенных для перевозки сыпучих грузов, воздействующих через обшивку на элементы фермы, дополнительно определяют напряжения в этих элементах от распорного действия груза. При этом ферма рассматривается как плоская стержневая система, находящаяся под действием пространственных нагрузок.

В приводимом ниже примере рассматривается расчёт фермы на вертикальную нагрузку  $Q = 50 \text{ т}$ , равномерно распределённую по площади пола кузова.

Схема фермы, образованная осевыми линиями, проходящими через центры тяжести сечений её элементов, показана на фиг. 15. Параметры сечений элементов фермы приведены в табл. 6.

Рассматривая доски пола как неразрезные балки, опёртые на нижние пояса боковых стенок и хребтовые балки, можно установить величину равномерно распределённой нагрузки, приходящейся на нижний пояс одной боковой стенки, по формуле

где  $Q = 50\,000 \text{ кг}$  — полезная нагрузка, приходящаяся на раму;

$b = 277,2 \text{ см}$  — расстояние между боковыми фермами вагона;

$a = 121,2 \text{ см}$  — расстояние от боковой стенки до хребтовой балки.

При указанных численных значениях величина нагрузки, равномерно распределённой по длине нижнего пояса боковой фермы, составит:

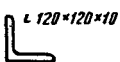
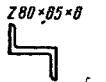

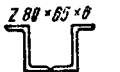
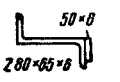
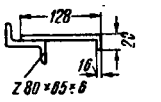
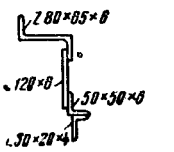
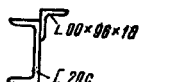
$$Q_0 = 0,18 \text{ } Q = 9\,000 \text{ кг.}$$

Нагрузка  $Q - 2Q_0$ , приложенная к хребтовой балке, частично уравнивается реак-

$$Q_0 = \left[ \frac{3}{2} \cdot \frac{b-a}{3b-4a} - \frac{b^2+a^2}{4ab(3b-4a)} \right] Q \text{ кг,} \quad (20)$$

Таблица 6

Параметры сечений элементов фермы

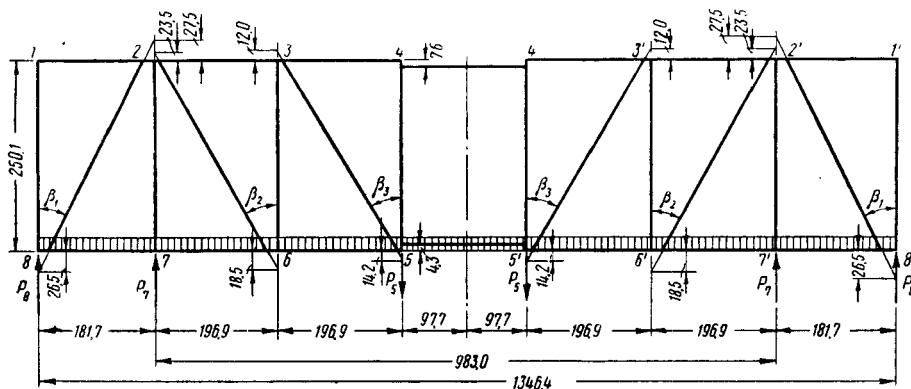
№ элемента схемы	Наименование элементов	Эскиз сечения	Площадь сечения в см <sup>2</sup>	Момент инерции сечения в см <sup>4</sup>	Момент сопротивления сечения в см <sup>3</sup>
1—8	Концевая стойка		23,3	316	$\frac{36,4}{94,9}$
1—4 2—8 3—5 3—6	Верхний пояс Концевой раскос Средний раскос Промежуточная стойка		11,9	95,4	15,4
5—8	Нижний пояс		36,57	2 359	235,9
2—7	Шкворневая стойка		23,8	1 106	89,2
2—6	Шкворневой раскос		14,9	121,8	$\frac{18,0}{21,7}$
4—5	Дверная стойка		20,4	97,8	$\frac{15,25}{16,3}$
4—4'	Верхний пояс двери		27,85	1 606	$\frac{116,7}{125,1}$
5—5'	Нижний пояс двери		53,77	4 590	$\frac{321}{392}$

циями пятников, а частично, через поперечные балки, передаётся на боковые фермы в виде сосредоточенных сил.

Величину нагрузки, передаваемую на ферму каждой поперечной балкой, определяют на основании суммарной эпюры изгибающих моментов рамы. В данном случае, поскольку

ности вычислительного порядка; так, например, ферма, изображённая на фиг. 15, является статически неопределимой с 20 лишними неизвестными. Поэтому рекомендуется приближённый расчёт такой фермы.

Вначале определяют осевые усилия в элементах фермы; при этом принимают: узлы её —



Фиг. 15. Схема боковой фермы

распределяемая нагрузка к поперечным балкам не приложена, сосредоточенные нагрузки находят по формуле

$$P_i = \frac{M_i}{a} \text{ кг}, \quad (21)$$

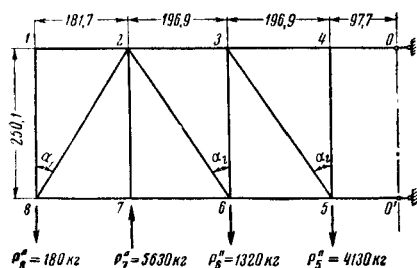
где  $M_i$  — изгибающий момент в сечении поперечной балки у хребтовой в кгсм.

Для рассматриваемого случая построение суммарной эпюры не производится, так как оно подобно построению, приведённому в примере расчёта рамы на вертикальную нагрузку (см. фиг. 5).

Нагрузки, передаваемые поперечными балками на узлы 5, 6, 7 и 8 фермы (фиг. 15), соответственно равны:

$$\begin{aligned} P_5 &= 0,0563 Q = 2820 \text{ кг}; \\ P_6 &= 0 \text{ (на схеме не обозначено)}; \\ P_7 &= -0,138 Q = -6900 \text{ кг}; \\ P_8 &= -0,0083 Q = -420 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Знак минус указывает, что соответствующее усилие действует на узел фермы вверх.



Фиг. 16. Схема фермы с централизованными узлами

Точный расчёт фермы с нецентрированными узлами и с распределёнными по её элементам нагрузками представляет значительные труд-

центрированными, стержни — шарнирно присоединёнными к узлам, а распределённые по длине стержней нагрузки — приложенными к узлам в виде сосредоточенных сил.

Схема половины такой фермы изображена на фиг. 16. Величины углов, образованных стойками и раскосами, и их тригонометрические функции сведены в таблицу:

Угол	$\sin \alpha$	$\cos \alpha$	$\operatorname{tg} \alpha$
$\alpha_1 = 36^\circ 00' \dots$	0,58779	0,80902	0,72655
$\alpha_2 = 38^\circ 13' \dots$	0,61859	0,78572	0,78729

Величину дополнительных нагрузок на узлы от равномерно распределённой нагрузки в этом случае определяют по формуле

$$P'_i = \frac{Q_6}{L} \frac{l_i + l_{i+1}}{2} \text{ кг}, \quad (22)$$

где  $L$  — длина боковой фермы;  
 $l_i$  и  $l_{i+1}$  — длины панелей, прилегающих к рассматриваемому узлу.

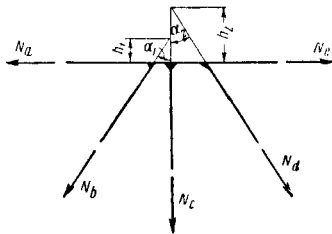
Сложение дополнительных нагрузок  $P'_i$  с основными нагрузками  $P_i$  даёт следующие нагрузки на узлы фермы с централизованными узлами:

$$\begin{aligned} P_5'' &= 4130 \text{ кг}; & P_6'' &= 1320 \text{ кг}; \\ P_7'' &= -5630 \text{ кг}; & P_8'' &= 180 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Последовательное рассмотрение обычными методами строительной механики равновесия узлов фермы позволяет определить осевые усилия  $N_{ik}$  в её элементах;

$$\left. \begin{aligned} N_{12} &= N_{18} = N_{45} = 0 \\ N_{28} &= \frac{P_8''}{\cos \alpha_1} = 225 \text{ } \kappa z \\ N_{78} &= N_{67} = -P_8'' \operatorname{tg} \alpha_1 = -130 \text{ } \kappa z \\ N_{27} &= P_7'' = -5 \text{ } 630 \text{ } \kappa z \\ N_{26} &= -\frac{N_{27} - N_{82} \cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} = 6 \text{ } 930 \text{ } \kappa z \\ N_{23} &= N_{12} - N_{28} \sin \alpha_1 - N_{26} \sin \alpha_2 = \\ &= -4 \text{ } 155 \text{ } \kappa z \\ N_{36} &= P_6'' - N_{26} \cos \alpha_2 = -4 \text{ } 125 \text{ } \kappa z \\ N_{35} &= -\frac{N_{36}}{\cos \alpha_2} = 5 \text{ } 250 \text{ } \kappa z \\ N_{34} &= N_{01} = N_{23} - N_{35} \sin \alpha_2 = \\ &= -7 \text{ } 400 \text{ } \kappa z \\ N_{56} &= N_{67} + N_{26} \sin \alpha_2 = 4 \text{ } 160 \text{ } \kappa z \\ N_{50'} &= -N_{04} = 7 \text{ } 400 \text{ } \kappa z \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Найденные продольные усилия в стержнях позволяют приблизительно определить дополнительные моменты на узлы, вызванные эксцентричным присоединением стержней. Схема характерного узла с эксцентрично присоединёнными стержнями изображена на фиг. 17.



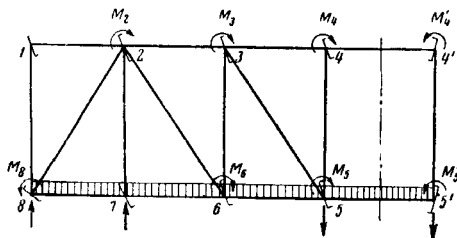
Фиг. 17. Схема узла с эксцентрично присоединёнными стержнями

При обозначениях, принятых на этой схеме, дополнительные моменты, действующие на узлы;

$$M_i = N_b h_1 \sin \alpha_1 - N_d h_2 \sin \alpha_2. \quad (24)$$

Величины этих моментов, вычисленные для узлов рассматриваемой фермы, приведены в табл. 7.

Изгибающие моменты в стержнях фермы от моментов, приложенных к узлам, и от распределённой нагрузки удобно определять методом деформаций, без учёта линейных перемещений узлов фермы. Основная система для этого случая изображена на фиг. 18.



Фиг. 18. Основная система фермы для определения изгибающих моментов в узлах

В качестве неизвестных выбирают углы поворота узлов фермы  $z_i$ .

Система канонических уравнений, выражающая условия равновесия узлов и служащая для определения неизвестных  $z_i$ , в общем случае имеет вид:

[illegible]

где  $r_{ii}$  — реактивный момент, передаваемый на узел  $i$  стержнями, сходящимися в нём, при единичном повороте этого

узла, равный  $4E \sum \frac{I_{ik}}{l_{ik}}$ ;

$r_{ik}$  — реактивный момент, передаваемый на узел  $i$  стержнем, идущим от узла  $k$  при единичном повороте последне-

то, равный  $2E \frac{I_{ik}}{l_{ik}}$ ;

$r_{iq}$  — момент, передаваемый на узел  $i$  от равномерно распределённой нагрузки, приложенной к поясу, равный

$$\frac{Q_6}{12L} (l_{ia}^2 - l_{in}^2);$$

$I_{ik}$  — момент инерции сечения стержня, соединяющего узлы  $i$  и  $k$ ;

$l_{ik}$  — длина стержня, соединяющего узлы  $i$  и  $k$ ;

$l_{il}$  и  $l_{in}$  — длины левой и правой панелей пояса, примыкающих к узлу  $i$ .

При рассматриваемом расположении стержней в ферме и учёте её симметрии система канонических уравнений принимает следующий вид:

$$\begin{aligned}
 & r_{11}z_1 + r_{12}z_2 + r_{18}z_8 = 0 \\
 & r_{21}z_1 + r_{22}z_2 + r_{23}z_3 + r_{26}z_6 + r_{27}z_7 + \\
 & \quad + r_{28}z_8 = M_2 \\
 & r_{32}z_2 + r_{33}z_3 + r_{34}z_4 + r_{35}z_5 + r_{36}z_6 = \\
 & \quad = M_3 \\
 & r_{43}z_3 + (r_{44} - r_{44'})z_4 + r_{45}z_5 = M_4 \\
 & r_{53}z_3 + r_{54}z_4 + (r_{55} - r_{55'})z_5 + \\
 & \quad + r_{56}z_6 = M_5 - r_{5q} \\
 & r_{62}z_2 + r_{63}z_3 + r_{65}z_5 + r_{66}z_6 = \\
 & \quad = M_6 - r_{6q} \\
 & r_{72}z_2 + r_{76}z_6 + r_{77}z_7 + r_{78}z_8 = \\
 & \quad = -r_{7q} \\
 & r_{81}z_1 + r_{82}z_2 + r_{87}z_7 + r_{88}z_8 = \\
 & \quad = M_8 - r_{8q}.
 \end{aligned}
 \tag{26}$$

Численные значения коэффициентов и свободных членов уравнений (26) и необходимые для их вычисления параметры приведены в табл. 7.

Подстановка коэффициентов и свободных членов, приведённых в табл. 7, в систему уравнений (26):

$$\begin{aligned}
 &7,152 Ez_1 + 1,050 Ez_2 + 2,526 Ez_3 = 0; \\
 &1,050 Ez_1 + 24,496 Ez_2 + 0,970 Ez_3 + 0,766 Ez_4 + \\
 &\quad + 8,844 Ez_7 + 0,618 Ez_8 = 97\,100; \\
 &0,970 Ez_2 + 6,604 Ez_3 + 0,970 Ez_4 + 0,600 Ez_5 + \\
 &\quad + 0,762 Ez_6 = 38\,970; \\
 &0,970 Ez_3 + 19,942 Ez_4 + 0,782 Ez_5 = 56\,240; \\
 &0,600 Ez_3 + 0,782 Ez_4 + 97,668 Ez_5 + \\
 &\quad + 23,962 Ez_6 = 77\,612; \\
 &0,766 Ez_2 + 0,762 Ez_3 + 23,962 Ez_5 + \\
 &\quad + 98,904 Ez_6 + 23,962 Ez_7 = 79\,310; \\
 &8,844 Ez_2 + 23,962 Ez_6 + 117,544 Ez_7 + \\
 &\quad + 25,966 Ez_8 = 3\,205; \\
 &2,526 Ez_1 + 0,618 Ez_2 + 25,966 Ez_7 + \\
 &\quad + 58,220 Ez_8 = 14\,889.
 \end{aligned}$$

Данную систему уравнений решают по способу Гаусса. Пример этого решения приведён в табл. 8 и 9.

Система уравнений Гаусса (I, ..., VIII) равносильна системе канонических уравнений (26). Множители в табл. 8 представляют собой отношения с обратным знаком всех коэффициентов уравнений Гаусса к коэффициенту при неизвестном с наименьшим номером.

Сумма  $S$  представляет собой сумму всех коэффициентов каждого уравнения, включая и свободный член. Последние для удобства вычисления могут быть изменены в несколько раз умножением на  $10^n$  (в данном примере  $10^{-4}$ ). Эта сумма вычисляется для контроля правильности вычисления, так как сумма коэффициентов каждого уравнения Гаусса должна равняться соответствующему значению суммы  $S$ .

В табл. 9  $\delta_{ki}$  обозначает соответствующий коэффициент при неизвестном в системе уравнений Гаусса.

Искомые неизвестные  $Ez_i$  получаются в результате деления суммы  $\Sigma$  на  $\delta_{ii}$ .

Изгибающие моменты в концевых сечениях стержней фермы узла  $i$

$$\begin{aligned}
 M_{ik} = &2 \frac{I_{ik}}{l_{ik}} [2Ez_i + Ez_k] \pm \\
 &\pm \frac{Q_0 l_i^2}{12L} \text{ кгсм.} \quad (27)
 \end{aligned}$$

В рассматриваемом примере знак плюс берётся в том случае, если панель нижнего пояса с распределённой нагрузкой расположена слева от узла  $i$ .

Численные значения изгибающих моментов, определённые по формуле (27), приведены в табл. 10.

Эпюра изгибающих моментов и значения продольных сил указаны на фиг. 19.

Таблица 7

Коэффициенты и свободные члены системы уравнений (26)

Узел	Стержень	$l_{ik}$ в см	$I_{ik}$ в см <sup>4</sup>	$\frac{I_{ik}}{l_{ik}}$ в см <sup>3</sup>	$\frac{r_{ik}}{E}$ в см <sup>3</sup>	$\frac{r_{ii}}{E}$ в см <sup>3</sup>	$r_{iq}$ в кгсм	$M_i$ в кгсм
1	1-2 1-8	181,7 250,1	95,4 316	0,525 1,263	1,050 2,526	7,152	0	0
2	2-1 2-3 2-6 2-7 2-8	181,7 196,9 318,3 250,1 309,1	95,4 95,4 121,8 1 106 95,4	0,525 0,485 0,383 4,422 0,309	1,050 0,970 0,766 8,844 0,618	24,496	0	97 100
3	3-2 3-4 3-5 3-6	196,9 196,9 318,3 250,1	95,4 95,4 95,4 95,4	0,485 0,485 0,300 0,381	0,970 0,970 0,600 0,762	6,604	0	38 970
4	4-3 4-4' 4-5	196,9 195,4 250,1	95,4 1 606 97,8	0,485 8,219 0,391	0,970 16,438 0,782	36,380—16,438= =19,942	0	56 240
5	5-3 5-4 5-5' 5-6	318,3 250,1 195,4 196,9	95,4 97,8 4 590 2 359	0,300 0,391 23,490 11,981	0,600 0,782 46,930 23,962	144,648—46,98= =97,668	328	77 940
6	6-2 6-3 6-5 6-7	318,3 250,1 196,9 196,9	121,8 95,4 2 359 2 359	0,383 0,331 11,981 11,981	0,766 0,762 23,962 23,962	98,904	0	79 310
7	7-2 7-6 7-8	250,1 196,9 181,7	1 106 2 359 2 359	4,422 11,981 12,983	8,844 23,962 25,966	117,544	—3 205	0
8	8-1 8-2 8-7	250,1 309,1 181,7	316 95,4 2 359	1,263 0,309 12,983	2,526 0,618 25,966	58,220	—18 389	—3 500



Таблица 8  
Составление системы уравнений Гаусса (I, ..., VIII)

№ уравнения	Коэффициенты при неизвестных								Свобод- ный член $M_i - F q$	Сумма S	Множители							
	$z_1 E$	$z_2 E$	$z_3 E$	$z_4 E$	$z_5 E$	$z_6 E$	$z_7 E$	$z_8 E$			$a_{K2}$	$a_{K3}$	$a_{K4}$	$a_{K5}$	$a_{K6}$	$a_{K7}$	$a_{K8}$	
I	7,152	1,050	0	0	0	0	0	2,526	0	10,723	-0,146312	-	-	-	-	-0,353188		
2 I $a_{11}$	-	24,496 -0,154	0,970 0	0	0	0,766 0	8,844 0	0,618 -0,371	97 100 0	46,454 -1,575	-	-	-	-	-	-		
II	-	24,342	0,970	0	0	0,766	8,844	0,247	97 100	44,879	-0,039849	-	-	-0,031468	-0,363323	-0,010147		
3 II $a_{21}$	-	-	6,604 -0,039	0,970 0	0,600 0	0,762 -0,031	0 -0,352	0 -0,010	38 970 -3 869	13,803 -1,788	-	-	-	-	-	-		
III	-	-	6,565	0,970	0,600	0,731	-0,352	-0,010	35 101	12,015	-0,147768	-0,091403	-0,111359	0,053623	0,001523	0,001523		
4 III $a_{31}$	-	-	-	19,942 -0,143	0,782 -0,089	0 -0,108	0 0,052	0,001	56 240 -5 187	27,318 -1,775	-	-	-	-	-	-		
IV	-	-	-	19,799	0,693	-0,108	0,052	0,001	51 053	25,543	-	-	-0,035002	0,005455	-0,002626	-0,000051		
5 III $a_{41}$ IV $a_{41}$	-	-	-	-	97,668 -0,055 -0,067	23,962 -0,024 0,004	0 0,032 -0,002	0 0 0	77 612 -3 208 -1 787	130,773 -1,093 -0,894	-	-	-	-	-	-		
V	-	-	-	-	97,589	23,899	0,030	0,001	72 617	128,781	-	-	-	-0,244394	-0,000307	-0,000010		
6 II $a_{51}$ III $a_{51}$ IV $a_{51}$ V $a_{51}$	-	-	-	-	-	98,904 -0,024 -0,081 -0,001 -5,853	23,962 -0,278 0,039 0 -0,007	0 -0,008 0,001 0 0	79 310 -3 056 -3 909 + 278 -17 783	156,287 -1,412 -1,338 -0,139 -31,538	-	-	-	-	-	-		
VI	-	-	-	-	92,945	23,716	-0,007	0	54 840	122,138	-	-	-	-0,255162	0,000075	0,000075		
7 II $a_{61}$ III $a_{61}$ IV $a_{61}$ V $a_{61}$ VI $a_{61}$	-	-	-	-	-	117,544 -3,213 -0,019 0 -6,051	25,966 -0,080 -0,001 0 0,002	0 -0,001 0 0 0	3 205 -35 279 1 882 -0,067 22 -13 993	176,637 -16,306 0,614 -0,067 -0,040 -31,165	-	-	-	-	-	-		
VII	-	-	-	-	-	1108,261	25,877	-44 341	129,703	-	-	-	-	-	-	-0,239024		
8 I $a_{71}$ II $a_{71}$ III $a_{71}$ IV $a_{71}$ V $a_{71}$ VI $a_{71}$ VII $a_{71}$	-	-	-	-	-	-	58,220 -0,892 -0,003 0 0 -6,165	14 889 0 -985 53 -3 0 +10 555	88,819 -3,789 -0,455 0,018 0,001 0,001 -31,002	-	-	-	-	-	-	-		
VIII	-	-	-	-	-	-	-	51,14	24 512	53,598	-	-	-	-	-	-		

Решение системы уравнений I . . . , VIII

Таблица 9

№ уравнения Гаусса	VIII	VII	VI	V	IV	III	II	I
Свободные члены	24 512	-44 341	54 840	72 617	51 053	35 101	97 100	0
-z <sub>8</sub> $\delta_{8i}E$	—	-12 403,1	3,4	-0,48	- 0,48	4,79	- 118,39	-1 210,74
-z <sub>7</sub> $\delta_{7i}E$	—	—	12 430,5	15,72	27,25	- 184,50	4 635,49	0
-z <sub>6</sub> $\delta_{6i}E$	—	—	—	-17 298,10	78,17	- 529,10	- 554,43	0
-z <sub>5</sub> $\delta_{5i}E$	—	—	—	—	- 392,94	- 340,20	0	0
-z <sub>4</sub> $\delta_{4i}E$	—	—	—	—	—	-2 487,10	0	0
-z <sub>3</sub> $\delta_{3i}E$	—	—	—	—	—	—	-4 663,82	0
-z <sub>2</sub> $\delta_{2i}E$	—	—	—	—	—	—	—	-4 158,20
$\sum \delta_{ii}$	24 512	-56 744,1	67 273,9	55 334,14	50 765,00	31 564,89	96 398,85	-5 368,94
$Ez_i$	51,14 479,31	108,261 - 524,14	92,945 723,80	97,589 567,01	19,799 2 564,02	6,565 4 808,06	24,342 3 960,19	7,152 -750,69

Величины изгибающих моментов в сечениях стержней фермы у узлов

Таблица 10

Узел	Стержень	$2 \frac{I_{ik}}{l_{ik}}$ в см <sup>3</sup>	$2Ez_i$ в кг/см <sup>3</sup>	$Ez_k$ в кг/см <sup>3</sup>	$2 \frac{I_{ik}}{l_{ik}} [2Ez_i + Ez_k]$ в кгсм	$\frac{Q_6 l_i^3}{12L}$ в кгсм	$M_{ik}$ в кгсм
1	1-2 1-8	1,050 2,526	-1 501,38	3 960,19 479,31	2 582 - 2 582	— —	2 582 - 2 582
2	2-1 2-3 2-6 2-7 2-8	1,050 0,970 0,766 8,844 0,618	7 920,38	-750,69 4 808,06 723,80 -524,14 479,31	7 528 12 347 6 622 65 412 5 191	— — — — —	7 528 12 347 6 622 65 412 5 191
3	3-2 3-4 3-5 3-6	0,970 0,970 0,600 0,762	9 616,12	3 960,19 2 564,02 567,01 723,80	13 168 11 814 6 109 7 879	— — — —	13 168 11 814 6 109 7 879
4	4-3 4-4' 4-5	0,970 8,213 0,782	5 128,04	4 808,06 0 567,01	9 638 42 148 4 454	— — —	9 638 42 148 4 454
5	5-3 5-4 5-5' 5-6	0,600 0,782 23,490 23,962	1 134,02	4 808,06 2 564,02 0 723,80	3 565 2 892 26 638 44 517	— — -21 268 21 596	3 565 2 892 5 370 66 113
6	6-2 6-3 6-5 6-7	0,766 0,762 23,962 23,962	1 447,60	3 960,19 4 808,06 567,01 -524,14	4 142 4 766 48 274 22 128	— — -21 596 21 596	4 142 4 766 26 678 43 724
7	7-2 7-6 7-8	8,844 23,962 25,966	-1 048,28	3 960,19 723,80 479,31	25 753 - 7 775 -14 774	— -21 595 18 391	25 753 -29 370 3 617
8	8-1 8-2 8-7	2,526 0,618 25,966	958,62	-750,69 3 960,19 -524,14	525 3 040 11 282	— — -18 391	525 3 040 - 7 109

Напряжения в элементах фермы определяют от продольных сил и изгибающих моментов по формуле, подобной формуле (6). При этом продольный изгиб стержней не учитывается ( $\varphi = 1$ ).

Величины наибольших напряжений от полезной нагрузки  $Q = 50\,000$  кг в концевых сечениях стержней фермы приведены в табл. 11.

Таким же способом могут быть определены напряжения от собственного веса кузова. В этом случае нагрузки также будут приложены к верхним узлам и поясу фермы.

Уточнение проведённого расчёта может быть достигнуто, если учесть перемещения

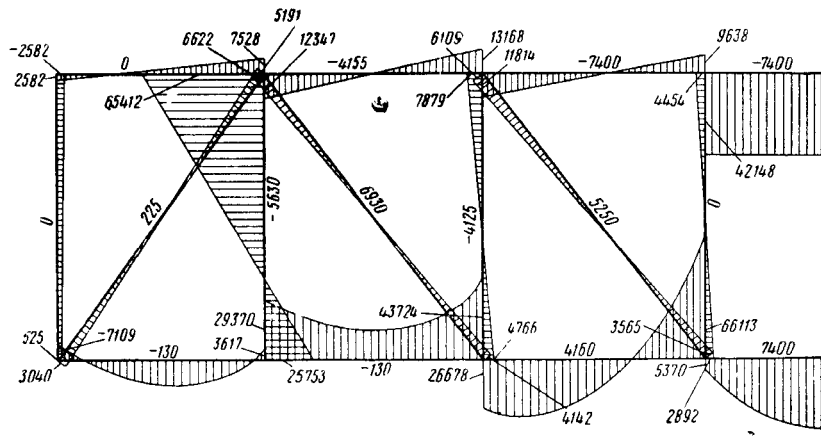
где  $\delta_{ik}$  — относительное смещение концов стержня, определяемое по диаграмме;

$l_{ik}$  — длина стержня.

Затем определяют дополнительные слагаемые свободных членов системы уравнений (26) по формуле

$$r_{i\psi} = 6 \sum \psi_{ik} \frac{I_{ik}}{l_{ik}}, \quad (29)$$

где суммирование распространяется на все стержни, входящие в узел  $i$ .



Фиг. 19. Эпюра изгибающих моментов и значения продольных сил

узлов фермы; подобные перемещения определяются графическим построением (например при помощи диаграммы Виллю). В этом случае на основании определённых перемещений узлов устанавливают углы поворота  $\psi_{ik}$  стержней по формуле

$$\psi_{ik} = \frac{\delta_{ik}}{l_{ik}}, \quad (28)$$

После определения неизвестных углов поворота узлов  $z_i$  при определении изгибающих моментов в стержнях по формуле (27) учитывают дополнительное слагаемое

$$6 \frac{I_{ik}}{l_{ik}} E \psi_{ik}.$$

Напряжения в этом случае определяют также по формуле (6).

Таблица 11

Напряжения (в кг/см<sup>2</sup>) в концевых сечениях фермы от нагрузки  $Q = 50\,000$  кг

Узел	Стержень	$\frac{N}{F}$	$\frac{M}{W}$	$\sigma$	Узел	Стержень	$\frac{N}{F}$	$\frac{M}{W}$	$\sigma$
1	1-2	0	$\pm 168$	$\pm 168$	5	5-3	441	$\pm 231$	672
	1-8	0	$\pm 71$	$\pm 71$		5-4	0	$\pm 190$	$\pm 190$
2	2-1	0	$\pm 489$	$\pm 489$		5-5'	138	$\pm 17$	155
	2-3	-349	$\pm 802$	$\pm 1\,151$		5-6	114	$\pm 280$	394
	2-6	465	368	833	6	6-2	465	$\pm 230$	695
	2-7	-237	-733	-970		6-3	-347	$\pm 309$	-656
	2-8	19	+337	356		6-5	114	$\pm 113$	227
3	3-2	-349	-855	-1\,204		6-7	-4	$\pm 186$	-190
	3-4	-622	-767	-1\,389	7	7-2	-237	$\pm 289$	-526
	3-5	441	397	838		7-6	-4	$\pm 125$	-129
	3-6	-347	-512	-859		7-8	-4	$\pm 15$	-19
4	4-3	-622	-626	-1\,248	8	8-1	0	$\pm 14$	-14
	4-4'	-265	-361	-626		8-2	19	$\pm 197$	216
	4-5	0	294	294		8-7	-4	$\pm 30$	-34

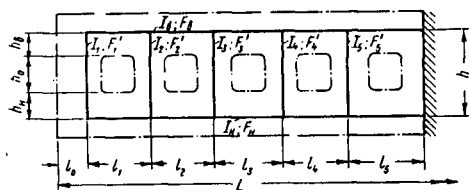
### РАСЧЁТ МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ СТЕНКИ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Боковую стенку металлического пассажирского вагона обычно выполняют из штампованных или прокатных элементов продольного и поперечного набора, связанного тонкостенным листом обшивки толщиной до 3 мм. Взамен отдельных элементов набора иногда делают выштамповки самого листа обшивки.

Для пассажирского вагона характерным является наличие оконных и дверных проёмов.

Как указано в главе «Прочность вагонов», расчётная схема такой стенки, при расчёте её на вертикальные нагрузки, представляет собой безраскосную ферму, образованную осевыми линиями, проходящими через центры тяжести сечений поясов и простенков.

Вследствие того что расположение нагрузки в пассажирском вагоне достаточно близко к симметричному, в расчёте целесообразно рассматривать только часть фермы — между концевым и ближайшим к середине вагона простенками, считая последний абсолютно жёстким.



Фиг. 20. Схема боковой стенки

Примерная расчётная схема боковой стенки пассажирского вагона изображена на фиг. 20, причём приняты следующие обозначения:

- $h$  — расстояние между осями поясов;
- $h_0$  — высота оконного проёма;
- $h_v$  и  $h_n$  — расстояния от осей верхнего и нижнего поясов до соответствующих кромок оконного проёма;
- $l_0$  — расстояние от конца кузова до оси концевого простенка;
- $l_1, l_2, l_3 \dots$  — расстояния между осями простенков;
- $L$  — общая длина боковой стенки (кузова);
- $I_v, I_n, I_1, I_2, I_3 \dots$  — соответственно моменты инерции сечений верхнего и нижнего поясов и стоек относительно главных осей этих сечений, перпендикулярных плоскости фермы. При определении моментов инерции учитывают площадь сечения элементов набора и части листов обшивки шириной, рекомендованной нормами (см. табл. 16 на стр. 721);

$F_v$  и  $F_n$  — площади сечения верхнего и нижнего поясов, определяемые с частичным учётом площади листа обшивки (так же, как при определении моментов инерции);

$F'_1, F'_2, F'_3 \dots$  — площади сечения листов обшивки простенков между стойками;

$$\alpha_v = \frac{I_v}{I_v + I_n}; \quad \alpha_n = \frac{I_n}{I_v + I_n};$$

$$\beta = \frac{E}{G} \text{ — коэффициенты.}$$

В расчёте боковой стенки необходимо учитывать вертикальную нагрузку от собственного веса кузова, полезного груза, вертикальной динамической нагрузки и действия боковых сил. Обычно расчёт производится только на нагрузки от собственного веса и полезного груза, а действие остальных нагрузок учитывается при определении напряжений умножением напряжений от веса кузова брутто на соответствующие коэффициенты (см. стр. 714 и 722).

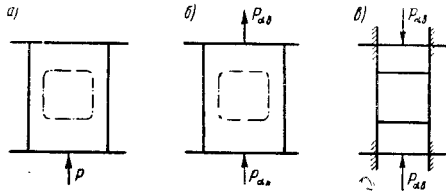
Вертикальная нагрузка помимо собственного веса боковой стенки передаётся на последнюю через элементы рамы и крыши. Для удобства расчёта, в соответствии с рекомендациями главы «Прочность вагонов», указанная нагрузка распределяется между верхним и нижним поясами боковой стенки пропорционально их моментам инерции.

Такое распределение нагрузки вполне допустимо в том случае, если поперечные балки рамы совпадают со стойками. В этом случае неправильное приложение продольных усилий к стойкам не влияет на распределение усилий в остальных элементах фермы, в самих же стойках эта неправильность легко устраняется при определении напряжений в их сечениях. Если стойки фермы не находятся в одной плоскости с поперечными балками рамы, то указанное распределение нагрузки является приближённым. При этом необходимо участки поясов со значительной местной нагрузкой (практически к таким участкам относятся пояса, расположенные над смещённой в сторону оконного проёма шкворневой балкой) дополнительно рассчитывать на перенесённые нагрузки. В этом расчёте можно принимать приближённую расчётную схему поясов в виде балок, заделанных по концам, с длиной, равной длине оконного проёма. Получение указанной схемы расчёта поясов наглядно показано на фиг. 21. Напряжения в поясах, определённые при расчёте схемы  $\alpha$ , должны быть сложены с напряжениями, установленными в этих поясах при расчёте всей фермы от нагрузки, распределённой пропорционально моментам инерции сечений этих поясов.

При нагрузке, распределённой между поясами пропорционально моментам инерции их сечений, принятая расчётная схема безраскосной фермы имеет нулевые значения изгибающих моментов в сечениях простенков, расположенных на расстояниях от осей поясов, также пропорциональных этим моментам

инерции. Поэтому в указанных сечениях в схему фермы могут быть введены шарниры.

Принятая расчётная схема фермы обычно решается методом сил строительной механики.



Фиг. 21. Схемы расчёта поясов в случае распределения нагрузок пропорционально моментам инерции их сечений: а—действительная схема приложения нагрузки к панели стенки; б—схема, учитываемая в расчёте боковой стенки; в—дополнительная схема расчёта участков поясов

При этом за лишние неизвестные принимают группы поперечных сил, приложенных в сечениях шарниров простенков. Сами же шарниры в данном случае удаляют как лишние связи. На фиг. 22 построены эпюры изгибающих моментов и приведены значения продольных  $N$  и поперечных  $Q$  сил в стержнях основной системы от единичных значений групповых неизвестных.

В соответствии с рекомендациями главы «Прочность вагонов» эпюры изгибающих моментов в простенках строятся с максимумом у углов оконных проёмов; на участках  $H_8$  и  $H_9$  между осями верхнего и нижнего поясов и соответствующей кромкой оконного проёма принимается, что эти эпюры изменяются линейно от максимальных значений до нуля у оси пояса. Такое допущение обусловлено уменьшением напряжений при переходе от сечения простенка в сечении узла и хорошо подтверждается экспериментальными исследованиями. По тем же соображениям поперечные силы в простенках считаются действующими только на участке оконного пролёта. Изгибающие моменты и продольные усилия в поясах считаются действующими по всей их длине.

В дальнейшем, при определении продольных деформаций поясов и деформаций изгиба поясов и простенков, предполагается, что продольные силы и изгибающие моменты воспринимаются элементами набора с учётом соответствующей части площади листов плоской обшивки, а при определении деформаций сдвига простенков предполагается, что по-

перечная сила воспринимается только их листами.

Эпюры изгибающих моментов и поперечных сил в сечениях боковой стенки в общем случае определяют по формулам:

$$\left. \begin{aligned} M_x &= M_p - M \\ Q_x &= Q_p - Q, \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

где  $M_p$  и  $Q_p$  — половины изгибающего момента и поперечной силы, определённых при рассмотрении кузова как балки на двух опорах-пятниках;

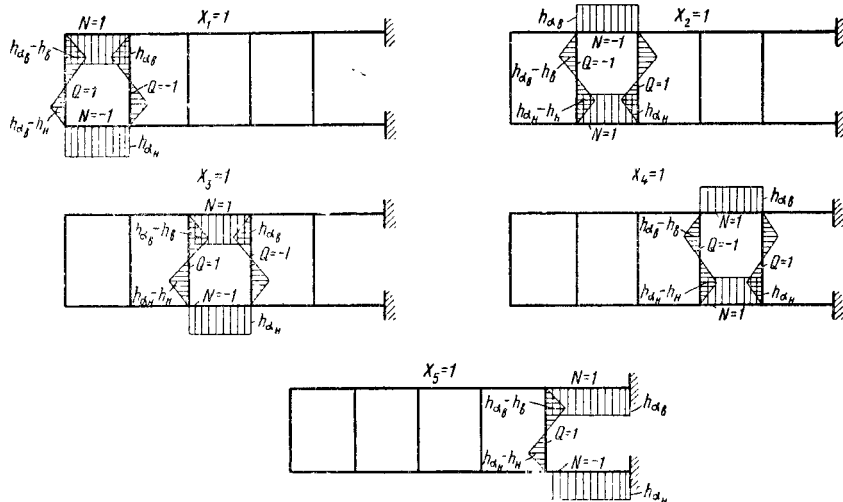
$M$  и  $Q$  — полусуммы изгибающих моментов и поперечных сил во всех продольных элементах рамы, определённых при расчёте рамы от вертикальной нагрузки.

Если нагрузка брутто кузова  $P$  принята равномерно распределённой по его длине  $L$ , то выражения для  $M_p$  и  $Q_p$  определяют по формулам:

$$\left. \begin{aligned} M_p &= -\frac{P}{4L}x^2 + \frac{P}{4}(x-a) \\ Q_p &= -\frac{P}{2L}x + \frac{P}{4}, \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

где  $a$  — длина консольной части кузова;

$x$  — расстояние от конца кузова до рассматриваемого сечения.



Фиг. 22. Эпюры изгибающих моментов от единичных значений лишних неизвестных усилий  $X_i$

Вторые члены в выражениях (31) учитывают только для  $x > a$ .

Формулы для определения  $M$  и  $Q$  в случае расчёта рамы как системы перекрёстных балок (см. приведённый выше пример) при интенсивности  $2q$  равномерно распределённой нагрузки, приходящейся на продольные балки, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} M &= \sum R_i(x-a_i) - \frac{q}{2}x^2 \\ Q &= \sum R_i - qx, \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

где  $R_i$  — реакция поперечной балки на боковую стенку;  
 $a_i$  — расстояние от конца кузова до соответствующей поперечной балки;  
 $i=1, 2, 3$  — порядковый номер поперечной балки.

В формулах (32) суммирование распространяется на все реакции, расположенные по одну сторону от рассматриваемого сечения.

Выражение для  $M$  и  $Q$  в случае расчёта продольных элементов рамы как балок на упругом основании (см. приведённый выше пример) может быть получено при помощи формул (11) после определения начальных параметров и реакции дополнительной опоры.

Эпюру изгибающих моментов от внешней нагрузки в принятой основной системе боковой стенки строят на её поясах. Ординаты этой эпюры для каждого пояса пропорциональны моменту [формула (30)], действующему в сечении всей боковой стенки, и определяются соответственно для верхнего и нижнего поясов формулами

$$M_{xb} = M_x \alpha_b; \quad M_{xh} = M_x \alpha_h. \quad (33)$$

Примерная эпюра изгибающих моментов в основной системе фермы построена на фиг. 23.

Перемещения основной системы от единичных значений неизвестных и внешней нагрузки по направлению этих неизвестных, умноженные на модуль упругости  $E$ , в данном случае определяют по формуле

$$E \delta_{ik} = \sum_j \frac{1}{I_j} \int_0^{l_j} M_i M_k ds + \sum_j \frac{N_i N_k}{F_j} l_j + \beta h_0 \sum_j \frac{Q_i Q_k}{F_j}, \quad (34)$$

где  $\delta_{ik}$  — перемещение; индекс  $i$  указывает усилие, по направлению которого отыскивается перемещение; индекс  $k$  указывает усилие, от которого определяется перемещение;

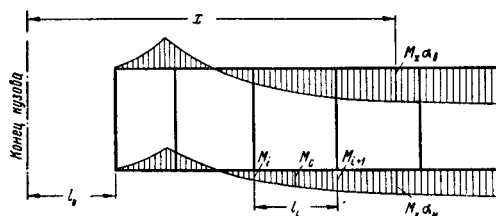
$M_i, M_k, N_i, N_k, Q_i$  и  $Q_k$  — соответственно изгибающие моменты, продольные и поперечные силы в сечениях стержней фермы от единичных усилий и внешней нагрузки.

Суммирование распространяется на все  $j$  стержней фермы.

При вычислении интегралов формулы (34) пользуются данными табл. 2. В частном случае пятипролётной расчётной схемы перемещения от единичных значений неизвестных,

определяемые по формуле (34), имеют следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{ii} E &= h^2 l_i \left( \frac{\alpha_b^2}{I_b} + \frac{\alpha_h^2}{I_h} \right) + \\ &+ \frac{h}{3} [(h \alpha_b - h_b)^2 \alpha_b + \\ &+ (h \alpha_h - h_h)^2 \alpha_h] \left( \frac{1}{I_i} + \frac{1}{I_{i+1}} \right) + \\ &+ h_0 \beta \left( \frac{1}{F_i} + \frac{1}{F_{i+1}} \right) + \\ &+ l_i \left( \frac{1}{F_b} + \frac{1}{F_h} \right) \text{ при } i = 1; 2; 3 \text{ и } 4 \\ \delta_{55} E &= h^2 l_5 \left( \frac{\alpha_b^2}{I_b} + \frac{\alpha_h^2}{I_h} \right) + \\ &+ \frac{h}{3} [(h \alpha_b - h_b)^2 \alpha_b + \\ &+ (h \alpha_h - h_h)^2 \alpha_h] \frac{1}{I_5} + h_0 \beta \frac{1}{F_5} + \\ &+ l_5 \left( \frac{1}{F_b} + \frac{1}{F_h} \right) \\ \delta_{ii+1} E &= \frac{h}{3 l_{i+1}} [(h \alpha_b - h_b)^2 \alpha_b + \\ &+ (h \alpha_h - h_h)^2 \alpha_h] + \\ &+ \frac{h_0 \beta}{F_{i+1}} \text{ при } i = 1; 2; 3 \text{ и } 4 \\ \delta_{13} &= \delta_{14} = \delta_{15} = \delta_{24} = \delta_{25} = \delta_{35} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (35)$$



Фиг. 23. Эпюра изгибающих моментов от внешней нагрузки

Перемещения от внешней нагрузки в этом случае определяют по формуле

$$\delta_{M_i} E = (-1)^{i+1} \frac{h}{6} \left( \frac{\alpha_b^2}{I_b} + \frac{\alpha_h^2}{I_h} \right) \sum (M_j + M_{j+1} + 4M_{cj}) s_j \text{ при } i = 1; 2; 3; 4 \text{ и } 5, \quad (36)$$

где  $M_j, M_{j+1}$  — изгибающие моменты, определяемые формулой (30) в сечениях боковой стенки у краёв участка длиной  $s_j$ ;

$M_{cj}$  — изгибающий момент, определённый в сечении по середине участка  $s_j$ ;

$s_j$  — длина части участка  $i$ -й панели фермы.

Предполагается, что  $i$ -я панель фермы состоит из участков, границами которых являются оси простенков и точки приложения внешних нагрузок к поясам этой панели.

В случае отсутствия таких нагрузок на  $i$ -й панели  $s_j = l_i$ , знак  $\Sigma$  в формуле (36) опускается и индекс  $j$  у изгибающих моментов заменяется индексом  $i$ .

Суммирование в формуле (36) распространяется на все части участка  $i$ -й панели фермы.

Формула (36) является точной в случае изменения изгибающего момента в сечении боковой стенки по формулам (30) — (32) и приближённой, когда изгибающий момент  $M$  в формуле (30) определяется на основании расчёта продольных балок рамы как балок на упругом основании.

Выборанные неизвестные усилия в безраскосной ферме определяют решением системы трёхчленных канонических уравнений:

$$\left. \begin{aligned} E\delta_{11}X_1 + E\delta_{12}X_2 &= -E\bar{\epsilon}M_1 \\ E\delta_{12}X_1 + E\delta_{22}X_2 + E\delta_{23}X_3 &= -E\bar{\epsilon}M_2 \\ E\delta_{23}X_2 + E\delta_{33}X_3 + E\delta_{34}X_4 &= -E\bar{\epsilon}M_3 \\ E\delta_{34}X_3 + E\delta_{44}X_4 + E\delta_{45}X_5 &= -E\bar{\epsilon}M_4 \\ E\delta_{45}X_4 + E\delta_{55}X_5 &= -E\bar{\epsilon}M_5 \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

По найденным при решении этой системы значениям неизвестных вычисляют ординаты суммарной эпюры изгибающих моментов в простенках и поясах и определяют величины поперечных сил в простенках и продольных сил в поясах:

$$\left. \begin{aligned} M_{\Sigma} &= M_x a_n + \Sigma M_i X_i \\ (a_n = a_n &\text{ — для верхнего пояса;} \\ a_n = a_n &\text{ — для нижнего пояса)} \\ Q_{\Sigma} &= \Sigma Q_i X_i \\ N_{\Sigma} &= \Sigma N_i X_i \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

Моменты, поперечные и продольные силы, определённые по формулам (38), совместно с поперечными силами для поясов, вычисленными по формулам (30) — (32), позволяют построить суммарную эпюру для всех элементов фермы и определить напряжения в их сечениях.

#### Пример определения напряжений в боковой стенке кузова пассажирского вагона, не имеющего продольных несущих балок

В этом случае ввиду наличия большого числа поперечных балок всю вертикальную нагрузку от веса кузова брутто можно принимать равномерно распределённой по длине кузова с реакциями у шкворневых балок.

Изгибающий момент в боковой стенке определяют по формулам (30) — (31).

Численные значения величин, необходимых для вычисления напряжений в боковой стенке, приняты следующие: вес кузова брутто  $P = 44\,000$  кг; длина кузова  $L = 2\,340$  см; длина консольной части кузова  $a = 320$  см; расстояние от конца кузова до оси конневого простенка  $l_0 = 216,3$  см; последовательные расстояния между осями простенков, начиная от оси конневого простенка,  $l_1 = 127,9$  см,  $l_2 = 169$  см,  $l_3 = l_4 = l_5 = 179,5$  см; расстояние между осями поясов  $h = 221,9$  см; высота оконного проёма  $h_0 = 88,5$  см; расстояния от осей верхнего и нижнего поясов до кромок оконного проёма  $h_n = 65,4$  см,  $h_g = 68$  см; моменты инерции верхнего и нижнего поясов  $I_H = 36\,180$  см<sup>4</sup>;  $I_G = 40\,540$  см<sup>4</sup>; моменты инерции простенков, начиная от концевого,  $I_1 = 3\,030$  см<sup>4</sup>,  $I_2 = 9\,500$  см<sup>4</sup>,  $I_3 = I_4 = I_5 = 19\,500$  см<sup>4</sup>; площади сечения поя-

сов  $F_n = 42,4$  см<sup>2</sup>,  $F_H = 35,03$  см<sup>2</sup>; площади сечения листов простенков  $F'_1 = 10,61$  см<sup>2</sup>,  $F'_2 = 16,91$  см<sup>2</sup>;  $F'_3 = F'_4 = F'_5 = 23,25$  см<sup>2</sup>; моменты сопротивления сечений приведены ниже, в табл. 12.

Коэффициенты  $\beta = 2,625$ ,  $\alpha_n = 0,5284$ ,  $\gamma_H = 0,4716$ .

Последовательные вычисления по приведённым формулам:

1) выражение изгибающего момента и поперечной силы в сечениях боковой стенки [формулы (30) и (31)] при  $M = 0$  и  $Q = 0$ :

$$M_x = -4,7x^2 + 11\,600x - 520\,000,$$

$$Q_x = -9,4x + 11\,600;$$

2) изгибающие моменты в поясах принятой основной системы фермы [формулы (33)]:

$$M_{1n} = -2,483x^2 + 5\,812,4x - 1\,859\,968,$$

$$M_{xH} = -2,217x^2 + 5\,187,6x - 1\,660\,032;$$

3) перемещения основной системы [формулы (35) и (36)]:

$$E\delta_{11} = 189,00, \quad E\delta_{22} = 164,27, \quad E\delta_{33} = 159,78,$$

$$E\delta_{44} = 159,78, \quad E\delta_{55} = 142,17,$$

$$E\delta_{12} = 29,37, \quad E\delta_{23} = 17,61, \quad E\delta_{34} = 17,61,$$

$$E\delta_{45} = 17,61,$$

$$E\delta_{M_1} = -129\,600, \quad E\delta_{M_2} = -156\,760,$$

$$E\delta_{M_3} = 722\,200, \quad E\delta_{M_4} = -1\,140\,400,$$

$$E\delta_{M_5} = 1\,401\,500;$$

4) система канонических уравнений (37):

$$189,00X_1 + 29,37X_2 = 129\,600,$$

$$29,37X_1 + 164,27X_2 + 17,61X_3 = 156\,760,$$

$$17,61X_2 + 159,78X_3 + 17,61X_4 = -722\,200,$$

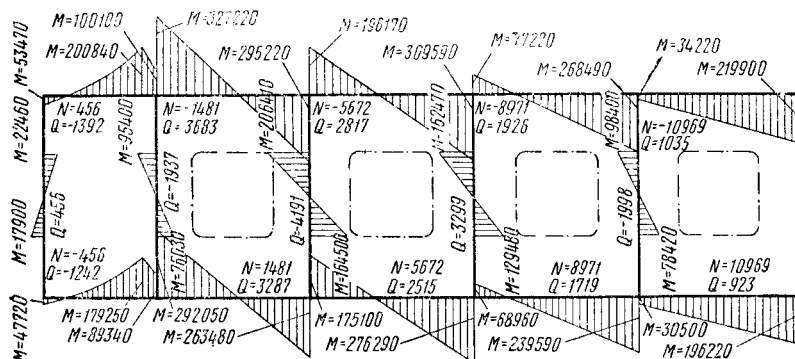
$$17,61X_3 + 159,78X_4 + 17,61X_5 = 1\,140\,400,$$

$$17,61X_4 + 142,17X_5 = -1\,401\,500;$$

5) решение системы уравнений (37):  
 $X_1 = 456 \text{ кг}$ ,  $X_2 = 1481 \text{ кг}$ ,  $X_3 = -5672 \text{ кг}$ ,  
 $X_4 = 8971 \text{ кг}$ ,  $X_5 = -10969 \text{ кг}$ .

Эпюры изгибающих моментов, поперечных и продольных сил, ординаты которых вы-

числены по формуле (38), изображены на фиг. 24. Напряжения в наиболее нагруженных сечениях элементов третьей панели боковой стенки определены в табл. 12. В этой таблице приведены: значения соответствую-



Фиг. 24. Суммарная эпюра изгибающих моментов и величины продольных и поперечных сил в элементах фермы

Таблица 12

Напряжения в элементах боковой стенки

Элемент стенки	Вид напряжений	Усилия	Параметры сечения	Напряжения в кг/см <sup>2</sup>	
				формула	величина
Нижний пояс (оконная кромка третьей панели)	Нормальные	$M = 170\,000 \text{ кгсм}$ $N = 5\,672 \text{ кг}$	$W_H^g = 570 \text{ см}^3$ $F_H = 35,03 \text{ см}^2$	$\sigma_{x1} = \frac{M}{W_H} + \frac{N}{F_H}$	560
	Касательные	$Q = 2\,515 \text{ кг}$	$F_H' = 26 \text{ см}^2$ (лист)	$\tau_x = \frac{Q}{F_H'}$	100
Верхний пояс (оконная кромка третьей панели)	Нормальные	$M = 190\,500 \text{ кгсм}$ $N = -5\,672 \text{ кг}$	$W_g^H = 670 \text{ см}^3$ $F_g = 42,4 \text{ см}^2$	$\sigma_{x2} = \frac{M}{W_g} + \frac{N}{F_g}$	-420
	Касательные	$Q = 2\,817 \text{ кг}$	$F_g' = 30,3 \text{ см}^2$ (лист)	$\tau_x = \frac{Q}{F_g'}$	90
Оконный простенок	Нормальные у правого нижнего угла	$M = 129\,480 \text{ кгсм}$	$W = 504 \text{ см}^3$	$\sigma_{y1} = \frac{M}{W}$	260
	Нормальные у правого верхнего угла	$M = 162\,470 \text{ кгсм}$	$W = 504 \text{ см}^3$	$\sigma_{y2} = \frac{M}{W}$	320
	Касательные	$Q = 3\,299 \text{ кг}$	$F' = 23,2 \text{ см}^2$	$\tau_y = \frac{Q}{F'}$	140
Правый нижний угол оконного проёма	Эквивалентные	—	—	$\sigma_{\Delta 1} = \sqrt{\sigma_{x1}^2 + 3\tau_y^2}$	610
	С учётом концентрации	—	—	$\sigma_1 = \kappa \sigma_{\Delta 1}$	1150
Правый верхний угол оконного проёма	Эквивалентные	—	—	$\sigma_{\Delta 2} = \sqrt{\sigma_{x2}^2 + 3\tau_y^2}$	485
	С учётом концентрации	—	—	$\sigma_2 = \kappa \sigma_{\Delta 2}$	915

Примечание. При определении эквивалентных напряжений согласно энергетической теории прочности по приведённой в табл. 12 формуле из двух нормальных напряжений  $\sigma_x$  и  $\sigma_y$ , действующих в сечениях простенка и пояса у угла, выбираются наибольшие. То же относится и к касательным напряжениям.



щего изгибающего момента и усилия, параметры сечения и формулы для определения напряжений, а также численные значения напряжений. Помимо этого для углов оконных проёмов учтены коэффициенты концентрации, которые для отношения радиуса закругления угла к ширине простенка  $\frac{r}{b} = 0,08$  составляют  $\kappa = 1,88$  (см. табл. 18 на стр. 723).

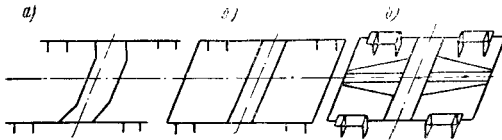
## РАСЧЁТ РАМ ТЕЛЕЖЕК ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

### Расчётная схема рамы

Схемы рам тележек пассажирских вагонов представляют собой пространственную статически неопределимую систему, состоящую из продольных и поперечных балок, жёстко связанных между собой. В некоторых случаях, например в тележке ЦВТК, продольные и поперечные балки дополнительно связаны системой раскосов. Обычно в рамах тележек имеются две продольные балки (боковины), две средние поперечные и две концевые. В некоторых типах тележек концевые балки не ставятся.

Примерные схемы рам тележек показаны на фиг. 25.

В некоторых случаях балки рамы имеют в своей конструкции достаточно сложные



Фиг. 25. Примерные схемы рам тележек: а—рама без концевых поперечных балок; б—рама с концевыми поперечными балками; в—рама тележки ЦВТК

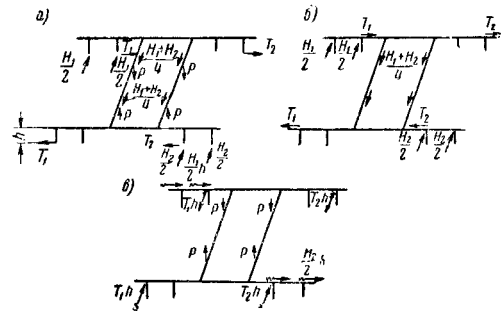
узлы, представляющие собой так же статически неопределимые системы. Такими узлами являются, например, надбуксовые участки (узлы) рамы. Эти узлы в расчётной схеме в отдельных случаях могут заменяться эквивалентными стержнями; при этом нагрузки, приложенные к самим узлам, должны быть перенесены на их концы. Способы замены такого узла эквивалентным стержнем и перенесения нагрузок рассмотрены ниже, в примере расчёта рамы.

Вид расчётной схемы рамы зависит от действующей на неё нагрузки, так как в зависимости от последней отдельные элементы рамы можно не учитывать или рассматривать закреплёнными различным образом.

В главе «Прочность вагонов» при составлении расчётной схемы рекомендуется использовать симметрию рамы относительно двух вертикальных плоскостей; при этом внешняя нагрузка раскладывается на четыре составляющие системы сил: 1) симметричную относительно обеих плоскостей, 2) антисимметричную относительно продольной и симметричную относительно поперечной плоскостей, 3) антисимметричную относительно попереч-

ной и симметричную относительно продольной плоскостей и 4) антисимметричную относительно обеих плоскостей (кососимметричную). Такое разложение внешней нагрузки позволяет в расчёте рассматривать только четверть часть рамы; действие остальных частей рамы на элементы рассматриваемой четверти заменяется соответствующими связями.

Для упрощения расчётных схем рекомендуется рассматривать отдельно действие на раму вертикальных и горизонтальных нагрузок. При этом если рама плоская, то все горизонтальные нагрузки переносятся в её плоскость, а полученные при перенесении этих нагрузок моменты учитываются в схемах вертикальных нагрузок. Если рама не плоская, то горизонтальные нагрузки рекомендуется также перенести в одну плоскость, в которой расположено большинство элементов рамы. Пример перенесения горизонтальных сил в плоскость рамы показан на фиг. 26.



Фиг. 26. Перенесение горизонтальных сил в плоскость рамы: а—схема приложения горизонтальных сил; б—силы, перенесённые в плоскость рамы; в—силы и моменты, приложенные в вертикальной плоскости

Симметричность рамы вместе с разложением внешних нагрузок на симметричные и антисимметричные составляющие и принцип перенесения горизонтальных нагрузок в одну плоскость позволяют рассматривать при расчёте плоской рамы восемь независимых расчётных схем, общий вид которых изображён для рамы с двумя продольными и четырьмя поперечными балками на фиг. 27. В случае неплоской рамы расчётные схемы для горизонтальных и вертикальных нагрузок одинаковы, но имеют соответственно большее число опорных связей. Четыре расчётные схемы для неплоской рамы изображены на фиг. 28. В этом случае упрощение расчёта отдельных схем получается только за счёт неучёта работы отдельных стержней и связей.

В качестве примера расчёта рамы тележки пассажирского вагона рассматривается плоская симметричная рама, имеющая две продольные, две средние поперечные и две концевые поперечные балки. Кроме того, эта рама имеет систему раскосов, усиливающих её в горизонтальной плоскости.

Продольная балка (боковина) состоит из двух швеллеров № 18, связанных сверху и снизу накладками, расположенными по всей длине балки, за исключением участков над буксами. На части этих участков швеллеры



чем остальные элементы рамы. Поэтому моменты инерции его сечений приняты бесконечно большими;

3) момент инерции при кручении сечений надбуксовых участков боковины (участки 3—5 и 5—6) указан для эквивалентного стержня. Определение этого момента инерции приводится ниже;

4) изгибно-крутильная характеристика сечения элементов с незамкнутым профилем определена по формуле

$$k = \sqrt{\frac{GI_d}{EI_\omega}} \frac{1}{\text{см}}, \quad (39)$$

где  $G$  и  $E$  — модули упругости в  $\text{кг/см}^2$ ;  
 $I_d$  — момент инерции при кручении в  $\text{см}^4$ ;  
 $I_\omega$  — секториальный момент инерции в  $\text{см}^6$ .

#### Определение момента инерции эквивалентного стержня

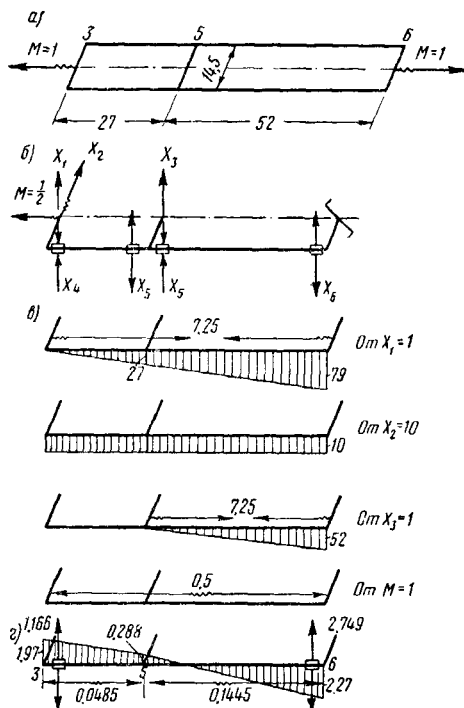
В принятой на фиг. 29 расчётной схеме рамы участок надбуксового узла 3—6, при работе его на кручение, целесообразно заменить эквивалентным стержнем. Под эквивалентным стержнем понимается прямой стержень постоянного сечения, который скручивается единичными моментами, приложенными к его концам на тот же угол, что и весь надбуксовый узел в случае приложения к нему тех же моментов. Введение такого стержня в схему рамы значительно упрощает расчёт, так как уменьшает число лишних неизвестных (в данном примере на семь).

Расчётная схема надбуксового узла в случае приложения к нему единичных крутящих моментов изображена на фиг. 30, а.

Параметры сечений этой расчётной схемы приведены в табл. 14.

Выбранная основная система (фиг. 30, б) содержит шесть лишних неизвестных, из которых  $X_1$ ,  $X_2$  и  $X_3$  являются поперечными си-

лами и крутящими моментами в сечениях концевых узлов и перемычки, расположенных по оси симметрии, а  $X_4$ ,  $X_5$  и  $X_6$  являются бимоментами в продольных элементах.



Фиг. 30. К определению эквивалентного стержня надбуксового участка рамы: а — расчётная схема; б — основная система; в — эпюры изгибающих и крутящих моментов от единичных значений неизвестных и внешнего крутящего момента; г — суммарная эпюра изгибающих и крутящих моментов и бимоментов

Эпюры от первых трёх неизвестных и внешнего момента  $M = 1 \text{ кгсм}$  построены на фиг. 30, в. На перемычках эпюры не строят,

Таблица 14

Параметры сечений расчётной схемы надбуксового участка рамы<sup>1</sup>

№ элемента	Сечение элемента	Моменты инерции в $\text{см}^4$		Эпюра главных секториальных координат $\omega$ в $\text{см}^2$	Секториальный момент инерции $I_\omega$ в $\text{см}^6$	Изгибно-крутильная характеристика $k$ в $\frac{1}{\text{см}}$ по формуле (39)	Момент сопротивления $W_x$ в $\text{см}^3$
		$I_x$	$I_d$				
3—5		1 370	10,5		5 293	0,0275	153
5—6		2 310	106		14 700	0,0523	$\frac{300}{223}$

<sup>1</sup> Определение секториальных характеристик сечения приведено в книге «Вагоны» под ред. М. В. Винокурова. Трапезелддориздат 1919, стр. 275—278

так как в дальнейшем деформацию их не учитывают. Не строят также и эпюры от бимоментов, так как они не нужны для вычисления перемещений.

При определении перемещений по методу сил от внешнего момента и первых трёх неизвестных по их направлениям пользуются формулой

$$\delta_{ki} = \frac{1}{E} \sum_0^l \left( \frac{M_{ui} M_{uk}}{I_x} ds + \frac{1}{G} \sum \frac{M_{ki} M_{kk}}{I_d} \right), \quad (40)$$

где  $M_{ui}$   $M_{uk}$  — ординаты изгибающих моментов;

$M_{ki}$   $M_{kk}$  — ординаты крутящих моментов.

Вычисление интегралов, входящих в формулу (40), производится по табл. 2.

Численные значения этих перемещений для рассматриваемого примера следующие:

$$\left. \begin{aligned} E\delta_{11} &= 495,6; & E\delta_{12} &= 14,591; \\ E\delta_{13} &= 103,78; & E\delta_{22} &= 4,222; \\ E\delta_{23} &= 5,853; & E\delta_{33} &= 87,98; \\ E\delta_{M1} &= -29,14; & E\delta_{M2} &= 0; \\ E\delta_{M3} &= -4,668. \end{aligned} \right\} \quad (41)$$

Для определения перемещений от внешней нагрузки и неизвестных по направлению  $X_4$ ,  $X_5$  и  $X_6$  применяются следующие формулы:

1) перемещение от единичного бимомента по его направлению

$$\delta_{ii} = \frac{\kappa}{GI_d} \cdot \frac{\text{ch } \kappa l}{\text{sh } \kappa l}; \quad (42)$$

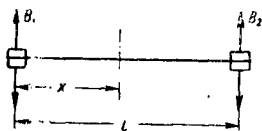
2) перемещение от единичного бимомента, приложенного к одному концу стержня, по направлению бимомента, приложенного к другому концу стержня,

$$\delta_{ik} = \frac{\kappa}{GI_d} \cdot \frac{1}{\text{sh } \kappa l}; \quad (43)$$

3) перемещение от единичного бимомента по направлению крутящих моментов, приложенных к концам стержня,

$$\delta_{ik} = \frac{1}{GI_d}. \quad (44)$$

В формулах (42) — (44) принято (положительное направление бимоментов такое, как изображено на фиг. 31. За положительное направление крутящего момента следует принимать такое, при котором его векторы, приложенные к концам стержня, направлены, так



Фиг. 31. К определению знака бимомента

же, как векторы нагрузок, сжимающих этот стержень.

Численные значения соответствующих перемещений, определённых по формулам (42) — (44), для данного примера следующие:

$$\left. \begin{aligned} E\delta_{14} &= -1,8125; & E\delta_{15} &= 1,633 \\ E\delta_{16} &= 0,1795; & E\delta_{24} &= E\delta_{25} = E\delta_{26} = 0 \\ E\delta_{34} &= 0; & E\delta_{35} &= -0,1795; & E\delta_{36} &= 0,1795 \\ E\delta_{44} &= 0,0109; & E\delta_{45} &= -0,00846 \\ E\delta_{46} &= 0; & E\delta_{55} &= 0,0122; & E\delta_{56} &= \\ &= -0,0001712; & E\delta_{66} &= 0,0013 \\ E\delta_{M4} &= 0,125; & E\delta_{M5} &= -0,1126 \\ & & E\delta_{M6} &= -0,0124. \end{aligned} \right\} \quad (45)$$

В перемещениях (41) и (45) первый индекс указывает усилие, от которого определяется перемещение, второй индекс — усилие, по направлению которого оно определяется.

Для удобства все перемещения умножены на модуль упругости  $E$ .

Система канонических уравнений, определяющая неизвестные усилия, в данном случае имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} 495,6 X_1 + 14,591 X_2 + 103,78 X_3 - \\ - 1,8125 X_4 + 1,633 X_5 + \\ + 0,1795 X_6 = 29,14 \\ 14,591 X_1 + 4,222 X_2 + 5,853 X_3 = 0 \\ 103,78 X_1 + 5,853 X_2 + 87,98 X_3 - \\ - 0,1795 X_5 + 0,1795 X_6 = 4,668 \\ - 1,8125 X_1 + 0,0109 X_4 - \\ - 0,00846 X_5 = -0,125 \\ 1,633 X_1 - 0,1795 X_3 - 0,00846 X_4 + \\ + 0,0122 X_5 - 0,0001712 X_6 = 0,1126 \\ 0,1795 X_1 + 0,1795 X_3 - \\ - 0,0001712 X_5 + 0,0013 X_6 = 0,0124. \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

Решение этой системы по способу Гаусса<sup>1</sup> приводит к следующим значениям неизвестных:

$$\begin{aligned} X_1 &= 0,0623 \text{ кг}; & X_2 &= -0,1968 \text{ кгсм}; & X_3 &= - \\ & & & - 0,0132 \text{ кг}; & X_4 &= -1,166 \text{ кгсм}^2; \\ X_5 &= -0,0694 \text{ кгсм}^2; & X_6 &= 2,749 \text{ кгсм}^2. \end{aligned}$$

Ординаты суммарной эпюры вычисляют путём суммирования ординат эпюры от внешней нагрузки с произведениями ординат эпюр в основной системе от единичных значений неизвестных на соответствующие значения этих неизвестных. Полученная таким образом суммарная эпюра надбуксового участка от единичного значения крутящего момента, приложенного к его концам, построена на фиг. 30, г.

Угол закручивания надбуксового участка от единичного значения крутящего момента

$$\theta = \sum_0^l \int \frac{M_{u\gamma} M_{uM} ds}{E I_x} + \sum \frac{M_{\kappa\gamma} M_{\kappa M} l_i}{G I_d} + \sum \frac{M_{\kappa M} B_{\gamma}}{G I_d}, \quad (47)$$

<sup>1</sup> Порядок решения системы — см. приведённый выше пример (табл. 8 и 9).

где  $M_{u\Sigma}$ ,  $M_{k\Sigma}$  и  $B_{\Sigma}$  — соответственно изгибающий и крутящий моменты и бимомент в суммарной эпюре (фиг. 30, г);  
 $M_{uM}$ ,  $M_{kM}$  — соответственно изгибающий и крутящий моменты в основной системе от внешней нагрузки (фиг. 30, в).

Суммирование распространяется на обе ветви буксового узла.

Производя вычисления по формуле (47), получим

$$0 = \frac{0,1632}{E}. \quad (48)$$

Сравнение полученного угла закручивания с выражением угла закручивания прямого стержня длиной  $l$ , равной длине надбуксового участка, позволяет определить момент инерции при кручении эквивалентного стержня:

$$I_{d\sigma} = \frac{l}{G\theta} = \frac{79 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^5 \cdot 0,1632} = 1\,270 \text{ см}^4. \quad (49)$$

Таким образом прямой стержень с моментом инерции  $I_{d\sigma}$  в расчёте рамы тележки заменяет надбуксовый участок в случае действия на него крутящих моментов, приложенных по концам.

Для того чтобы в дальнейшем, после определения внутренних усилий в раме, по полученным в эквивалентном стержне крутящим моментам установить напряжения в сечениях элементов надбуксового участка, предварительно вычисляют напряжения от единичного значения этого момента. В частности, нормальные напряжения

$$\sigma = \frac{M_{u\Sigma}}{W} + \frac{B_{\Sigma} \omega}{I_{\omega}} \text{ кг/см}^2, \quad (50)$$

где  $M_{u\Sigma}$  и  $B_{\Sigma}$  — ординаты изгибающего момента и бимомента, приведённые на фиг. 30, г.

Вычисление напряжений в элементах надбуксового участка от единичного значения крутящего момента, приложенного к его концам, приведено в табл. 15.

### Перенесение нагрузок с участка, заменённого эквивалентным стержнем

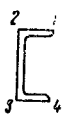
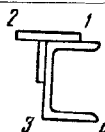
При введении эквивалентного стержня в систему рамы на его концы следует перенести соответствующие нагрузки, приложенные к участку, заменённому эквивалентным стержнем. Такой нагрузкой в рассматриваемом примере рамы является только момент, приложенный к буксовой лапе и скручивающий надбуксовый участок.

Для определения нагрузок, перенесённых на концы эквивалентного стержня, заменяемый участок рамы рассматривается полностью заделанным по концам. При этом реакции заделки представляют собой перенесённые нагрузки. В данном примере надбуксового участка схема для определения перенесённых нагрузок изображена на фиг. 32, а. Параметры элементов этой схемы приведены в табл. 14. Основная система изображена на фиг. 32, б. Эпюры от единичных значений неизвестных моментов и внешней нагрузки построены на фиг. 32, в. Перемещения основной системы от единичных значений внешней нагрузки и неизвестных по направлению последних, определённые по формулам (40) и (42)–(44), имеют следующие значения:

$$\begin{aligned} E\delta_{11} &= 87,977; & E\delta_{12} &= 36,09; \\ E\delta_{13} &= -9,336; & E\delta_{14} &= -5,853; \\ E\delta_{15} &= 0; & E\delta_{16} &= -0,1795; \\ E\delta_{17} &= 0,1795; & E\delta_{1M} &= 4,668; \\ E\delta_{22} &= 73,09; & E\delta_{23} &= 0; & E\delta_{24} &= -14,591; \\ E\delta_{25} &= E\delta_{26} = E\delta_{27} &= 0; & E\delta_{2M} &= 0; \\ E\delta_{33} &= 8,038; & E\delta_{34} &= 0; & E\delta_{35} &= 0,25; \\ E\delta_{36} &= -0,225; & E\delta_{37} &= -0,0248; \\ E\delta_{3M} &= -0,644; & E\delta_{44} &= 4,222; \\ E\delta_{45} &= E\delta_{46} = E\delta_{47} &= 0; & E\delta_{4M} &= 0; \\ E\delta_{55} &= 0,0109; & E\delta_{56} &= -0,00846; \\ E\delta_{57} &= 0; & E\delta_{5M} &= 0; & E\delta_{66} &= 0,0122; \\ E\delta_{67} &= -0,0001712; & E\delta_{6M} &= -0,0124; \\ E\delta_{77} &= 0,0013; & E\delta_{7M} &= 0,0124. \end{aligned}$$

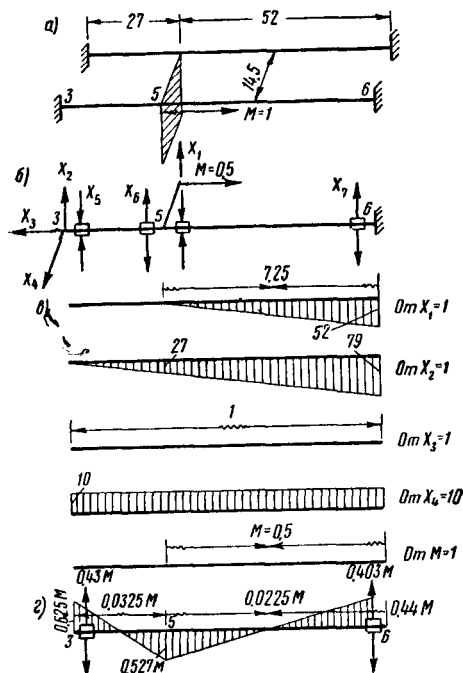
По данным перемещениям составляется система канонических уравнений, подобная

Таблица 15  
Напряжения в сечениях надбуксового участка рамы от крутящего момента  $M_K \approx 1 \text{ кгсм}$ , приложенного к его концам

№ сечения рамы	Эскиз половины сечения	Точка сечения	$\sigma_x = \frac{M_{u\Sigma}}{W}$ в кг/см <sup>2</sup>	$\tau_{\omega} = \frac{B_{\Sigma} \omega}{I_{\omega}}$ в кг/см <sup>2</sup>	$\sigma = \sigma_x + \sigma_{\omega}$ в кг/см <sup>2</sup>
3		1	$\pm 12,75 \cdot 10^{-3}$	$-8,15 \cdot 10^{-3}$	$\pm 4,60 \cdot 10^{-3}$
		2		$\pm 3,70 \cdot 10^{-3}$	$\pm 16,45 \cdot 10^{-3}$
		3		$-3,70 \cdot 10^{-3}$	$\pm 16,45 \cdot 10^{-3}$
		4		$\pm 8,15 \cdot 10^{-3}$	$\mp 4,60 \cdot 10^{-3}$
6		1	$\mp 7,56 \cdot 10^{-3}$	$-5,68 \cdot 10^{-3}$	$\mp 1,88 \cdot 10^{-3}$
		2		$-5,69 \cdot 10^{-3}$	$\pm 13,25 \cdot 10^{-3}$
		3	$\pm 10,12 \cdot 10^{-3}$	$\pm 3,81 \cdot 10^{-3}$	$\pm 13,93 \cdot 10^{-3}$
		4		$-10,72 \cdot 10^{-3}$	$\mp 0,60 \cdot 10^{-3}$

системе (46). Решение этой системы определяет следующие значения неизвестных (при  $M=1 \text{ кгсм}$ ):

$$\begin{aligned} X_1 &= -0,0613 \text{ кг}; & X_2 &= 0,0427 \text{ кг}; \\ X_3 &= 0,0323 \text{ кгсм}; & X_4 &= 0,0625 \text{ кгсм}; \\ X_5 &= -0,430 \text{ кгсм}^2; & X_6 &= 0,410 \text{ кгсм}^2; \\ X_7 &= -0,403 \text{ кгсм}^2. \end{aligned}$$



Фиг. 32. К определению перенесения нагрузок на концы эквивалентного стержня: а—расчётная схема; б—основная система; в—эпюры изгибающих и крутящих моментов от единичных значений неизвестных и внешней нагрузки в основной системе; г—суммарная эпюра изгибающих и крутящих моментов и бимоментов

Полученные значения неизвестных позволяют определить перенесённые нагрузки, а также построить суммарную эпюру изгибаю-

щих и крутящих моментов и бимоментов для принятой расчётной схемы. Суммарная эпюра для этой схемы построена на фиг. 32, г. Величины крутящих моментов, перенесённых на концы надбуксового участка, при моменте  $M$ , приложенном к буксовой лапе, составляют:

$$\begin{aligned} M_3 &= (2X_3 + 14,5 X_2) M = 0,7 M \\ M_6 &= M - M_3 = 0,3 M \end{aligned} \quad (51)$$

соответственно для узлов 3 и 6 схемы рамы (фиг. 29).

Для того чтобы от перенесения нагрузок не изменилось напряжённое состояние элементов действительной схемы рамы (фиг. 29), следует к напряжениям, полученным при расчёте рамы с эквивалентным стержнем, прибавить напряжения, определённые для схемы заделанного по концам участка, заменённого эквивалентным стержнем. Последние напряжения определяют по формуле (50) по значениям моментов и бимоментов суммарной эпюры (фиг. 32, г). Численные значения напряжений от момента  $M=1 \text{ кгсм}$ , приложенного к буксовой лапе, для узловых сечений надбуксового участка определены в табл. 16.

При определении напряжений в табл. 15 и 16 в формулу (50) подставлялись значения бимоментов, установленных для концов соответствующих стержней, т. е. равных найденным значениям соответствующих неизвестных системы. Если имеется необходимость определить напряжения в других сечениях элементов, то в формулу (50) следует подставить, помимо соответствующего значения изгибающего момента, значения бимоментов, определяемого по формуле

$$B = \frac{B_1 \operatorname{sh} k(l-x)}{\operatorname{sh} kl} - \frac{B_2 \operatorname{sh} kx}{\operatorname{sh} kl}, \quad (52)$$

где  $B_1$  и  $B_2$  — бимоменты на концах стержня (см. фиг. 31);

$l$  — длина стержня между точками приложения бимоментов  $B_1$  и  $B_2$ ;

$x$  — расстояние до рассматриваемого сечения стержня от точки приложения бимоментов  $B_1$ .

Таблица 16

Напряжения в сечениях надбуксового участка рамы от момента  $M=1 \text{ кгсм}$ , приложенного к буксовой лапе

№ сечения рамы	Эскиз половины сечения	Точки сечения	$\sigma_x = \frac{M_{из}}{W}$ в $\text{кг/см}^2$	$\sigma_\omega = \frac{B_\omega}{I_\omega}$ в $\text{кг/см}^2$	$\sigma = \sigma_x + \sigma_\omega$ в $\text{кг/см}^2$
3		1	$\pm 4,09 \cdot 10^{-3}$	$\mp 3,00 \cdot 10^{-3}$	$\pm 1,09 \cdot 10^{-3}$
		2		$\pm 1,36 \cdot 10^{-3}$	$\pm 5,45 \cdot 10^{-3}$
		3		$\mp 1,36 \cdot 10^{-3}$	$\mp 5,45 \cdot 10^{-3}$
		4		$\pm 3,00 \cdot 10^{-3}$	$\mp 1,09 \cdot 10^{-3}$
6		1	$\pm 1,46 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,83 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,63 \cdot 10^{-3}$
		2		$\pm 0,83 \cdot 10^{-3}$	$\pm 2,29 \cdot 10^{-3}$
		3		$\mp 0,57 \cdot 10^{-3}$	$\mp 2,53 \cdot 10^{-3}$
		4		$\pm 1,57 \cdot 10^{-3}$	$\mp 0,39 \cdot 10^{-3}$

### Определение внутренних усилий и напряжений в раме

Рама тележки несамостоятельного пассажирского вагона рассчитывается на одновременное действие следующих нагрузок:

- 1) статической нагрузки (собственный вес частей вагона, опирающихся на раму, включая вес самой рамы, и вес полезной нагрузки);
- 2) вертикальной динамической нагрузки;
- 3) нагрузки, обусловленной действием боковых сил (центробежная сила и давление ветра);
- 4) вертикальной кососимметричной нагрузки;
- 5) горизонтальной нагрузки, возникающей от взаимодействия колёс с рельсами при движении в кривой (силы трения и направляющие усилия);
- 6) силы, возникающей при торможении<sup>1</sup>.

Все нагрузки, действующие на раму, схема которой приведена на фиг. 29, передаются на неё через пружины надбуксового подвешивания (точки 4 и 7), через буксовые лапы (укреплённые в точках 5 и 6а) и через подвески люльки (на расстоянии 30,5 см от продольной балки).

Так как рассчитываемая рама плоская и имеет две плоскости симметрии, то внешнюю нагрузку целесообразно разбить на восемь схем, соответствующих восьми расчётным схемам, подобным изображённым на фиг. 27. Внутренние усилия для этих схем определяют методом сил.

В зависимости от характера нагрузки в каждой схеме учтены различные соединения элементов между собой, вследствие чего при расчёте этих схем учитывают не все возможные деформации их элементов. В частности, система раскосов, соединяющих балки рамы, учитывается только в кососимметричной схеме горизонтальных нагрузок; в схемах горизонтальных нагрузок продольные деформации стержней принимают равными нулю.

При указанных допущениях и при введении в расчётные схемы от вертикальных нагрузок вместо надбуксового участка боковины эквивалентного на кручение стержня можно следующим образом характеризовать статическую неопределимость каждой расчётной схемы:

- 1) вертикальная симметричная схема имеет одно лишнее неизвестное, в качестве которого выбирают изгибающий момент в заделке концевой балки;
- 2) вертикальная кососимметричная схема имеет пять лишних неизвестных, в качестве которых выбирают крутящие моменты в заделках продольной и поперечных балок и бимоменты в узлах соединения поперечных балок с продольной. При этом считается, что средняя поперечная балка состоит из двух параллельных ветвей (швеллеров), расположенных по одной оси;
- 3) вертикальная антисимметричная относительно продольной плоскости схема имеет одно

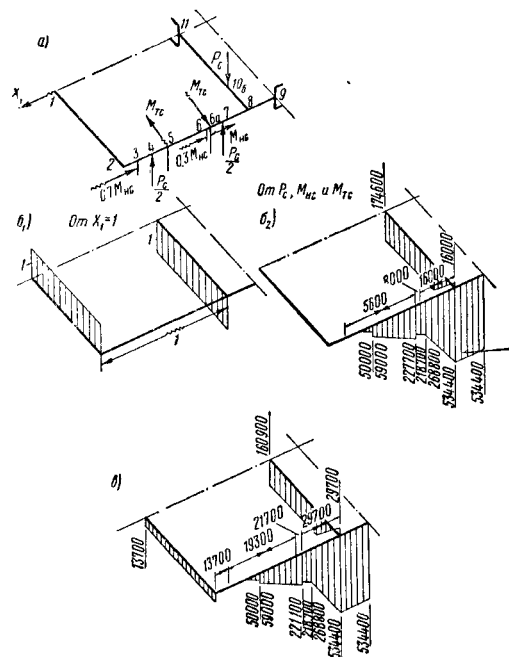
лишнее неизвестное, которое выбирают в опорном закреплении средней поперечной балки;

4) вертикальная антисимметричная относительно поперечной плоскости схема имеет два лишних неизвестных, которые также выбирают в опорных креплениях поперечных балок;

5) горизонтальная симметричная схема имеет четыре лишних неизвестных, три из которых выбирают в опорных креплениях поперечных балок, а четвёртое групповое неизвестное выбирают в сечениях продольных элементов надбуксового узла в месте присоединения буксовой лапы;

6) горизонтальная кососимметричная схема имеет шесть лишних неизвестных, из которых одно выбирают в опорном закреплении концевой поперечной балки, одно — в опорном закреплении одной из ветвей средней поперечной балки, одно — в перемычке, соединяющей ветви поперечной балки, два — в раскосах, соединяющих балки рамы, и одно, групповое, — в сечении продольных элементов надбуксового узла. В отличие от всех остальных схем в данном случае каждая из ветвей поперечной балки рассматривается работающей самостоятельно. Раскосы в этой схеме считаются шарнирно присоединёнными к балкам рамы;

7) горизонтальная антисимметричная относительно продольной плоскости схема имеет три лишних неизвестных, из которых два



Фиг. 33. К расчёту симметричной схемы вертикальных нагрузок: а — основная система; б — эпюры от единичного значения неизвестного  $X_1$  и от внешней нагрузки в основной системе; в — суммарная эпюра. Величины усилий:

$$P_c = 6\,250 \text{ кг}; M_{TC} = \frac{(H_2 - H_1)}{8} h = 8\,000 \text{ кгс.м};$$

$$M_{TC} = \frac{T_1 + T_2}{4} h = 9\,000 \text{ кгс.м}$$

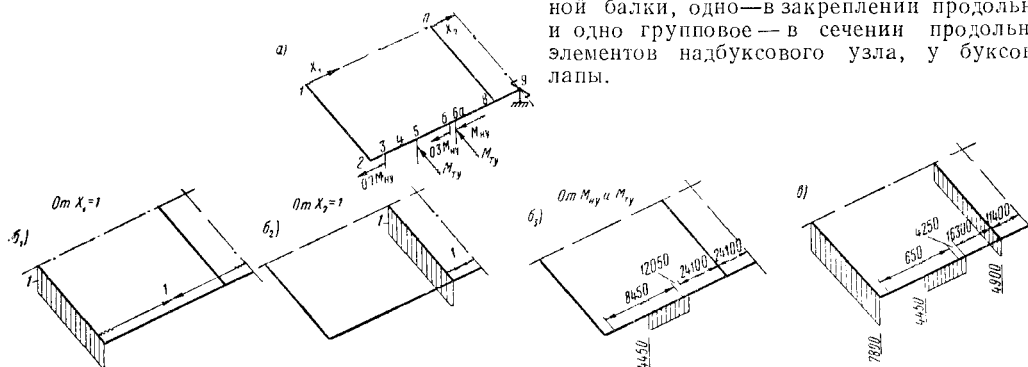
<sup>1</sup> В данном примере силы от тормозной системы не учитываются ввиду малости напряжений от них во всех основных элементах рамы. От этих сил следует определять напряжения только в раскосах рамы, к которым прикреплены мёртвые точки тормоза. В этом случае эти раскосы можно считать шарнирно присоединёнными к поперечным балкам.





выбирают в закреплениях поперечных балок, а третье, групповое, — в сечении продольных элементов надбуксового узла у буксовой лапы;

8) горизонтальная антисимметричная относительно поперечной плоскости схема имеет четыре линейных неизвестных, из которых два выбирают в закреплении концевой поперечной балки, одно — в закреплении продольной и одно групповое — в сечении продольных элементов надбуксового узла, у буксовой лапы.

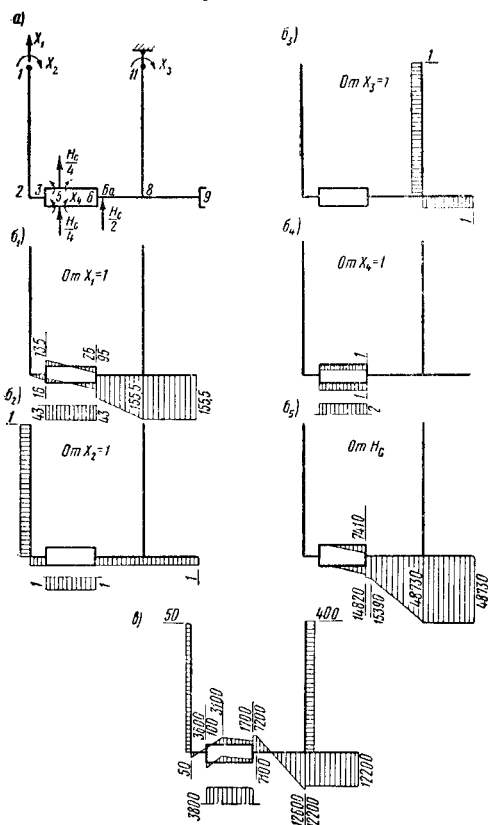


Фиг. 36. К расчёту антисимметричной относительно поперечной плоскости симметрии схемы вертикальных нагрузок: а — основная система; б — эпюры от единичного значения неизвестного  $X_1$  и от внешней нагрузки в основной системе; в — суммарная эпюра.

Величины усилий:

$$M_{Hy} = \frac{H_1 + H_2}{8} h = 12\,100 \text{ кгсм};$$

$$M_{Ty} = \frac{T_1 - T_2}{4} h = 4\,500 \text{ кгсм}$$



Фиг. 37. К расчёту симметричной схемы горизонтальных нагрузок: а — основная система; б — эпюры от единичных значений неизвестных  $X_1$  и от внешней нагрузки в основной системе; в — суммарная эпюра.

Величины усилий:

$$H_c = \frac{H_1 + H_2}{4} = 570 \text{ кг}$$

Все вертикальные схемы образованы осевыми линиями, проходящими через центры изгиба сечений элементов рамы, и все горизонтальные схемы — осевыми линиями, проходящими через их центры тяжести.

Основные системы всех восьми схем с выбранными лишними неизвестными и с действующими на них нагрузками изображены на фиг. 33—40. Численные значения каждой нагрузки указаны на соответствующих схемах. Эти величины определены по соответствующим расчётам в зависимости от внешних нагрузок, действующих на тележку (см. стр. 676—680). На схемах обозначено:

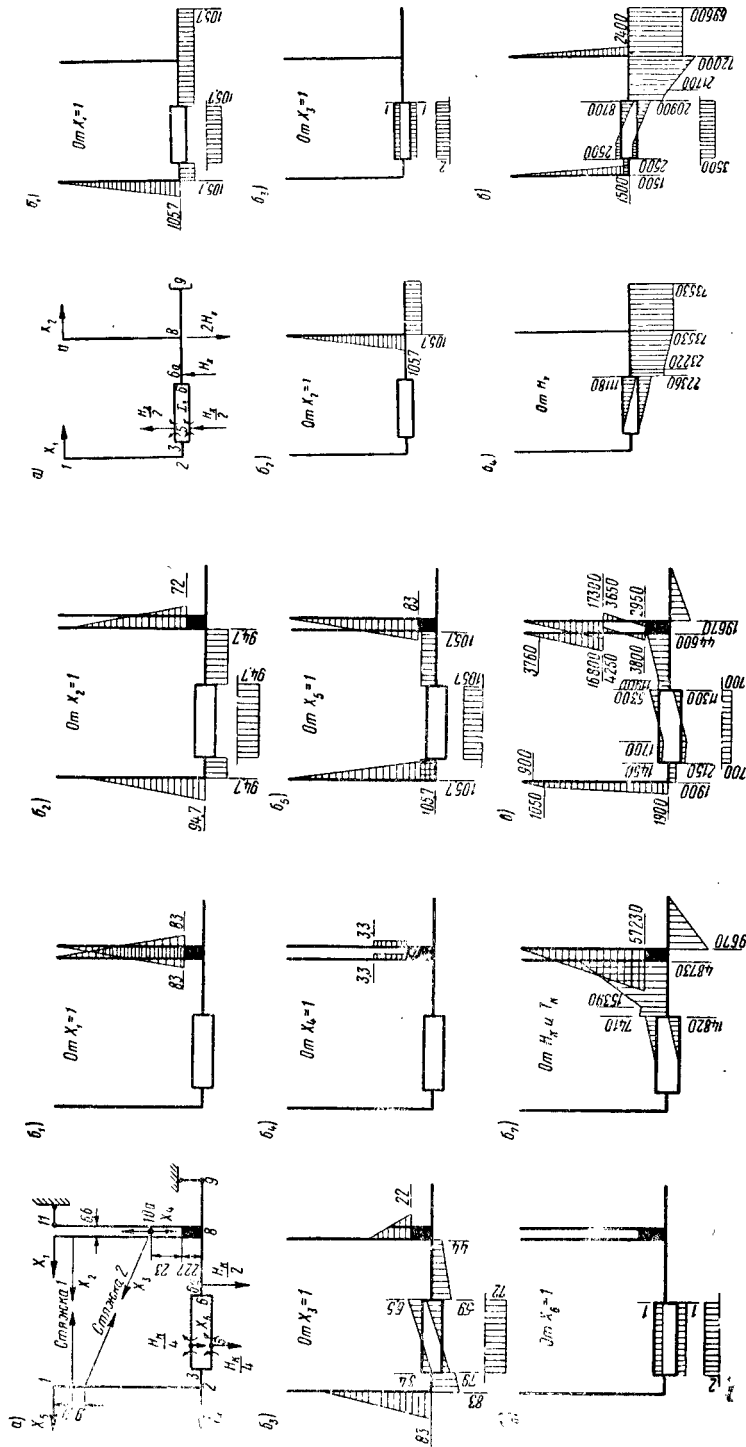
$P_c$  — вертикальная симметричная нагрузка на одну буксу, определяемая весом соответствующих частей вагона брутто и вертикальной динамической нагрузкой;

$P_k$  — вертикальная кососимметричная нагрузка, приходящаяся на одну буксу;

$P_{bx}$  — вертикальная нагрузка, приходящаяся на одну буксу от действия боковых сил;

$H_1, H_2, T_1$  и  $T_2$  — соответственно поперечные и продольные горизонтальные силы, приложенные к буксовым лапам (на расстоянии  $h$  от плоскости рамы) и обусловленные действием боковых сил и сил взаимодействия колёс с рельсами.

В данном примере расчёта в соответствии с имеющимися в буксах поперечными зазорами поперечные усилия  $H_1$  и  $H_2$  передаются только на буксовые лапы, расположенные по одной диагонали тележки. Продольные усилия  $T_1$  и  $T_2$  приложены к буксовым лапам



Фиг. 39. К расчёту антисимметричной относительно продольной плоскости симметрии схемы горизонтальных нагрузок: а—основная система; б—эпюры от единичных значений неизвестных  $X_i$  и от внешней нагрузки в основной системе; в—суммарная величины усилий.

$$H_x = \frac{H_1 + H_2}{8} = 430 \text{ кг}$$

Фиг. 38. К расчёту коссимметричной схемы горизонтальных нагрузок: а—основная система; б—эпюры от единичных значений неизвестных  $X_i$  и от внешней нагрузки в основной системе; в—суммарная величины усилий.

$$H_k = \frac{H_3 - H_1}{4} = 570 \text{ кг};$$

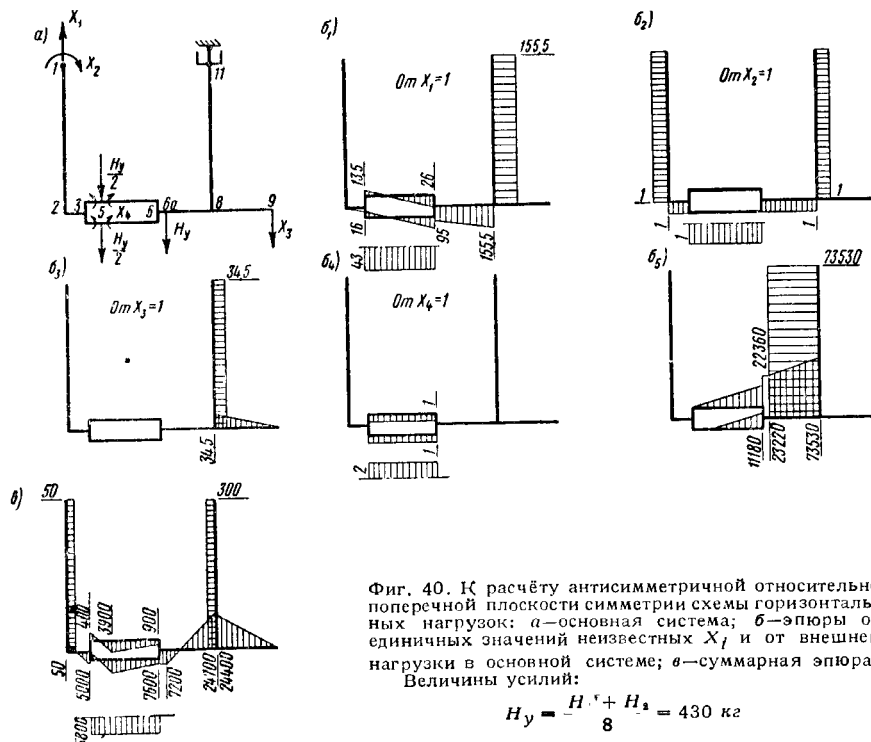
$$T_k = \frac{T_1 + T_2}{2} = 638 \text{ кг}$$

соответственно передней и задней колёсных пар, при этом загруженными являются внешние лапы, расположенные по одной диагонали рамы, и внутренние лапы—по другой диагонали. Приложение нагрузок  $H_1$ ,  $H_2$ ,  $T_1$  и  $T_2$  соответствует схеме, изображённой на фиг. 26. Так как в расчёте допускается перенесение продольных сил вдоль оси прямолинейных элементов, то внешние силы,

Интегралы в формуле (59) вычисляют по табл. 2.

Лишние неизвестные определяют, решая системы канонических уравнений, подобных системе (46). Эти вычисления в данном примере расчёта опущены.

Суммарные эпюры изгибающих и крутящих моментов и значения бимоментов, определённые по неизвестным, найденным в результате



Фиг. 40. К расчёту антисимметричной относительно поперечной плоскости симметрии схемы горизонтальных нагрузок: а—основная система; б—эпюры от единичных значений неизвестных  $X_i$  и от внешней нагрузки в основной системе; в—суммарная эпюра.

Величины усилий:

$$H_y = \frac{H_1 + H_2}{8} = 430 \text{ кг}$$

взаимно уравновешивающиеся на продольных балках, на схемах (фиг. 33, а — 40, а) не показаны.

Поскольку на всех схемах вертикальных нагрузок вместо надбуксового участка боковин введён эквивалентный стержень, то на этих схемах внешний момент от поперечных сил  $H$ , приложенный к буксовой лапе, перенесён на концы указанного участка в соответствии с формулой (51).

На фиг. 33, а — 40, б изображены эпюры от единичных значений неизвестных и внешней нагрузки во всех восьми основных схемах рамы. При построении эпюр следует предварительно определить реакции опорных закреплений от единичного значения каждого неизвестного и внешней нагрузки. Эти реакции определяют обычными условиями равновесия жёсткого тела.

Перемещения основных систем от единичных значений неизвестных и внешней нагрузки в общем случае определяют по формулам (42) — (44) и по формуле

решения систем канонических уравнений, изображены на фиг. 33, в — 40, в.

В табл. 17—24 вычислены нормальные напряжения от каждой из восьми схем нагружения рамы в характерных сечениях её основных элементов. Напряжения во всех элементах, за исключением надбуксовых участков боковин, в общем случае определяют по формуле

$$\sigma = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} + \frac{N}{F} + \frac{B}{I_\omega} \omega, \quad (60)$$

где  $M_x$  и  $M_y$  — изгибающие моменты в кгсм;

$N$  — продольное усилие в кг;

$B$  — бимомент в сечениях поперечных балок;

$W_x, W_y, F, I_\omega$  и  $\omega$  — соответственно моменты сопротивления, площадь сечения, секториальный момент инерции и главная секториальная координата.

$$\delta_{ik} = \sum \int_0^{l_i} \frac{M_{ui} M_{uk}}{EI} ds + \sum \frac{N_i N_k}{EF} l_i + \sum \frac{M_{ki} M_{kk}}{GI_\omega} l_i. \quad (59)$$

Нормальные напряжения в элементах надбуксовых участков (сечения 3 и 6) вычислены умножением напряжения  $\sigma$ , приведённых в табл. 15, на значение крутящего момента  $M_K$  в эквивалентном стержне и умножением напряжений  $\sigma$ , приведённых в табл. 16, на значение момента  $M_H$  от поперечных сил, приложенных к буксовой лапе.

Полученные в табл. 17—24 величины напряжений от отдельных схем нагружения просуммированы в табл. 25.

### РАСЧЁТ БОКОВИН ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Почти все четырёхосные грузовые вагоны имеют тележки с боковыми рамами (боковинами), которые являются основными несущими элементами тележки, передающими нагрузки от обрессоренных частей вагона колёсным парам. Две боковины тележки связаны между собой через буксы осями колёсных пар и через рессоры—надрессорными балками тележки. Кроме того, у многих

тележек боковины дополнительно соединены поперечной связью.

По конструкции боковины различаются на поясные и литые; последние иногда выполняются за одно целое с буксами.

### Расчёт поясной боковины

Расчётная схема поясной боковины при расчёте её на вертикальную нагрузку представляет собой раму, состоящую из трёх неразрезных поясов, которые заделаны в буксах. Между собой пояса шарнирно соединены болтами колонок. Внешняя вертикальная нагрузка приложена к нижнему поясу по концам распределительной балочки и уравнивается реакциями букс, которые в схеме приняты в виде жёстких дисков.

Расчётная схема поясной боковины показана на фиг. 41, а.

При расчёте принятой схемы вначале определяются продольные усилия в стержнях. При этом предполагается, что все стержни шарнирные, а нагрузки, приложенные к нижнему поясу, перенесены в узлы 2 и 2'. Про-

Таблица 17

Нормальные напряжения от вертикальной симметричной нагрузки

Элемент рамы	Сечение	Точки сечения	Моменты в кгсм			$W_x$ в см <sup>3</sup>	Напряжения в кг/см <sup>2</sup>				Эскиз сечения
			$M_x$	$M_K$	$M_{HC}$		$\frac{M_x}{W_x} = \sigma_x$	$\sigma_{MK}$	$\sigma_{MHC}$	$\sigma_\Sigma$	
Концевая поперечная балка	2а	1—2	13 700	—	—	152	—90	—	—	—90	
		3—4					90	—	—	90	
Средняя поперечная балка	10а	1—2	160 900	—	—	304	—530	—	—	—530	
		3—4					530	—	—	530	
Боковина	7	1—2 3—4	263 800	—	—	824	—325 325	— —	— —	—325 325	
	8	1—2 3—4	534 400	—	—	824	—650 650	— —	— —	—650 650	
Надбуксовый узел	3	1 и 1'	0	19 300	8 000	—	0	± 90	± 10	± 80	
		2 и 2'					0	± 320	± 15	± 275	
	6	3 и 3'					0	± 320	± 15	± 275	
		4 и 4'					0	± 90	± 10	± 80	
		1'	221 000	19 300	8 000	600	—370	± 35	± 5	—330	
		2'					—370	± 255	± 20	—410	
		3'				448	495	± 270	± 20	—95	
		4'					495	± 10	± 5	—615	

Примечание. Верхние знаки напряжений—для наружной ветви, нижние знаки—для внутренней ветви сечения.

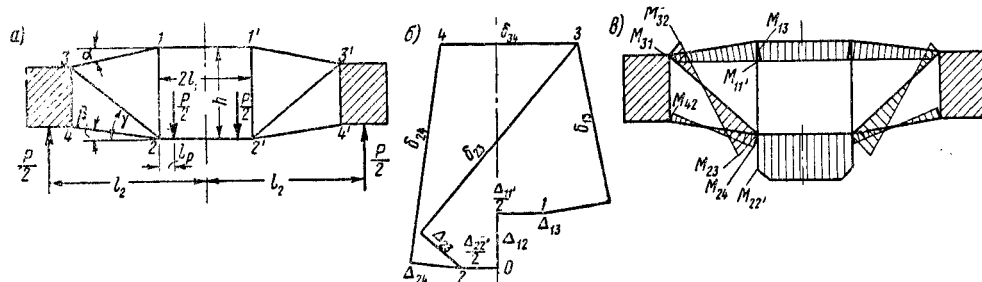
Таблица 18

Нормальные напряжения от вертикальной кососимметричной нагрузки

Элемент рамы	Сечение	Точка сечения	От $P_K$				От $M_{HK}$ и $M_{TK}$				$W_x$ в $cm^3$	$I_{\omega}$ в $cm^4$	$\sigma_x = \frac{Mx}{Wx}$ в $kg/cm^2$		$\sigma_{MK}$ в $kg/cm^2$		$\sigma_{10} = \frac{B_{10}}{I_{10}}$ в $kg/cm^2$		$\sigma M_{HK}$ в $kg/cm^2$		$\sigma_{\omega}$	Эскиз сечения
			$M_x$ в $kg/cm$	$M_K$ в $kg/cm$	$B_{10}$ в $kg/cm^2$	$M_x$ в $kg/cm$	$M_K$ в $kg/cm$	$M_{HK}$ в $kg/cm$	$B$ в $kg/cm^2$	От $P_K$			От $M_{HK}$ и $M_{TK}$	От $P_K$	От $M_{HK}$ и $M_{TK}$	От $P_K$	От $M_{HK}$ и $M_{TK}$	От $P_K$	От $M_{HK}$ и $M_{TK}$			
Концевая поперечная балка	2a	1									143	170	40	—	—	60	30	—	—	230	70	
		2	25 600	—	—	—	—	152	—	—	—	—	—	—	—	—30	—15	—	—	140	25	
		3								—	—	314	—170	—40	—	—	30	15	—	—140	—25	
		4								—	—	143	—170	—40	—	—	—60	—30	—	—230	—70	
Средняя поперечная балка	10a	1'								85	25	256	85	25	—	—	—80	±35	—	5	—10	
		2'	26 000	—	—	—	—	304	—	85	25	628	85	25	—	—	±35	±15	—	120	40	
		3'								—85	—25	628	—85	—25	—	—	±35	±15	—	—120	—40	
		4'								—85	—25	286	—85	—25	—	—	±80	±35	—	—5	—10	
Боковина	7	1-2	7 300	—	—	—	—	824	—	10	—10	—	—	—	—	—	—	—	—	10	—10	
		3-4								—10	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—10	10	
		1-2	5 400	—	—	—	—	824	—	—5	—10	—	—	—	—	—	—	—	—	—5	—10	
		3-4								5	10	—	5	10	—	—	—	—	—	5	10	
Надбуксовый узел	3	1'								15	5	—	15	5	±140	±60	—	—	±10	155	55	
		2'	5 200	—	—	—	—	304	—	15	5	—	15	5	±495	±215	—	—	±45	510	175	
		3'								—15	—5	—	—15	—5	±495	±215	—	—	±45	—480	—165	
		4'								—15	—5	—	—15	—5	±140	±60	—	—	±10	—155	—55	
Надбуксовый узел	6	1'								10	—5	—	10	—5	±55	±25	—	—	±5	—45	—35	
		2'	7 500	—	—	—	—	600	—	10	—5	—	10	—5	±400	±175	—	—	±20	—390	—200	
		3'								—15	5	—	—15	5	±420	±180	—	—	±20	405	205	
		4'								—15	5	—	—15	5	±20	±10	—	—	±5	—35	0	

Примечание. Верхние знаки напряжений — для наружной ветви, нижние — для внутренней ветви сечения.

Примечание. Верхние знаки напряжений — для наружной ветви, нижние — для внутренней ветви сечения.



Фиг. 41. К расчёту поясной боковины: а—расчётная схема; б—диаграмма перемещений узлов; в—примерная эпюра изгибающих моментов

Таблица 19

Нормальные напряжения от вертикальной нагрузки, антисимметричной относительно продольной плоскости

Элемент рамы	Сечение	Точки сечения	Моменты в кгс·см			$W_x$ в см <sup>3</sup>	Напряжения в кгс/см <sup>2</sup>				Эскиз сечения
			$M_x$	$M_K$	$M_{Hx}$		$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x}$	$\sigma_{M_K}$	$\sigma_{M_{Hx}}$	$\sigma_\Sigma$	
Концевая поперечная балка	2а	1—2	14 600	—	—	152	95	—	—	95	
		3—4	—	—	—	—	—95	—	—	—95	
Средняя поперечная балка	10а	1—2	33 100	—	—	304	—100	—	—	—100	
		3—4	—	—	—	—	100	—	—	100	
Боковина	7	1—2	66 200	—	—	824	—80	—	—	—80	
		3—4	—	—	—	—	80	—	—	80	
	8	1—2	134 100	—	—	824	—165	—	—	—165	
		3—4	—	—	—	—	165	—	—	165	
Надбуксовый узел	3	1 и 1'	0	8 800	12 050	—	0	±40	±15	±55	
		2 и 2'					0	±145	±65	±210	
		3 и 3'					0	±145	±65	±210	
		4 и 4'					0	±40	±15	±55	
	6	1 1'	48 950	8 800	12 050	600	—80	±15	±10	—85 —75	
		2 2'				—	—80	±115	±30	—165 5	
		3 3'				448	110	±125	±30	205 15	
		4 4'				—	110	±5	±5	100 120	

Примечание. Верхние знаки напряжений—для наружной ветви, нижние—для внутренней ветви сечения

дольные усилия  $N_{ik}$  ( $i$  и  $k$  — номера узлов, соединённых данными стержнями) в стержнях в этом случае последовательно определяются формулами:

$$\left. \begin{aligned} N_{11'} &= -N_{22'} = -\frac{P}{2} \cdot \frac{l_2 - l_1}{h}; \\ N_{13} &= \frac{N_{11'}}{\cos \alpha}; \quad N_{12} = -N_{13} \sin \alpha; \\ N_{23} &= \frac{\left(\frac{P}{2} - N_{12}\right) \cos \beta - N_{22'} \sin \beta}{\sin(\gamma - \beta)}; \\ N_{24} &= \frac{\left(N_{12} - \frac{P}{2}\right) \cos \gamma + N_{22'} \sin \gamma}{\sin(\gamma - \beta)}, \end{aligned} \right\} \quad (61)$$

где  $l_1, l_2, h, \alpha, \beta$  и  $\gamma$  — линейные размеры и углы наклона стержней фермы, показанные на фиг. 41, а.

Найденные по формулам (61) усилия позволяют установить удлинения стержней:

$$\Delta_{ik} = \frac{N_{ik} l_{ik}}{F_{ik} E}, \quad (62)$$

где  $l_{ik}$  — длины стержней;

$F_{ik}$  — площади поперечных сечений стержней;

$E$  — модуль упругости.

После этого устанавливают взаимные перемещения узлов  $\delta_{ki}$  построением соответствующей диаграммы (Виллио). Пример такой диаграммы показан на фиг. 41, б.

Углы поворота узлов рамы согласно методу деформаций определяются из системы уравнений, выражающих условия равновесия каждого узла. Уравнения этой системы имеют вид:

$$\begin{aligned} 2 \varphi_i \sum \frac{l_{ik}}{l_{ik}} + \sum \varphi_k \frac{l_{ik}}{l_{ik}} &= \\ = \frac{1}{2E} \sum M'_{ik} + 3 \sum \frac{\delta_{ik} l_{ik}}{l_{ik}^2}, \end{aligned} \quad (63)$$

где  $\varphi_i$  — угол поворота узла, равновесие которого рассматривается;

$\varphi_k$  — угол поворота узла, жёстко связанного стержнем с узлом  $i$ ;

$I_{ik}, l_{ik}$  — моменты инерции и длины стержней, соединяющихся с узлом  $i$ ;

$M'_{ik}$  — изгибающий момент от нагрузки, приложенной к стержню, жёстко соединяющему узлы  $i$  и  $k$ . Этот момент определяется в сечении стержня у узла  $i$  в предположении полной заделки концов стержня.

При составлении системы уравнений (63) для рамы (фиг. 41) следует принять во внимание: условия её симметрии ( $\varphi_i = -\varphi'_i$ ), шарнирное присоединение стоек 1—2 и 1'—2' к узлам (эти стойки в условиях равновесия узла не учитываются), абсолютную жёсткость

буксы ( $\varphi_3 = \varphi_4 = \frac{\delta_{34}}{l_{34}}$ ) и отсутствие внешней нагрузки на всех стержнях, кроме стержня 2—2'.

При указанных условиях система уравнений (63) имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 (i_{11'} + 2 i_{13}) &= 3 \psi_{13} i_{13} - \psi_{34} i_{31} \\ \varphi_2 (i_{22'} + 2 i_{23} + 2 i_{24}) &= \frac{M'}{2E} + \\ + 3 (\psi_{23} i_{23} + \psi_{24} i_{24}) - \psi_{34} (i_{23} + i_{24}) \end{aligned} \right\} \quad (64)$$

Здесь дополнительно обозначено:

$\psi_{ik} = \frac{\delta_{ik}}{l_{ik}}$  — угол поворота стержней фермы;

$i_{ik} = \frac{I_{ik}}{l_{ik}}$  — погонная жёсткость стержней. (В соответствии с обычными конструкциями поясных тележек следует считать  $l_{23} = l_{23} + l_{24}$ .)

Момент  $M'$  для случая передачи нагрузки на нижний пояс боковины в виде двух сосредоточенных сил (см. фиг. 41, а)

$$M' = \frac{Pl_p}{2} \left(1 - \frac{l_p}{2l_1}\right) \text{ кгсм.} \quad (65)$$

В случае равномерного распределения той же нагрузки на нижний пояс, что имеет место при отсутствии распределительной балочки тележки, момент

$$M' = \frac{Pl_1}{6} \text{ кгсм.} \quad (66)$$

По найденным значениям углов поворота изгибающие моменты в сечениях стержней у узлов

$$\begin{aligned} M_{ik} &= 2 E i_{ik} (2 \varphi_i + \varphi_k - 3 \psi_{ik}) - \\ &- M'_{ik} \text{ кгсм.} \end{aligned} \quad (67)$$

Последний член уравнения (67) необходим только для участка 2—2' нижнего пояса боковины.

Примерная эпюра изгибающих моментов в стержнях поясной боковины показана на фиг. 41, в.

Напряжения в стержнях

$$\sigma_i = \frac{N_{ik}}{F_{ik} \varphi} \pm \frac{M_i}{W_{ik}} \text{ кг/см}^2, \quad (68)$$

где  $F_{ik}$  и  $W_{ik}$  — соответственно площадь в  $\text{см}^2$  и момент сопротивления в  $\text{см}^3$  стержня;

$\varphi$  — коэффициент продольного изгиба, определяемый в зависимости от гибкости стержня (см. табл. 4 на стр. 718). Для растянутых стержней  $\varphi = 1$ .

В расчёте поясной боковины на действие боковых нагрузок её пояса приближённо рассчитывают на изгиб, как стержни, опёртые по концам (на буксы). Нагрузки на эти стержни определяются реакциями колонок.

В численном примере расчёта поясной боковины на вертикальную нагрузку приняты следующие параметры (фиг. 41, а):

Таблица 20

Нормальные напряжения от вертикальной нагрузки, антисимметричной относительно поперечной оси

Элемент рамы	Сечение	Точки сечения	Моменты в кгсм			$W_x$ в см <sup>3</sup>	Напряжения в кг/см <sup>2</sup>				Эскиз сечения
			$M_x$	$M_k$	$M_{ny}$		$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x}$	$\sigma_{mk}$	$\sigma_{Mny}$	$\sigma_y$	
Концевая поперечная балка	2	1-2	7 800	—	—	152	-50	—	—	-50	
		3-4		—	—		50	—	—	50	
Средняя поперечная балка	106	1-2	4 900	—	—	304	-15	—	—	-15	
		3-4		—	—		15	—	—	15	
Надбуксовый узел	3	1 и 1'	0	650	12 050	304	0	±5	±15	±10	
		2 и 2'					0	±10	±65	±55	
		3 и 3'					0	±10	±65	±55	
		4 и 4'					0	±5	±15	±10	
	6	1' 2' 3' 4'	4 450	650	12 050	600 448	-10 -10 10 10	0 ±10 ±10 0	±10 ±30 ±30 ±5	-20 -50 +30 +50 -30 +15 +5	
		1 2 3 4									
		1' 2' 3' 4'									
		1 2 3 4									

Примечание. Верхние знаки напряжений—для наружной ветви, нижние—для внутренней ветви сечения.

1) линейные размеры:

$$h = 53,4 \text{ см}, l_1 = 30 \text{ см}, l_2 = 90 \text{ см}, l_p = 0$$

(так как распределительная балочка передаёт нагрузку непосредственно на болты колонки);

2) углы наклона поясов и их функции:

$$\begin{aligned} \alpha &= 14^\circ, \quad \beta = 9^\circ, \quad \gamma = 43^\circ 12', \\ \sin \alpha &= 0,242, \quad \cos \alpha = 0,97, \\ \sin \beta &= 0,156, \quad \cos \beta = 0,988, \\ \sin \gamma &= 0,684, \quad \cos \gamma = 0,729, \quad \sin(\gamma - \beta) = 0,533; \end{aligned}$$

3) длины элементов расчётной схемы:

$$\begin{aligned} l_{11}' &= l_{22}' = 60 \text{ см}, \quad l_{13} = 46,5 \text{ см}, \quad l_{23} = 61,8 \text{ см}, \\ l_{24} &= 45,6 \text{ см}, \quad l_{34} = 35,1 \text{ см}; \end{aligned}$$

4) площади сечения элементов расчётной схемы:

$$\begin{aligned} F_{11}' &= F_{13} = 15 \cdot 3,5 = 52,5 \text{ см}^2, \\ F_{23} &= 15 \cdot 4 = 60 \text{ см}^2, \end{aligned}$$

$$F_{24} = 15 \cdot 1,6 = 24 \text{ см}^2, \quad F_{22}' = 60 + 24 = 84 \text{ см}^2,$$

$$F_{12} = 15,2 \text{ см}^2 \text{ (сечение болта);}$$

5) моменты инерции сечения элементов расчётной схемы:

$$I_{11}' = I_{13} = \frac{15 \cdot 3,5^3}{12} = 53,59 \text{ см}^4,$$

$$I_{23} = \frac{15 \cdot 4^3}{12} = 80 \text{ см}^4,$$

$$I_{24} = \frac{15 \cdot 1,6^3}{12} = 5,12 \text{ см}^4,$$

$$I_{22}' = 80 + 5,12 = 85,12 \text{ см}^4;$$

6) погонные жёсткости элементов расчётной схемы:

$$i_{11}' = 0,892 \text{ см}^3, \quad i_{13} = 1,15 \text{ см}^3,$$

$$i_{22}' = 1,419 \text{ см}^3,$$

$$i_{23} = 1,294 \text{ см}^3, \quad i_{24} = 0,112 \text{ см}^3.$$



Таблица 21

Нормальные напряжения от горизонтальной симметричной нагрузки

Элемент рамы	Надбуксовый узел		Боковина		Концевая поперечная балка	Средняя поперечная балка
Сечение	3	6	7	8	2a	10a
$M_y$ в кгсм . . . .	100	1 700	1 700	12 600	50	400
$W_y$ в см <sup>3</sup> . . . .	$\frac{21,5}{60,4}$	$\frac{40,4}{77}$	740	740	$\frac{21,5}{60,4}$	$\frac{100}{580}$
$\sigma_y$ в кг/см <sup>2</sup> . . . .	$\frac{5}{0}$	$\frac{40}{20}$	0	15	0	$\frac{5}{0}$

Таблица 22

Нормальные напряжения от горизонтальной кососимметричной нагрузки

Элемент рамы	Надбуксовый узел		Боковина		Концевая поперечная балка	Средняя поперечная балка
Сечение	3	6	7	8	2a	10a
$M_y$ в кгсм . . . .	1 450	5 300	20 900	44 600	1 900	(17 000) 16 800
$W_y$ в см <sup>3</sup> . . . .	$\frac{21,5}{60,4}$	$\frac{40,4}{77}$	740	740	$\frac{21,5}{60,4}$	$\frac{21,5}{60,4}$
$\sigma_y$ в кг/см <sup>2</sup> . . . .	$\frac{70}{25}$	$\frac{130}{70}$	30	60	$\frac{-90}{30}$	$\left( \frac{-805}{285} \right) \frac{780}{-280}$

Примечание. В скобках указаны момент и напряжения для наружной, более удалённой от оси рамы ветви средней поперечной балки.

Таблица 23

Нормальные напряжения от горизонтальной нагрузки, антисимметричной относительно продольной оси

Элемент рамы	Надбуксовый узел		Боковина		Концевая поперечная балка	Средняя поперечная балка
Сечение	3	6	7	8	2a	10a
$M_y$ в кгсм . . . .	2 500	8 700	35 500	72 000	1 300	1 400
$W_y$ в см <sup>3</sup> . . . .	$\frac{21,5}{60,4}$	$\frac{40,4}{77}$	740	740	$\frac{21,5}{60,4}$	$\frac{43}{120,8}$
$\sigma_y$ в кг/см <sup>2</sup> . . . .	$\frac{115}{40}$	$\frac{215}{115}$	50	95	$\frac{60}{20}$	$\frac{35}{10}$

Таблица 24

Нормальные напряжения от горизонтальной нагрузки, антисимметричной относительно поперечной оси

Элемент рамы	Надбуксовый узел		Боковина		Концевая поперечная балка	Средняя поперечная балка
Сечение	3	6	7	8	2a	10a
$M_y$ в кгсм . . . .	400	900	1 500	24 700	50	300
$W_y$ в см <sup>3</sup> . . . .	$\frac{21,5}{60,4}$	$\frac{40,4}{77}$	740	740	$\frac{21,5}{60,4}$	$\frac{100}{580}$
$\sigma_y$ в кг/см <sup>2</sup> . . . .	$\frac{20}{5}$	$\frac{25}{10}$	0	35	0	$\frac{5}{0}$

Суммарная таблица нормальных напряжений (в  $\text{кг/см}^2$ )

Элемент рамы	Сечение	Точки	Первая четверть									
			симметричная вертикальная	кососимметричная		антисимметричная продольно-вертикальная	антисимметричная поперечно-вертикальная	симметричная горизонтальная	кососимметричная горизонтальная	антисимметричная продольно-горизонтальная	антисимметричная поперечно-горизонтальная	$\sigma_{\Sigma}$
				$P_K$	$M_{TK}$							
Концевая поперечная балка	2a	1	-90	$\pm 230$	70	95	-50	0	-90	60	0	-320*
		2	-90	$\pm 140$	25	95	-50	0	30	-20	0	-230*
		3	90	$\mp 140$	-25	-95	50	0	30	-20	0	230*
		4	90	$\mp 230$	-70	-95	50	0	-90	60	0	320*
Средняя поперечная балка	10a	1' 1''	-530	$\pm 5$ $\pm 165$	-10 60	-100	-15	-5 5	730 -805	-35 35	5 -5	- -1 520
		2' 2''	-530	$\pm 120$ $\pm 50$	40 10	-100	-15	0 0	-230 235	-10 10	0 0	-1 015 -
		3' 3''	530	$\mp 120$ $\mp 50$	-40 -10	100	15	0 0	-230 235	-10 10	0 0	- 930
		4' 4''	530	$\mp 5$ $\mp 165$	10 -60	100	15	-5 5	780 -805	-35 35	5 -5	1 405 -
Надбуксовый узел	3	1' 1''	-80 80	$\pm 155$ $\pm 125$	55 -45	-55	-10 10	5 -5	70 -70	-115 115	-20 20	-235* +205*
		2' 2''	-275 275	$\pm 510$ $\mp 430$	175 -165	210 -210	-55 55	0 0	-25 25	40 -40	5 -5	-785* 755*
		3' 3''	275 -275	$\mp 510$ $\pm 430$	-175 165	-210 210	55 -55	0 0	-25 25	40 -40	5 -5	785* -755*
		4' 4''	80 -80	$\mp 155$ $\pm 125$	-55 45	-55 55	10 -10	5 -5	70 -70	-115 115	-20 20	235* -205*
	6	1' 1''	-330 -410	$\mp 45$ $\pm 65$	-35 25	-85 -75	-20 0	-40 +40	-130 130	215 -215	25 -25	-445 -595
		2' 2''	-95 -645	$\mp 390$ $\pm 410$	-200 190	-165 5	-50 30	+20 -20	70 -70	-115 115	-10 10	-935 -1055*
		3' 3''	205 785	$\pm 405$ $\mp 435$	205 -195	205 15	50 -30	+20 -20	70 -70	-115 115	-10 10	1 035 1 220*
		4' 4''	500 490	$\mp 35$ $\pm 5$	0 +10	100 120	15 5	-40 +40	-130 130	215 -215	25 -25	720 560
Боковина	7	1	-325	$\pm 10$	-10	-30	-	0	-30	50	0	-405
		2	-325	$\pm 10$	-10	-80	-	0	30	-50	0	-445
		3	325	$\mp 10$	10	80	-	0	30	-50	0	405
		4	325	$\mp 10$	10	80	-	0	-30	50	0	445
	8	1	-650	$\mp 5$	-10	-165	-	15	-60	95	-35	-815
		2	-650	$\mp 5$	-10	-165	-	-15	60	-95	35	-845
		3	650	$\pm 5$	10	165	-	-15	60	-95	35	815
		4	650	$\pm 5$	10	165	-	15	-60	95	-35	845

\* Суммарные напряжения, полученные только от симметричной и кососимметричной ( $P_K$ )

Таблица 25

в характерных сечениях рамы тележки (фиг. 29)

Вторая четверть

симметрич- ная верти- кальная	кососиммет- ричная		антисиммет- ричная про- дольно-вер- тикальная	антисиммет- ричная по- перечно-вер- тикальная	симметрич- ная горизон- тальная	кососиммет- ричная гор- изонтальная	антисиммет- ричная про- дольно-гор- изонтальная	антисиммет- ричная по- перечно-гор- изонтальная	q	Эскиз сечения
	$P_K$	$M_{TK}$								
-90	±230	-70	95	50	0	90	60	0	365	
-90	±140	-25	95	50	0	-30	-20	0	-230*	
90	±140	25	-95	-50	0	-30	-20	0	+230*	
90	±230	70	-95	-50	0	90	60	0	+395	
-530	±5 ±165	10 -60	-100	15	-5 5	-780 805	-35 35	-5 5	-1 435 —	
-530	±120 ±50	-40 -10	-100	15	0 0	230 -285	-10 10	0 0	— -950	
530	±120 ±50	40 10	100	-15	0 0	230 -285	-10 10	0 0	945 —	
530	±5 ±165	-10 60	100	-15	-5 5	-780 805	-35 35	-5 5	— [1 690]	
-80 80	±155 ±125	-55 45	55 -55	10 -10	5 -5	-70 70	-115 115	20 -20	-385 345	
-275 275	±510 ±480	-175 165	210 -210	55 -55	0 0	25 -25	40 -40	-5 5	-785* 755*	
275 -275	±510 ±480	175 -165	-210 210	-55 55	0 0	25 -25	40 -40	-5 5	785* 755*	
80 -80	±155 ±125	55 -45	-55 55	-10 10	5 -5	-70 70	-115 115	20 -20	235* -205*	
-330 -410	±45 ±65	35 -25	-85 -75	20 0	-40 40	130 -130	215 -215	-25 25	375* -855	
-95 -615	±390 ±410	200 -190	-165 5	50 -30	20 -20	-70 70	-115 115	10 -10	-555 -1 115	
205 785	±405 ±435	-205 195	205 15	-50 30	20 -20	-70 70	-115 115	10 -10	610* [1 615]	
500 490	±25 ±5	0 -10	100 120	-15 -5	-40 40	130 -130	215 -215	-25 25	900 495*	
-325	±10	10	-80	—	0	30	50	0	-335*	
-325	±10	10	-80	—	0	-30	-50	0	[1 485]	
325	±10	-10	80	—	0	-30	-50	0	335*	
325	±10	-10	80	—	0	30	50	0	485	
-650	±5	10	-165	—	15	60	95	35	-655*	
-650	±5	10	-165	—	-15	-60	-95	-35	[1 015]	
650	±5	-10	165	—	-15	-60	-95	-35	655*	
650	±5	-10	165	—	15	60	95	35	1 015	

нагрузок.

Элемент рамы	Сечение	Точки	Третья четверть									
			симметрич- ная верти- кальная	кососиммет- ричная		антисиммет- ричная про- дольно-вер- тикальная	антисиммет- ричная по- перечно-вер- тикальная	симметрич- ная горизон- тальная	кососиммет- ричная гори- зонтальная	антисиммет- ричная про- дольно-гори- зонтальная	антисиммет- ричная по- перечно-гори- зонтальная	$\sigma_{\Sigma}$
				$P_k$	$M_{T_k}$							
Концевая попереч- ная балка	2a	1	-90	$\pm 230$	70	-95	50	0	-90	-60	0	-445
		2	-90	$\pm 140$	25	-95	50	0	30	20	0	-230*
		3	90	$\mp 140$	-25	95	-50	0	30	20	0	300
		4	90	$\mp 230$	-70	95	-50	0	-90	-60	0	+320*
Средняя поперечная балка	10a	1' 1'	-530	$\pm 5$ $\pm 165$	-10 60	100	15	-5 5	780 -805	35 -35	-5 5	- -1 350
		2' 2'	-530	$\pm 120$ $\pm 50$	40 10	100	15	0 0	-280 285	10 -10	0 0	-765 -
		3' 3'	530	$\mp 120$ $\mp 50$	-40 -10	-100	-15	0 0	-280 285	10 -10	0 0	- 730
		4' 4'	530	$\mp 5$ $\mp 165$	10 -60	-100	-15	-5 5	780 -805	35 -35	-5 5	1 235 -
Надбуксовый узел	3	1' 1'	-80 80	$\pm 155$ $\mp 125$	55 -45	-55 55	10 -10	5 -5	70 -70	115 -115	20 -20	-235* +205*
		2 2'	-275 275	$\pm 510$ $\mp 480$	175 -165	-210 210	55 -55	0 0	-25 25	-40 40	-5 5	-835 815
		3' 3'	275 -275	$\mp 510$ $\mp 480$	-175 165	210 -210	-55 55	0 0	-25 25	-40 40	-5 5	785* -755*
		4 4'	80 -80	$\mp 155$ $\pm 125$	-55 45	55 -55	-10 10	5 -5	70 -70	115 -115	20 -20	435 -415
	6	1' 1'	-330 -410	$\mp 45$ $\pm 65$	-35 25	85 75	20 0	-40 40	-130 130	-215 215	-25 25	-715 -475*
		2 2'	-95 -645	$\mp 390$ $\pm 410$	-200 190	165 -5	50 -30	20 -20	70 -70	115 -115	10 -10	-485* -1 115
		3 3'	205 785	$\pm 405$ $\mp 435$	205 -195	-205 -15	-50 30	20 -20	70 -70	115 -115	10 -10	775 1 220*
		4 4'	500 490	$\pm 35$ $\pm 5$	0 10	-100 -120	-15 -5	-40 40	-130 130	-215 215	-25 25	535* 790
Боковина	7	1	-325	$\pm 10$	-10	80	-	0	-30	-50	0	-345
		2	-325	$\pm 10$	-10	80	-	0	30	50	0	-335*
		3	325	$\mp 10$	10	-80	-	0	30	50	0	345
		4	325	$\mp 10$	10	-80	-	0	-30	-50	0	335*
	8	1	-650	$\mp 5$	-10	165	-	15	-60	-95	35	-655*
		2	-650	$\mp 5$	-10	165	-	-15	60	95	-35	-655*
		3	650	$\pm 5$	10	-165	-	-15	60	95	-35	655*
		4	650	$\pm 5$	10	-165	-	15	-60	-95	35	655*

\* Суммарные напряжения, полученные только от симметричной и кососимметричной ( $P_k$ ) нагрузок.

Продолжение табл. 25

Четвёртая четверть										Эскиз сечения
симметрич- ная верти- кальная	кососиммет- ричная		антисиммет- ричная про- дольно-вер- тикальная	антисиммет- ричная по- перечно-вер- тикальная	симметрич- ная горизон- тальная	кососиммет- ричная горизон- тальная	антисиммет- ричная про- дольно-горизон- тальная	антисиммет- ричная по- перечно-горизон- тальная	$\sigma$	
	$P_K$	$M_{HK}$ $M_{TK}$								
-90	$\mp 230$	-70	-95	-50	0	90	-60	0	-505	
-90	$\mp 140$	-25	-95	-50	0	-30	20	0	-410	
90	$\pm 140$	25	95	50	0	-30	20	0	+390	
90	$\pm 230$	70	95	50	0	90	-60	0	+465	
-530	$\mp 5$ $\mp 165$	10 -60	100	-15	-5 5	-780 805	35 -35	5 -5	-1 185 —	
-530	$\mp 120$ $\mp 50$	-40 -10	100	-15	0 0	280 -285	10 -10	0 0	— -800	
530	$\pm 120$ $\pm 50$	40 10	-100	15	0 0	280 -285	10 -10	0 0	895 —	
530	$\pm 5$ $\pm 165$	-10 60	-100	15	-5 5	-780 805	35 -35	5 -5	— 1 440	
-80 80	$\mp 155$ $\pm 125$	-55 45	-55 55	-10 10	5 -5	-70 70	115 -115	-20 20	-3 5 285	
-275 275	$\mp 510$ $\pm 480$	-175 165	-210 210	-55 55	0 0	25 -25	-40 40	5 -5	-1 235 1 195	
275 -275	$\pm 510$ $\mp 480$	175 -165	210 -210	55 -55	0 0	25 -25	-40 40	5 -5	1 215 -1 175	
80 -80	$\pm 155$ $\mp 125$	55 -45	55 -55	10 -10	5 -5	-70 70	115 -115	-20 20	350 -310	
-330 -410	$\pm 45$ $\mp 65$	35 -25	85 75	-20 0	-40 +40	130 -130	-215 215	25 -25	-375* -475*	
-95 -645	$\pm 390$ $\mp 410$	200 -190	165 -5	-50 30	+20 -20	-70 70	115 -115	-10 10	-485* -1 275	
205 785	$\mp 405$ $\pm 435$	-205 195	-205 -15	50 -30	+20 -20	-70 70	115 -115	-10 10	610* 1 315	
500 490	$\pm 35$ $\mp 5$	0 -10	-100 -105	15 5	-40 +40	130 -130	-215 215	25 -25	535* 495*	
-325	$\mp 10$	10	80	—	0	30	-50	0	-335*	
-325	$\mp 10$	10	80	—	0	-30	50	0	-335*	
325	$\pm 10$	-10	-80	—	0	-30	50	0	335*	
325	$\pm 10$	-10	-80	—	0	30	-50	0	335*	
-650	$\pm 5$	10	165	—	15	60	-95	-35	655*	
-650	$\pm 5$	10	165	—	-15	-60	95	35	655*	
650	$\mp 5$	-10	-165	—	-15	-60	95	35	655*	
650	$\mp 5$	-10	-165	—	15	60	-95	-35	655*	

Вертикальная нагрузка, соответствующая наибольшей грузоподъемности оси III типа, с учётом вертикальной динамики и перегрузки от действия боковых сил<sup>1</sup> составляет

$$P = 32\,800 \text{ кг}.$$

Продольные усилия в стержнях по формулам (61):

$$N_{11}' = -N_{22}' = -\frac{32\,800}{2} \cdot \frac{90-30}{53,4} = -18\,430 \text{ кг};$$

$$N_{13} = -\frac{18\,430}{0,97} = -19\,000 \text{ кг};$$

$$N_{12} = 19\,000 \cdot 0,242 = 4\,600 \text{ кг};$$

$$N_{23} = \frac{(16\,400 - 4\,600) 0,988 - 18\,430 \cdot 0,156}{0,533} = 16\,480 \text{ кг};$$

$$N_{24} = \frac{(4\,600 - 16\,400) 0,729 + 18\,430 \cdot 0,684}{0,533} = 7\,510 \text{ кг}.$$

Удлинения элементов расчётной схемы по формуле (62):

$$\Delta_{12} = 7,7 \cdot 10^{-3} \text{ см}; \quad \frac{\Delta_{11}'}{2} = -5,0 \cdot 10^{-3} \text{ см};$$

$$\frac{\Delta_{22}'}{2} = 3,13 \cdot 10^{-3} \text{ см};$$

$$\Delta_{13} = -8,01 \cdot 10^{-3} \text{ см}; \quad \Delta_{23} = 8,08 \cdot 10^{-3} \text{ см};$$

$$\Delta_{24} = 6,79 \cdot 10^{-3} \text{ см}.$$

Взаимные перемещения узлов, определяемые построением диаграммы (фиг. 41, б):

$$\delta_{13} = 15,9 \cdot 10^{-3} \text{ см}; \quad \delta_{23} = 26,5 \cdot 10^{-3} \text{ см};$$

$$\delta_{24} = 24,2 \cdot 10^{-3} \text{ см}; \quad \delta_{34} = 15,1 \cdot 10^{-3} \text{ см}.$$

Углы поворота стержней и узлов расчётной схемы по формулам (64):

$$\psi_{11}' = \psi_{22}' = 0; \quad \psi_{13} = 0,342 \cdot 10^{-3};$$

$$\psi_{23} = 0,429 \cdot 10^{-3};$$

$$\psi_{24} = 0,531 \cdot 10^{-3}; \quad \psi_{34} = 0,430 \cdot 10^{-3};$$

$$\varphi_1 = \frac{(3 \cdot 0,342 - 0,430) 1,15 \cdot 10^{-3}}{0,892 + 2 \cdot 1,15} = 0,215 \cdot 10^{-3};$$

$$\varphi_2 = \frac{3(0,429 \cdot 1,294 + 0,531 \cdot 0,112) - 0,430(1,294 + 0,112)}{1,419 + 2 \cdot 1,294 + 2 \cdot 0,112} \cdot 10^{-3} = 0,293 \cdot 10^{-3};$$

$$\varphi_3 = \varphi_4 = \psi_{34} = 0,430 \cdot 10^{-3}.$$

Положительное направление углов  $\varphi_i$  и  $\psi_{ik}$  принято по движению часовой стрелки. Изгибающие моменты в стержнях схемы у её узлов по формуле (67):

$$M_{11}' = -M_{13} = 2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,892 \cdot 0,215 \cdot 10^{-3} = -805 \text{ кгсм};$$

$$M_{23} = 2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,294 (2 \cdot 0,293 + 0,430 - 3 \cdot 0,429) \cdot 10^{-3} = -1\,475 \text{ кгсм};$$

$$M_{32} = 2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,294 (2 \cdot 0,430 + 0,293 - 3 \cdot 0,429) \cdot 10^{-3} = -730 \text{ кгсм};$$

$$M_{24} = 2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,112 (2 \cdot 0,293 + 0,430 - 3 \cdot 0,531) \cdot 10^{-3} = -270 \text{ кгсм};$$

$$M_{42} = 2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,112 (2 \cdot 0,430 + 0,293 - 3 \cdot 0,531) \cdot 10^{-3} = -205 \text{ кгсм};$$

$$M_{31} = 2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,15 (2 \cdot 0,430 + 0,215 - 3 \cdot 0,342) \cdot 10^{-3} = 235 \text{ кгсм};$$

$$M_{22}' = 2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,419 \cdot 0,293 \cdot 10^{-3} = 1\,745 \text{ кгсм}.$$

Первый индекс у момента указывает номер узла, у которого этот момент определяется. Положительные направления имеют моменты, которые стремятся повернуть стержень по движению часовой стрелки. Полученные моменты имеют знаки такие, как показано на фиг. 41, в. Эпюра моментов построена на растянутых волокнах элементов схемы.

Наибольшие напряжения в элементах схемы от вертикальной нагрузки по формуле (68):

верхний пояс (участок 1—3) у узла 1:

$$\sigma_{13} = -\frac{19\,000}{52,5 \cdot 0,87} - \frac{805}{30,7} = -416 - 26 = -442 \text{ кг/см}^2;$$

средний пояс (участок 2—3) у узла 2:

$$\sigma_{23} = \frac{16\,480}{60} + \frac{1\,475}{40} = 275 + 37 = 312 \text{ кг/см}^2;$$

нижний пояс (участок 2—4) у узла 2:

$$\sigma_{24} = \frac{7\,510}{24} + \frac{270}{6,4} = 313 + 42 = 355 \text{ кг/см}^2;$$

болт колонки (участок 1—2):

$$\sigma_{12} = \frac{4\,600}{15,2} = 303 \text{ кг/см}^2.$$

Если распределительная балочка передаёт нагрузку на нижний пояс не в узлах, а со смещением на  $l_p = 5 \text{ см}$ , то напряжения в сечениях нижних поясов возрастают.

В этом случае, основываясь на вышеизложенных вычислениях, последовательно получают:

момент заделки по формуле (65):

$$M' = \frac{32\,800 \cdot 5}{2} \left( 1 - \frac{5}{2 \cdot 30} \right) = 75\,300 \text{ кгсм};$$

угла поворота узла 2:

$$\varphi_2 = 4,52 \cdot 10^{-3};$$

изгибающий момент в сечении стержня 2—3 у узла 2

$$M_{23} = 30\,800 \text{ кгсм};$$

напряжения в сечении стержня 2—3 у узла 2

$$\sigma = 1\,045 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом, при смещении нагрузки относительно узла на 5 см напряжения в сечении нижнего пояса у узла возрастают с 312 кг/см<sup>2</sup> до 1 045 кг/см<sup>2</sup>.

<sup>1</sup> Определение этих нагрузок произведено в соответствии с рекомендациями, приведёнными в главе «Прочность вагонов», стр. 714.

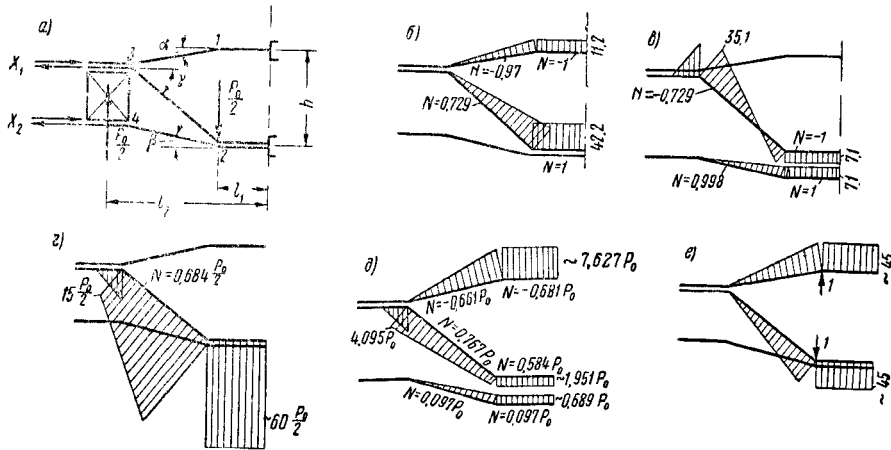
Установленные напряжения соответствуют случаю, когда болты колонок и букс полностью затянуты. При ослаблении этих болтов напряжения от изгиба поясов резко возрастают.

Для того чтобы установить напряжения в элементах боковины при ослаблении болтов, необходимо последовательно рассмотреть две расчётные схемы.

Первая схема представляет собой систему, состоящую из трёх поясов, имеющих по концам (у буксы) связи только против сдвига. Эта схема, представляющая собой статически неопределимую систему с двумя лишними неизвестными, изображена на фиг. 42, а. По

нуждается ослабление болтов колонки, то необходимо рассматривать промежуточную расчётную схему, состоящую из трёх поясов, жёстко закреплённых в буксе.

В качестве численного примера рассматривается случай, когда ослабление болтов колонки и буксы устраняется одновременно. В этом случае при геометрических параметрах предыдущего примера расчёта поясной боковины сначала определяют неизвестные усилия схемы фиг. 42, а в функции нагрузки  $P_0$ , величина которой пока не установлена. Для этого строят эпюры от единичных значений неизвестных усилий и нагрузки  $P_0$  в принятой основной системе (фиг. 42, б, в и г).



Фиг. 42. К расчёту поясной боковины с ослабленными болтами: а—расчётная схема; б—эпюра в основной системе от  $X_1 = 1$ ; в—эпюра в основной системе от  $X_2 = 1$ ; г—эпюра в основной системе от  $P_0$ ; д—суммарная эпюра от нагрузки  $P_0$ ; е—эпюра в основной системе от единичной нагрузки, приложенной по направлению колонки

этой схеме боковина работает до тех пор, пока внешняя нагрузка не возрастёт до величины  $P_0$ , при которой увеличение расстояния между точками 1 и 2 поясов достигнет заданной величины ослабления болтов колонки.

При увеличении нагрузки выше  $P_0$  расчётная схема боковины представляет собой ферму, стойкой которой является болт колонки. Если деформация боковины под нагрузкой  $P_0$  такова, что одновременно с ликвидацией ослабления болта колонки устраняется также ослабление буксовых болтов, то данная ферма рассчитывается по схеме фиг. 41, а. При этом в элементах фермы определяются напряжения от нагрузки  $P - P_0$ , где  $P$  — максимальная расчётная вертикальная нагрузка. Полученные напряжения должны быть сложены с напряжениями от нагрузки  $P_0$ , определёнными по схеме фиг. 42, а.

Если ликвидация ослабления болтов буксы происходит позднее, чем устраняется ослабление болтов колонки, то необходимо рассматривать промежуточную расчётную схему фермы с таким закреплением концов её поясов в буксе, как указано на фиг. 42, а. В этом случае напряжения в элементах боковины определяются суммированием напряжений, полученных от соответствующих усилий в трёх схемах.

Наконец, если ликвидация ослабления болтов буксы наступает раньше, чем устра-

Перемещения основной системы от единичных значений неизвестных и нагрузки  $P_0$  вычисляются по формулам табл. 2 и имеют следующие значения:

$$E \delta_{11} = \frac{61,8 \cdot 42,2^2}{3 \cdot 80} + \frac{42,2^2 \cdot 30}{80} + \frac{46,5 \cdot 11,2^2}{3 \cdot 53,59} + \frac{30 \cdot 11,2^2}{53,59} + \frac{30}{52,5} + \frac{0,97^2 \cdot 46,5}{52,5} + \frac{0,729^2 \cdot 61,8}{60} + \frac{30}{60} = 1235;$$

$$E \delta_{12} = \frac{61,8 \cdot 42,2 (35,1 - 2 \cdot 7,1)}{6 \cdot 80} - \frac{42,2 \cdot 7,1 \cdot 30}{80} - \frac{30}{60} - \frac{0,729^2 \cdot 61,8}{60} = 0;$$

$$E \delta_{22} = \frac{61,8 (35,1^2 + 7,1^2 - 35,1 \cdot 7,1)}{3 \cdot 80} + \frac{7,1^2 \cdot 30}{80} + \frac{15 \cdot 35,1^2}{3 \cdot 80} + \frac{7,1^2 \cdot 45,6}{3 \cdot 5,12} + \frac{7,1^2 \cdot 30}{5,12} + \frac{0,729^2 \cdot 61,8}{60} + \frac{30}{60} + \frac{0,988^2 \cdot 45,6}{24} + \frac{30}{24} = 811;$$

$$E \delta_{1P_0} = - \left[ \frac{61,8 \cdot 42,2 (2 \cdot 60 + 15)}{6 \cdot 80} + \frac{30 \cdot 60 \cdot 42,2}{80} - \frac{0,684 \cdot 0,729 \cdot 61,8}{60} \right] \frac{P_0}{2} = -841 P_0;$$

$$E \delta_{2P_0} = \left[ \frac{61,8 (-2 \cdot 35,1 \cdot 15 + 2 \cdot 7,1 \cdot 60 + 7,1 \cdot 15 - 60 \cdot 35,1)}{6 \cdot 80} + \frac{60 \cdot 7,1 \cdot 30}{80} - \frac{35,1 \cdot 15^2}{3 \cdot 80} - \frac{0,729 \cdot 0,684 \cdot 61,8}{60} \right] \frac{P_0}{2} = -78,5 P_0.$$

Система канонических уравнений для определения неизвестных имеет вид:

$$\begin{aligned} 1235 X_1 &= 841 P_0; \\ 811 X_2 &= 78,5 P_0. \end{aligned}$$

Решение этой системы приводит к следующим выражениям для неизвестных:

$$X_1 = 0,681 P_0; \quad X_2 = 0,097 P_0.$$

Пользуясь формулами, подобными формуле (3), вычисляют ординаты суммарной эпюры (фиг. 42, д).

Для определения увеличения расстояния между точками 1 и 2 поясов построена эпюра от единичных усилий, приложенных по направлению стоек (фиг. 42, е).

Перемножением эпюр, изображенных на фиг. 42, е и д, по формулам табл. 2 определяется величина указанного увеличения расстояния между точками 1 и 2:

$$\delta = \frac{45}{2,1 \cdot 10^6} \left[ \frac{7,627 \cdot 46,5}{3 \cdot 53,59} + \frac{7,627 \cdot 30}{53,59} + \frac{61,8}{6 \cdot 80} (4,095 + 2 \cdot 1,951) + \frac{1,951 \cdot 30}{80} \right] P_0 = 0,176 \cdot 10^{-3} P_0.$$

(В данном случае учтены только деформации изгиба.)

Приравнявая найденное перемещение заданному ослаблению болтов колонки  $\delta_0 = 1$  см, определяют силу  $P_0$ :

$$\begin{aligned} 0,176 \cdot 10^{-3} P_0 &= 1; \\ P_0 &= 5680 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Для определения напряжений от нагрузки  $P_0$  в элементах расчётной схемы (фиг. 42, а) ординаты суммарной эпюры (фиг. 42, д) умножают на значение этой силы и делят на соответствующие величины площади сечения или момента сопротивления. Например, напряжения в верхнем поясе (точка 1) боковины от нагрузки  $P_0$  составляют:

$$\begin{aligned} \sigma'_{13} &= - \frac{0,681 \cdot 5680}{52,5 \cdot 0,87} - \frac{7,627 \cdot 5680}{30,6} = -85 - \\ &= -1416 = -1500 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Напряжения в той же точке от нагрузки  $P' = P - P_0 = 32800 - 5680 = 27120$  кг, определяемые в результате расчёта боковины с затянутыми болтами (фиг. 41, а), составляют

$$\sigma'_{13} = \sigma_{13} \frac{P'}{P} = -442 \frac{27120}{32800} = -365 \text{ кг/см}^2.$$

В данном случае эти напряжения получены пропорциональным изменением напряжений от нагрузки  $P$ , определённых выше, в примере

расчёта поясной боковины при затянутых болтах.

Суммарные напряжения в указанной точке боковины при колоночных болтах, ослабленных на 10 мм, составляют

$$\sigma_{13} = -1500 - 365 = -1865 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. в 4,2 раза больше, чем при полностью затянутых болтах.

Увеличение напряжений в поясах при ослаблении болтов получается ещё большее, если учесть возможность сдвига их концов у буксы. В этом случае в системе уравнений, определяющей неизвестные внутренние усилия расчётной схемы (фиг. 42, а), добавляются свободные члены, выражающие взаимные смещения поясов.

В результате учёта этих смещений увеличиваются напряжения изгиба, особенно в среднем поясе.

Приведённый расчёт боковины с ослаблен-

ными болтами указывает на необходимость тщательного наблюдения за затяжкой болтов и немедленного устранения всех ослаблений болтов боковины, появляющихся в эксплуатации.

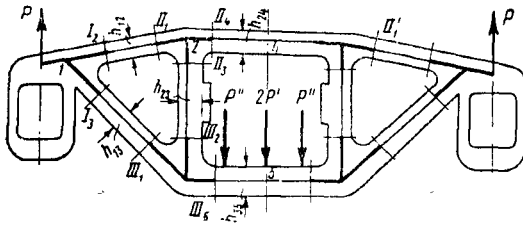
#### Расчёт литой боковины

Расчётная схема литой боковины (фиг. 43), при расчёте её от вертикальных нагрузок, представляет собой раму, образованную осевыми линиями, проходящими через центры тяжести сечений её элементов и состоящую из трёх замкнутых контуров. Характерным для этой рамы является наличие мощных узлов и сравнительно коротких стержней. Это обстоятельство приводит к необходимости при наиболее точном расчёте такой рамы методом сил учитывать наряду с деформациями от продольных сил и изгиба также деформации сдвига<sup>1</sup>. Последние учитывают на участках стержней между границами узлов. Кроме того, в соответствии с рекомендациями главы «Прочность вагонов» деформации от продольных сил и изгиба на участках стержней, расположенных в теле узлов (такие участки на фиг. 43 изображены жирными линиями), определяют от условных значений

<sup>1</sup> Л. А. Шадур на примере расчёта литой боковины показал, что в случае пренебрежения деформациями сдвига отклонение от точного решения получается всё же с допустимой для практики точностью.



продольных сил и изгибающих моментов. Эти условные значения сил и моментов устанавливаются в предположении, что в теле узла,



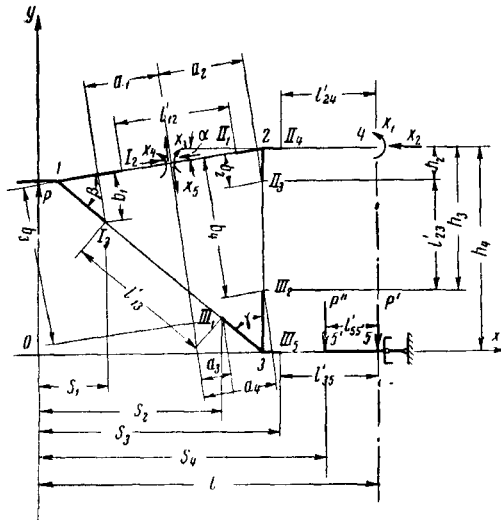
Фиг. 43. Расчётная схема литой боковины. Внешняя нагрузка  $2P$  распределяется в точках нижнего пояса в зависимости от жёсткости элементов рессорного комплекта ( $P'' = 0,715 P$  и  $P''' = 0,285 P$  для комбинированного рессорного комплекта)

на расстоянии, равном высоте подходящего к узлу стержня, соответствующее усилие изменяется линейно от его значения у границы узла до нуля. Геометрические параметры сечений участков стержней, расположенных в теле узла, принимают такими же, как и сечений стержней вне узла. Эпюра от условных усилий в теле узла изображена на фиг. 4 (стр. 726).

Наличие симметрии расчётной схемы при расчёте её на симметричные нагрузки, расположенные в плоскости рамы, позволяет рассматривать её как статически неопределимую систему с пятью лишними неизвестными. Лишними неизвестными выбирают силы и моменты в сечениях верхнего пояса.

Основная система, принятая в расчёте, с выбранными лишними неизвестными показана на фиг. 44.

Эпюры изгибающих моментов, продольных и поперечных сил в основной системе от единичных значений неизвестных и от внешней вертикальной нагрузки  $2P$  изображены на фиг. 45.

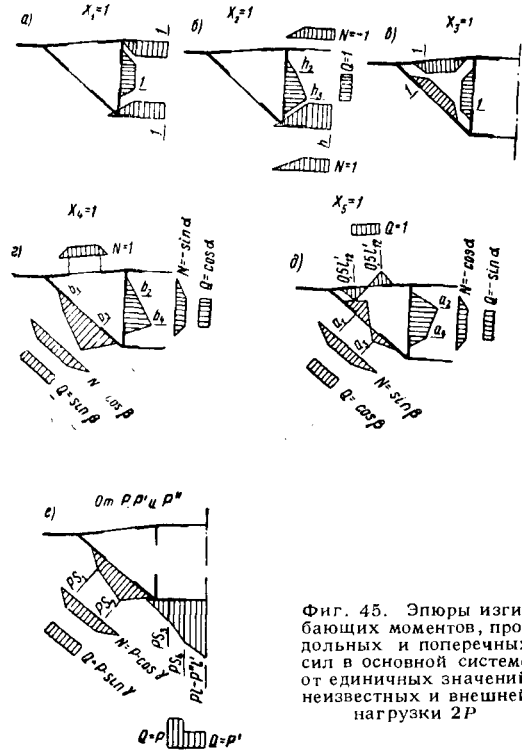


Фиг. 44. Основная система литой боковины

При построении этих эпюр учтены приведённые выше замечания относительно учёта деформаций в узлах рамы.

Обозначения геометрических параметров, определяющих ординаты эпюр, показаны на фиг. 43 и 44.

Лишние неизвестные  $X_i$  определяют из системы канонических уравнений, каждое из



Фиг. 45. Эпюры изгибающих моментов, продольных и поперечных сил в основной системе от единичных значений неизвестных и внешней нагрузки  $2P$

которых, как известно, выражает равенство нулю перемещений основной системы по направлению этих неизвестных.

Система канонических уравнений в данном случае имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 + \delta_{14}X_4 + \delta_{15}X_5 + \delta_{1p} &= 0 \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 + \delta_{24}X_4 + \delta_{25}X_5 + \delta_{2p} &= 0 \\ \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 + \delta_{34}X_4 + \delta_{35}X_5 + \delta_{3p} &= 0 \\ \delta_{41}X_1 + \delta_{42}X_2 + \delta_{43}X_3 + \delta_{44}X_4 + \delta_{45}X_5 + \delta_{4p} &= 0 \\ \delta_{51}X_1 + \delta_{52}X_2 + \delta_{53}X_3 + \delta_{54}X_4 + \delta_{55}X_5 + \delta_{5p} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (69)$$

где  $\delta_{ik}$  — перемещения от единичных значений неизвестных  $X_k$  по направлению неизвестного  $X_i$ ;

$\delta_{ip}$  — перемещение от внешней нагрузки по направлению неизвестного  $X_i$ .

Необходимо иметь в виду, что  $\delta_{ik} = \delta_{ki}$ . Перемещения  $\delta_{ik}$  и  $\delta_{ip}$  определяют в данном случае при постоянных сечениях стержней фермы по формуле

$$\delta_{ij} = \sum \left[ \frac{1}{EI_x} \int_0^l M_i M_j ds + \frac{1}{EF} \int_0^l N_i N_j ds + \frac{K Q_i Q_j l'}{G F} \right], \quad (70)$$

где  $M_i, M_j$  — ординаты эпюры изгибающих моментов соответственно от усилия, по направлению которого определяется перемещение и от которого это перемещение находится ( $j=k$  или  $p$ );

$N_i, N_j$  — ординаты эпюры продольных сил соответственно от тех же усилий;

$Q_i, Q_j$  — ординаты эпюры поперечных сил соответственно от тех же усилий;

$I_x, F$  — момент инерции и площадь сечения соответствующего стержня;

$G, E$  — модули упругости;

$K$  — коэффициент, зависящий от формы сечения (для прямоугольного и круглого сечения  $K=1,2$ ; для сечения, составленного из тонких прямоугольных элементов, например проката,

$K = \frac{F}{F'}$ , где  $F'$  — площадь сечения элементов, большая ось

которых расположена по направлению действия силы  $Q$ );

$l'$  — длина стержня рамы между границами узлов;

$l$  — длина стержня рамы с учётом дополнительных участков в теле узла:  $l = l' + 2h$ ;

$h$  — высота сечения стержня.

Суммирование в формуле (70) распространяется на все стержни рамы. Вычисление интегралов в формуле (70) производится при помощи табл. 2.

После определения неизвестных ординаты суммарных эпюр находят из выражений:

$$\left. \begin{aligned} M &= M_1 X_1 + M_2 X_2 + M_3 X_3 + \\ &+ M_4 X_4 + M_5 X_5 + M_p \\ N &= N_1 X_1 + N_2 X_2 + N_3 X_3 + \\ &+ N_4 X_4 + N_5 X_5 + N_p \\ Q &= Q_1 X_1 + Q_2 X_2 + Q_3 X_3 + \\ &+ Q_4 X_4 + Q_5 X_5 + Q_p \end{aligned} \right\} \quad (71)$$

По этим значениям определяют нормальные и касательные напряжения в стержнях рамы:

$$\sigma = \frac{M}{W_x} + \frac{N}{F}, \quad \tau = -\frac{Q S_x}{I_x \delta}, \quad (72)$$

где  $W_x$  — момент сопротивления сечения;

$S_x$  — статический момент относительно оси, проходящей через центр тяжести всего сечения, части площади сечения стержня, расположенной по одну сторону от волокна, в котором определяются напряжения;

$\delta$  — ширина элементов сечения в месте определения напряжений.

В качестве численного примера приведены результаты расчёта литой боковины с базой  $2l = 180$  см на симметричную вертикальную нагрузку  $2P = 32800$  кг, обусловленную весом грубого кузова, вертикальной динамической нагрузкой и действием боковых сил<sup>1</sup>.

Геометрические параметры расчётной схемы, необходимые для построения эпюр, определяются на основании координат  $x$  и  $y$  (фиг. 44) узловых точек. Значения этих координат указаны в табл. 26. В табл. 27 приведены параметры сечений и длины стержней боковины, необходимые для вычисления перемещений по формуле (70).

Дополнительные параметры (фиг. 44), необходимые для построения эпюр (фиг. 45), вычисленные по данным табл. 26, имеют следующие значения:

$$\begin{aligned} \sin \alpha &= 0,146; \cos \alpha = 0,99; \sin \beta = 0,752; \\ \cos \beta &= 0,66; \sin \gamma = 0,762; \cos \gamma = 0,648; \\ a_1 &= 21,1 \text{ см}; a_2 = 22,1 \text{ см}; a_3 = 5,3 \text{ см}; \\ a_4 &= 17,7 \text{ см}; b_1 = 11,7 \text{ см}; b_2 = 7,9 \text{ см}; \\ b_3 &= 41,7 \text{ см}; b_4 = 37,6 \text{ см}; s_1 = 17,8 \text{ см}; \\ s_2 &= 48,3 \text{ см}; s_3 = 64 \text{ см}; s_4 = 76 \text{ см}; \\ h_2 &= 8 \text{ см}; h_3 = 38 \text{ см}; h_4 = 54 \text{ см}. \end{aligned}$$

Перемещения основной системы, вычисленные по формуле (70):

$$\begin{aligned} E\delta_{11} &= 0,2182; E\delta_{12} = 3,577; E\delta_{13} = -0,1178; \\ E\delta_{14} &= 2,679; E\delta_{15} = 2,344; E\delta_{1p} = -1,172P; \\ E\delta_{22} &= 124,16; E\delta_{23} = -2,709; E\delta_{24} = 75,7 \\ E\delta_{25} &= 51,83; E\delta_{2p} = -63,3P; E\delta_{33} = 0,3953; \\ E\delta_{34} &= -5,589; E\delta_{35} = -1,485; E\delta_{3p} = -3,61P; \\ E\delta_{44} &= 166,17; E\delta_{45} = 39,37; E\delta_{4p} = 108,44P; \\ E\delta_{55} &= 83,47; E\delta_{5p} = -17,253P. \end{aligned}$$

<sup>1</sup> Определение этих нагрузок произведено в соответствии с рекомендациями, приведёнными в главе «Прочность вагонов», стр. 714.

Таблица 26

Координаты узловых точек расчётной схемы

Точка	1	$I_2$ ;	$I_3$	2	$II_1$	$II_2$	$II_4$	3	$III_1$	$III_2$	$III_5$	4	5	5'
$x$ в см	6,0	22,1	17,8	60,0	51,8	60,0	61,0	60,0	48,3	60,0	64,0	90	90	76
$y$ в см	46,0	—	—	51,0	—	46,0	54,0	0	—	16,0	0	54	0	0

Таблица 27

### Параметры сечений и длины стержней боковины

Стержень $l-k$	Высота сече- ния $h_{ik}$ в см	Расчётная длина в см		Площадь $F$ в см <sup>2</sup>	Момент инер- ции $I_x$ в см <sup>4</sup>	Коэффициент $K$
		$l'_{ik}$	$l_{ik} = l'_{ik} + 2h_{ik}$			
1-2	8	30	46	41	210	1,43
1-3	9	39,9	57,9	54,6	420	1,68
2-3	8	30	46	49,6	300	1,69
2-4	8	26	34	52,8	340	1,83
3-5'	11	12	23	111,6	1 800	2,82
5-5'	—	14	14	115,9	1 900	2,92

Т а б л и ц а 28

Нормальные напряжения в сечениях рамы (фиг. 43)

Стержень	Сечение	Изгибающий момент $M$ в кгсм	Продольная сила $N$ в кг	Волокна	Момент сопротивления $W_x$ в см <sup>3</sup>	Площадь сечения $F$ в см <sup>2</sup>	Напряжения в кг/см <sup>2</sup>		
							$\frac{M}{W_x}$	$\frac{N}{F}$	$\frac{M}{W_x} + \frac{N}{F}$
Верхний пояс	$I_2$	15 450	-19 660	Верхние	78	41,0	-198	-480	-678
				Нижние	50		310		-170
	$II_4$	4 610	-20 690	Верхние	93	52,8	50	-393	-343
				Нижние	82		-56		-449
Нижний пояс	$I_3$	45 330	23 730	Верхние	152	67,1	-298	351	56
				Нижние	480		95		449
	$III_1$	39 740	23 730	Верхние	74	54,6	538	435	973
				Нижние	122		-326		109
	$III_5$	62 940	20 300	Верхние	427	111,6	147	186	333
				Нижние	290		-218		-32
	$5$	199 420	20 690	Верхние	504	115,9	-396	179	-217
				Нижние	304		656		835
Стойка	$III_2$	32 500	27 0	Верхние	97	49,6	-335	55	-280
				Нижние	60		542		597

Система канонических уравнений (69):

$$\begin{aligned} & 0,2182 X_1 + 3,577 X_2 - 0,1178 X_3 + \\ & + 2,679 X_4 + 2,344 X_5 = 1,172 P; \\ & 3,577 X_1 + 124,16 X_2 - 2,709 X_3 + 75,7 X_4 + \\ & + 51,83 X_5 = 63,3 P; \\ & -0,1178 X_1 - 2,709 X_2 + 0,3953 X_3 - 5,589 X_4 - \\ & - 1,485 X_5 = 3,61 P; \\ & 2,679 X_1 + 75,7 X_2 - 5,589 X_3 + 166,17 X_4 + \\ & + 39,37 X_5 = -108,44 P; \\ & 2,344 X_1 + 51,83 X_2 - 1,485 X_3 + 39,37 X_4 + \\ & + 83,47 X_5 = 17,253 P. \end{aligned}$$

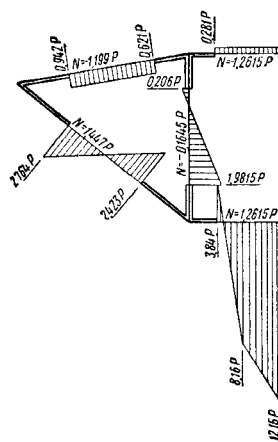
Решение системы канонических уравнений:

$$\begin{aligned} X_1 &= -0,281 P \text{ кгсм}; X_2 = 1,2615 P \text{ кг}; \\ X_3 &= 0,7817 P \text{ кгсм}; \\ X_4 &= -1,199 P \text{ кг}; X_5 = 0,010712 P \text{ кг}. \end{aligned}$$

Суммарная эпюра изгибающих моментов и значения продольных сил в функции нагрузки  $P$ , полученные после определения перемещений по формуле (70), решения системы канонических уравнений (69) и вычисления её ординат по формулам (71) изображены на фиг. 46. На этой фигуре эпюры на участках стержней, расположенных в теле узлов, не строятся, так как они не требуются для вычисления нормальных напряжений. Также опущены эпюры поперечных сил, так как напряжения сдвига в данном примере не определяются. Численные значения нормальных

напряжений в характерных сечениях рамы от вертикальной нагрузки  $2P = 32\,800$  кг вычислены в табл. 28.

При расчёте литой боковины от действия боковых сил расчётная схема образуется осевыми линиями, проходящими через центры изгиба сечений её стержней. В этом случае расчётные схемы рамы представляют собой статически неопределимые системы с пятью и четырьмя лишними неизвестными соответственно для симметричных и антисимметричных схем нагружения. Порядок расчёта схем такой же, как и при расчёте от вертикальных нагрузок. В горизонтальных схемах не следует принимать во внимание уменьшение деформаций в теле узла. В этом случае эпюры строят на всей длине стержней между геометрическими центрами узлов.



Фиг. 46. Суммарная эпюра изгибающих моментов и значения продольных сил в стержнях боковины

## ОТОПЛЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

В данном разделе приняты следующие условные обозначения:

- $Q$  — количество тепла в ккал;  
 $Q_z$  — тепловой поток в ккал/м<sup>2</sup>час;  
 $A_Q$  — амплитуда колебаний теплового потока в ккал/м<sup>2</sup>час;  
 $t$  — температура в °С;  
 $T$  — абсолютная температура в °К;  
 $t_v$  — температура воздуха внутри помещения в °С;  
 $t_n$  — температура наружного воздуха в °С;  
 $\tau$  — температура поверхности ограждения или его слоя в °С;  
 $\tau_v$  — температура внутренней поверхности ограждения в °С;  
 $\tau_n$  — температура наружной поверхности ограждения в °С;  
 $\tau_w$  — точка росы в °С;  
 $\lambda$  — коэффициент теплопроводности материала в ккал/м час °С;  
 $A_t$  — амплитуда колебания температуры воздуха внутри вагона в °С;  
 $A_\tau$  — амплитуда колебания температуры поверхности ограждения в °С;  
 $K$  — коэффициент теплопередачи ограждения в ккал/м<sup>2</sup>час °С;  
 $R_o$  — общее термическое сопротивление, или сопротивление теплопередаче ограждения, в °С м<sup>2</sup>час/ккал;

$$R_o = \frac{1}{K};$$

$R$  — термическое сопротивление ограждения или его слоя в °С м<sup>2</sup>час/ккал;

$$R = \frac{\Delta}{\lambda}; \quad R = \sum \frac{\delta}{\lambda};$$

- $\alpha_k$  — коэффициент передачи тепла конвекцией в ккал/м<sup>2</sup>час °С;  
 $\alpha_l$  — коэффициент передачи тепла излучением в ккал/м<sup>2</sup>час °С;  
 $\alpha_v$  — коэффициент тепловосприятия внутренней поверхности ограждения в ккал/м<sup>2</sup>час °С;  $\alpha_v = \alpha_l + \alpha_k$ ;  
 $R_v$  — сопротивление тепловосприятию

$$\text{в } ^\circ\text{С м}^2\text{час/ккал}; \quad R_v = \frac{1}{\alpha_v};$$

- $\alpha_n$  — коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждения в ккал/м<sup>2</sup>час °С;  $\alpha_n = \alpha_l + \alpha_k$ ;

$R_n$  — сопротивление теплоотдаче в °С м<sup>2</sup>час/ккал;  $R_n = \frac{1}{\alpha_n}$ ;

- $\Lambda$  — коэффициент теплопроницания ограждения в ккал/м<sup>2</sup>час °С;  
 $c$  — удельная теплоёмкость материала в ккал/кг °С;  
 $\gamma$  — объёмный вес материала в кг/м<sup>3</sup>;  
 $\mu$  — коэффициент теплоусвоения материала в ккал/м<sup>2</sup>час °С;  
 $Y$  — коэффициент теплоусвоения поверхности ограждения или его слоя в ккал/м<sup>2</sup>час °С;

$Y_v$  — коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности ограждения в ккал/м<sup>2</sup>час °С;

$B$  — коэффициент теплопоглощения поверхности ограждения в ккал/м<sup>2</sup>час °С;

$V$  — объём в м<sup>3</sup> или см<sup>3</sup>;

$\mu$  — коэффициент паропроницаемости материала в г/м час мм рт. ст.;

$H$  — сопротивление паропроницанию слоя ограждения в мм рт. ст. м<sup>2</sup> час/г;

$H_0$  — полное сопротивление паропроницанию ограждения в мм рт. ст. м<sup>2</sup> час/г;

$e$  — упругость водяного пара в мм рт. ст.;

$f$  — абсолютная влажность воздуха в г/м<sup>3</sup>;

$\omega$  — относительная влажность воздуха в %;

$x$  — влагосодержание воздуха в кг/кг;

$G$  — вес в кг или весовой расход жидкости в кг/час;

$d$  — диаметр в м;

$l$  — длина в м;

$F$  — площадь ограждения или его части в м<sup>2</sup>;

$\Delta$  — толщина ограждения в м;

$\delta$  — толщина слоя или части ограждения в м;

$\delta$  — толщина слоя резких колебаний в м;

$D$  — условная толщина слоя (отвлечённая величина);

$z$  — время, или период колебания, в часах;

$w$  — скорость движения в м/сек;

$\frac{w}{3,6}$  — скорость движения в км/час;

$p$  — давление в кг/м<sup>2</sup> или в кг/см<sup>2</sup>;

$\Delta p$  — перепад давления в кг/м<sup>2</sup> или в мм вод. ст.;

$\nu$  — коэффициент кинематической вязкости в м<sup>2</sup>/сек или в м<sup>2</sup>/час;

$\zeta$  — коэффициент местного сопротивления;

$\varepsilon$  — степень черноты тела;

$C_s$  — коэффициент излучения абсолютно чёрного тела в ккал/м<sup>2</sup>час °К<sup>4</sup>;

$Re$  — критерий Рейнольдса;  $Re = \frac{wl}{\nu}$ .

Остальные обозначения поясняются в тексте.

## ПЕРЕДАЧА ТЕПЛА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ ПРИ СТАЦИОНАРНОМ И НЕСТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМАХ

## Введение

Для обеспечения нормальных санитарно-гигиенических условий пассажирам необходимо в вагоне поддерживать определённый температурно-влажностный режим. Температурно-влажностный режим зависит от отопления, вентиляции и изоляции ограждений кузова (стен, пола, потолка и окон).

Ограждающие части кузова в теплотехническом отношении должны обладать достаточной теплоустойчивостью, т. е. при

изменениях теплового потока, выделяемого отопительными приборами, должны обеспечивать минимальные колебания температуры воздуха внутри вагона и на внутренних поверхностях ограждений кузова.

Согласно требованиям гигиены в жилых зданиях температура  $t_v$  внутренней поверхности ограждений не должна отличаться от средней температуры воздуха внутри помещения более чем на  $5-6^\circ$  и не опускаться ниже  $13^\circ\text{C}$ , а температура поверхности пола не должна быть ниже температуры помещения более чем на  $1,5^\circ$ . Допускаются в холодные периоды времени кратковременные падения температуры  $t_v$  на поверхности стенок до  $11-12^\circ\text{C}$ . Для вагонов можно принять такие же нормы.

Температура помещения в течение суток не должна претерпевать значительных колебаний. Допускаются колебания температуры не свыше  $\pm(2,5-3^\circ)$ ; поэтому падение температуры в жилом помещении, хотя бы и кратковременное, ниже  $15-16^\circ$  является недопустимым. В вагонах не всегда осуществимо последнее условие, вследствие чего при наружных температурах  $-50$  и  $-55^\circ$  возможно снижение температуры воздуха внутри кузова до  $12-15^\circ$ .

Ограждающие части кузова должны иметь достаточные теплоизоляционные качества, чтобы с повышением влажности воздуха не создавались благоприятные условия для конденсации влаги на внутренних поверхностях и внутри ограждений.

Теплотехнические расчёты, предложенные проф. О. Е. Власовым, В. Д. Мачинским, К. Ф. Фокиным для расчёта ограждающих конструкций зданий, вполне применимы и для вагонов. Эти расчёты позволяют создать ограждения, удовлетворяющие всем санитарно-гигиеническим требованиям.

Для теплотехнических расчётов пассажирских вагонов температуру наружного воздуха обычно принимают равной  $-35^\circ$ , а внутри вагона  $18-20^\circ$ ; следовательно, температурный расчётный перепад составляет  $53-55^\circ$ .

В соответствии с назначением вагона температуру внутреннего воздуха  $t_v$  принимают в уборных и коридорах равной  $16-20^\circ$ , в предтамбурных коридорах  $12-15^\circ$ , в вагонах-аудиториях  $16-18^\circ$ .

Температура измеряется в середине отделения или на перегородках на высоте  $1,5$  м от пола.

#### Передача тепла через ограждающие конструкции при стационарном тепловом потоке

Предлагаемые расчёты относятся к плоским стенкам, через которые проходит стационарный тепловой поток. Стационарный поток характеризуется постоянством количества тепла, проходящего через ограждение в единицу времени.

Количество тепла (фиг. 1), теряемого или передаваемого в течение часа через многослойную стенку (ограждение) площадью  $F$   $\text{м}^2$ ,

$$Q = (t_v - t_n) FK = \frac{t_v - t_n}{R_o} F \text{ ккал/час}, \quad (1)$$

где

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_v} + \sum_1^n \frac{\delta}{\lambda}} = \frac{1}{R_o} \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}. \quad (2)$$

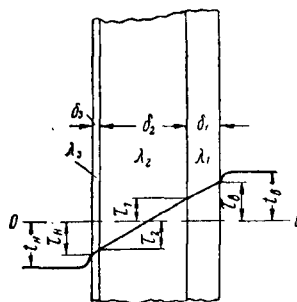
Общее термическое сопротивление

$$R_o = R_v + R_n + R = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{1}{\alpha_n} + \sum_1^n \frac{\delta}{\lambda} \text{ }^\circ\text{C м}^2\text{час/ккал}, \quad (3)$$

где  $R_v$  — сопротивление тепловосприятию в  $^\circ\text{C м}^2\text{час/ккал}$ ;

$R_n$  — сопротивление теплоотдаче в  $^\circ\text{C м}^2\text{час/ккал}$ ;

$R$  — термическое сопротивление ограждения в  $^\circ\text{C м}^2\text{час/ккал}$ .



Фиг. 1. Падение температуры в многослойной стенке при проходе через неё теплового потока

Для определения теплотерь кузова вагона вычисляют коэффициенты теплопередачи  $K$  для стен, пола, окон и потолка с учётом влияния стоек, стрингеров, шкворневой, хребтовой и промежуточных поперечных балок.

Количество тепла, теряемого в час через все ограждения кузова,

$$Q_1 = K_{прив} (t_v - t_n) F_o \text{ ккал/час}, \quad (4)$$

где

$F_o$  — общая или суммарная площадь внешних поверхностей ограждений вагона в  $\text{м}^2$ ;

$K_{прив}$  — приведённый, или расчётный, коэффициент теплопередачи в  $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$ , определяемый из выражения:

$$K_{прив} = \frac{K_{ст} F_{ст} + K_{пола} F_{пола} + K_{пот} F_{пот} + K_{окон} F_{окон} + K_{стоек} F_{стоек} + \dots}{F_{ст} + F_{пола} + F_{пот} + F_{окон} + F_{стоек} + \dots} \quad (5)$$

Данные для определения  $K_{прив}$  деревянного кузова пассажирского вагона длиной 20,2 м приведены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристика кузова вагона длиной 20,2 м

Элемент кузова	Коэффициент теплопередачи $K$ в $\text{ккал/м}^2\text{час } ^\circ\text{C}$	Общая площадь в $\text{м}^2$
Пол . . . . .	0,8 — 1,1	58
Потолок . . . . .	0,88 — 1,12	61
Стены . . . . .	0,92 — 1,17	90
Окна . . . . .	3,0	16
Итого . . . . .	—	225

В этой таблице приведены значения  $K$ , определённые по формуле (2) для пола, потолка и стен без учёта воздушных прослоек между слоями изоляции, а для окон — с учётом воздушной прослойки между рамами.

Для кузова пассажирского вагона длиной 20,2 м, изолированного шевелином,

$$K_{прив} = 1,13 \text{ ккал/м}^2\text{час } ^\circ\text{C}.$$

Данные для определения  $K_{прив}$  кузова пассажирского некупейного металлического вагона, изолированного мипорой, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Характеристика кузова некупейного металлического вагона длиной 23,6 м

Элемент кузова	Коэффициент теплопередачи $K$ в $\text{ккал/м}^2$ час $^{\circ}\text{C}$		Общая площадь в $\text{м}^2$
	в пределах	средний	
Продольные стены . . . . .	0,6—1,3	0,9	81,3
Лобовые стены . . . . .	0,8—1,5	1,0	18,0
Окна . . . . .	3,0	3,0	22,7
Крыша . . . . .	0,5—1,25	0,8	76,5
Пол . . . . .	0,6—2,2	0,7	67,0
Итого (по наружному обмеру). . . . .			267,5
В том числе:			
Стойки . . . . .	1,2—1,8	—	26
Потолочные дуги . . . . .	1,8—2,2	—	
Шкворневые балки . . . . .			
Хребтовая балка . . . . .			
Поперечные балки . . . . .			

Экспериментально найденный приведённый коэффициент теплопередачи для всего кузова металлического вагона, изолированного мипорой, с учётом потерь тепла через неплотности в окнах, дверях и т. п. составляет:

$$K_{прив} = 0,92 \div 1,10 \text{ ккал/м}^2\text{час } ^\circ\text{C}.$$

Кузов изотермического металлического четырёхосного вагона, изолированный шевелином, имеет  $K_{прив} = 0,45 \text{ ккал/м}^2\text{час } ^\circ\text{C}$ , а минеральным войлоком —  $K_{прив} = 0,48 \text{ ккал/м}^2\text{час } ^\circ\text{C}$ . Расчётная поверхность кузова четырёхосного изотермического вагона равна  $164 \text{ м}^2$ . Приведённый коэффициент теплопередачи  $K_{прив}$  для изотермических вагонов без учёта потерь тепла через неплотности в люках, дверях и т. п. принимается в расчётах равным  $0,5 \text{ ккал/м}^2\text{час } ^\circ\text{C}$ .

Когда известны температуры  $\tau_a$  и  $\tau_n$  на поверхностях ограждения, то количество тепла, теряемого в течение 1 часа через  $1 \text{ м}^2$  ограждения,

$$Q = \Lambda (\tau_a - \tau_n). \quad (6)$$

Коэффициент теплопроницания ограждения  $\Lambda$  зависит от теплотехнических свойств ограждения и равен  $\Lambda = \frac{1}{R}$ , где  $R$  — термическое сопротивление ограждения.

Коэффициент теплопроницания выражает количество калорий тепла, проходящего через  $1 \text{ м}^2$  ограждения в течение часа, при разности температур на поверхностях ограждения, равной  $1^\circ\text{C}$ .

Отличие коэффициента теплопроницания  $\Lambda$  от коэффициента теплопередачи  $K$  заключается в том, что  $\Lambda$  относится к  $1^\circ\text{C}$  разности температур на одной и другой поверхностях ограждения, а  $K$  — к  $1^\circ\text{C}$  разности температур воздуха с одной и другой сторон ограждения.

#### Расчёт температуры ограждения

Температура внутренней поверхности ограждения

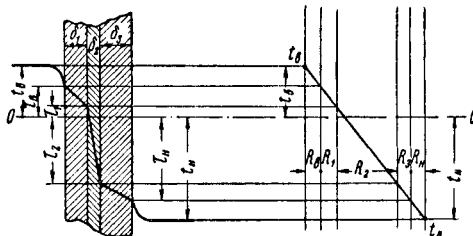
$$\begin{aligned} \tau_a &= t_a - \frac{K}{\alpha_a} (t_a - t_n) = \\ &= t_a - \frac{R_a}{R_o} (t_a - t_n). \end{aligned} \quad (7)$$

Температура внутренней поверхности любого  $n$ -го слоя ограждения, считая от внутренней поверхности ограждения,

$$\tau_n = t_a - \frac{t_a - t_n}{R_o} \left( R_a + \sum_1^{n-1} R \right), \quad (8)$$

где  $\sum_1^{n-1} R$  — сумма термических сопротивлений  $n-1$  первых слоёв ограждения.

Температуру внутренней поверхности любого  $n$ -го слоя ограждения, считая от внутренней поверхности ограждения, можно найти графически, если известны численные значения для  $R$ . Построение графика температур производится следующим способом. По оси абсцисс (фиг. 2), соответствующей нулевой



Фиг. 2. Графическое построение температурной линии в ограждении

температуре, в выбранном масштабе откладывают последовательно все термические сопротивления от  $R_0, R_1, R_2, \dots, R_n$ .

Проведя вертикальные линии через полученные точки и отложив на крайних вертикалях в выбранном масштабе соответственно отрезки  $t_\theta$  и  $t_n$ , соединяют точки  $t_\theta$  и  $t_n$  прямой линией. Температура на границах слоёв ограждения определяется величинами отрезков, расположенных между осью абсцисс и точками пересечения прямой  $t_\theta - t_n$  с соответствующими вертикальными линиями.

Линия перепада температур в ограждающей конструкции получается после переноса на чертёж соответствующих температур, как это показано на фиг. 2.

### Выбор коэффициента теплопередачи $K$

Величина коэффициента теплопередачи  $K$  для ограждений вагона выбирается в зависимости от максимально допустимой разности температур воздуха внутри кузова  $t_\theta$  и внутренней поверхности ограждения  $\tau_\theta \text{ min}$ . Разность  $t_\theta - \tau_\theta \text{ min}$  определяется из двух условий:

1) отсутствия конденсата на поверхности ограждения. Это возможно в том случае, когда

$$t_\theta - \tau_\theta \text{ min} = t_\theta - (\tau_w + \tau_{зан}),$$

где  $\tau_w$  — точка росы<sup>1</sup> внутреннего воздуха в °C;

$\tau_{зан}$  — величина запаса на конденсат;

$$\tau_{зан} = 2 \div 3^\circ \text{C};$$

2) вредного влияния низкой температуры поверхности стен на пассажиров, находящихся вблизи стен. Эта разность, как указывалось выше, не должна быть более  $6^\circ \text{C}$ , т. е.

$$t_\theta - \tau_\theta \text{ min} \leq 6^\circ \text{C}.$$

Для вычисления принимается минимальная разность  $t_\theta - \tau_\theta \text{ min}$ , определённая из двух предыдущих условий; коэффициент теплопередачи

$$K = \alpha_\theta \frac{t_\theta - \tau_\theta \text{ min}}{t_\theta - t_n}. \quad (9)$$

Для крыши вагона коэффициент теплопередачи выбирается из условия, чтобы при наружных температурах, достигающих минус  $2 \div 3^\circ \text{C}$ , температура на поверхности крыши под снегом была ниже нуля во избежание таяния снега и образования льда на наружных поверхностях ограждений вагона.

Температура на наружной поверхности крыши под снежным покровом

$$\tau_{кр} = t_n + K_1 (t_\theta - t_n) \left( \frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{сн}}{\lambda_{сн}} \right) < 0^\circ, \quad (10)$$

где  $K_1$  — коэффициент теплопередачи крыши с учётом снежного покрова

$$K_1 = \frac{1}{R_1}. \quad (11)$$

<sup>1</sup> Точкой росы называется температура, при которой воздух данной влажности достигает полного насыщения водяным паром. Понижение температуры ниже точки росы приводит к конденсации части содержащегося в воздухе водяного пара.

Термическое сопротивление крыши

$$R_1 = R_{кр} + \frac{\delta_{сн}}{\lambda_{сн}},$$

где  $R_{кр}$  — термическое сопротивление крыши без учёта снега;

$\delta_{сн}$  и  $\lambda_{сн}$  — соответственно толщина слоя и теплопроводность снега.

Средний коэффициент теплопроводности снега  $\lambda_{сн} = 0,35 \text{ ккал/м час}^\circ \text{C}$  (для снега уплотнённого  $0,1 \div 0,2$  и уплотнённого  $0,4 \div 0,5 \text{ ккал/м час}^\circ \text{C}$ ).

### Коэффициент тепловосприятия $\alpha_\theta$ и сопротивление тепловосприятию $R_\theta$

Коэффициентом тепловосприятия  $\alpha_\theta$  называется количество тепла, которое воспринимается  $1 \text{ м}^2$  внутренней поверхности ограждения в течение часа при разности температур между воздухом и внутренней поверхностью ограждения, равной  $1^\circ \text{C}$ .

Величина  $R_\theta = \frac{1}{\alpha_\theta}$ , обратная  $\alpha_\theta$ , называется сопротивлением тепловосприятию.

Передача тепла к внутренней поверхности ограждения происходит через лучеиспускание и конвекцию, поэтому

$$\alpha_\theta = \alpha_\lambda + \alpha_\kappa. \quad (12)$$

Коэффициент теплопередачи излучением

$$\alpha_\lambda = \varepsilon C_s \frac{\left( \frac{273 + \tau_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + \tau_2}{100} \right)^4}{\tau_1 - \tau_2} \quad (13)$$

или по формуле проф. Н. И. Белоконов

$$\alpha_\lambda = 0,2\varepsilon \left( \frac{T_m}{100} \right)^3, \quad (14)$$

где  $C_s$  — коэффициент излучения абсолютно чёрного тела, равный  $4,96 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{K}^4$ ;

$\varepsilon$  — степень черноты тела, изменяющаяся в пределах от 0 до 1 в зависимости от физических свойств тела, состояния его поверхности и температуры. Значения степени черноты различных материалов, применяемых в вагонных конструкциях, приведены в табл. 3;

$\tau_1$  — температура в °C поверхностей внутренних конструкций, излучающих тепло, принимаемая равной температуре воздуха внутри вагона  $t_\theta$ ;

$\tau_2$  — температура в °C внутренней поверхности ограждения, равная  $\tau_\theta$ ;

$T_m$  — средняя абсолютная температура, определяемая из соотношения

$$T_m = \left( 273 + \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} \right) f, \quad (15)$$

где  $f$  — поправочный коэффициент, зависящий от отношения температур  $\frac{273 + \tau_1}{273 + \tau_2}$  и определяемый по табл. 4.

Таблица 3  
Степень черноты полного нормального излучения  
для различных материалов, применяемых  
в вагонных конструкциях

Наименование материала	°C	ε
Алюминий шероховатый . . .	26	0,055
Сталь окисленная . . . . .	100	0,736
Сталь оцинкованная, листовая, блестящая . . . . .	28	0,223
Сталь оцинкованная, листовая, серая, окисленная . . . . .	24	0,276
Картон асбестовый . . . . .	24	0,96
Дуб строганный . . . . .	20	0,895
Лак белый, эмалевый на сталь- ной шероховатой пластине . .	23	0,906
Лак чёрный, матовый . . . . .	40—95	0,96—0,93
Краски масляные различных цветов . . . . .	100	0,92—0,96
Краски алюминиевые различ- ной давности и с переменным содержанием алюминия . . .	100	0,27—0,67
Стекло гладкое . . . . .	22	0,937

Таблица 4  
Значения коэффициента  $f$

$\frac{273+\tau_1}{273+\tau_2}$	1	2	3	4	5
$f$ . . . . .	1,000	1,036	1,077	1,108	1,130

Значение  $\alpha_k$  коэффициента передачи тепла конвекцией вычисляется по формуле В. С. Жуковского для  $t_g - \tau_g < 15^\circ \text{C}$ :

$$\alpha_k = 2,2 (t_g - \tau_g)^{0,25}. \quad (16)$$

Коэффициент тепловосприятости  $\alpha_g$  определяется из выражения:

$$\alpha_g = 0,2\epsilon \left( \frac{273 + \frac{t_g + \tau_g}{2}}{100} f \right)^3 + 2,2 (t_g - \tau_g)^{0,25}. \quad (17)$$

Обычно в теплотехнических расчётах принимают значения для  $\alpha_g$  и  $R_g$ , указанные в ОСТ 90008-39.

Применительно к вагонам эти данные приведены в табл. 5.

Таблица 5  
Значения  $\alpha_g$  и  $R_g$  для ограждений кузова вагона

Наименование ограждения	Коэффициент тепловосприятости $\alpha_g$ в $\text{ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$	Сопротивление тепло-восприятию $R_g$ в $\text{м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C/ккал}$
Стены и потолок . .	7,50	0,133
Пол . . . . .	5,0	0,20
Окна с двойным остеклением, двери и мало утеплённые ограждения . . . .	9,00	0,111
Окна с одинарным остеклением . . .	9,60	0,104

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_n$  и сопротивление теплоотдаче  $R_n$

Коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_n$  называется количество тепла, отдаваемого  $1 \text{ м}^2$  наружной поверхности ограждения в течение часа, при разности температур между наружной поверхностью ограждения и наружным воздухом, равной  $1^\circ \text{C}$ .

Величина  $R_n$ , обратная коэффициенту теплоотдачи, называется сопротивлением теплоотдаче.

Отдача тепла внешней поверхностью ограждения происходит лучеиспусканием и конвекцией, поэтому

$$\alpha_n = \alpha_l + \alpha_k. \quad (18)$$

Величина коэффициента  $\alpha_l$  вычисляется по формуле

$$\alpha_l = C_s \epsilon \frac{\left( \frac{273 + \tau_n}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + t_n}{100} \right)^4}{\tau_n - t_n} \approx \approx 0,2\epsilon \left( \frac{273 + \frac{\tau_n + t_n}{2}}{100} f \right)^3, \quad (19)$$

где  $\epsilon$  — степень черноты наружной поверхности ограждения;

$C_s$  — коэффициент излучения абсолютно чёрного тела, равный  $4,96 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{K}^4$ ;

$\tau_n$  — температура наружной поверхности ограждения в  $^\circ\text{C}$ ;

$t_n$  — температура внешнего воздуха в  $^\circ\text{C}$ .

Значение коэффициента передачи тепла конвекцией  $\alpha_k$  определяется по формуле проф. М. А. Михеева

$$\alpha_k = 0,032 \left( \frac{w_0}{v_f} \right)^{0,8} \frac{\lambda_f}{l^{0,2}}, \quad (20)$$

где  $w_0$  — геометрическая сумма скоростей относительного движения поезда и ветра в  $\text{м/сек}$ ;

$v_f$  — коэффициент кинематической вязкости воздуха в  $\text{м}^2/\text{сек}$  при температуре  $t_n$ ;

$\lambda_f$  — коэффициент теплопроводности воздуха в  $\text{ккал/м час } ^\circ\text{C}$  при температуре  $t_n$ ;

$l$  — длина поверхности, омываемой воздухом, в  $\text{м}$ .

Величина  $\alpha_n$  находится из выражения

$$\alpha_n' = 0,2\epsilon \left( \frac{273 + \frac{\tau_n + t_n}{2}}{100} f \right)^3 + 0,032 \left( \frac{w_0}{v_f} \right)^{0,8} \frac{\lambda_f}{l^{0,2}}. \quad (21)$$

Во время дождя или снегопада  $\alpha_n$  достигает  $200 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$ .

Численные значения для  $\lambda_f$  и  $v_f$  приведены в табл. 6.

Температура  $\tau_n$  при стационарном тепловом потоке определяется из выражения

$$\tau_n = t_n + \frac{K}{\alpha_n} (t_g - t_n) ^\circ\text{C}. \quad (22)$$



Значения  $\lambda_f$  и  $\nu_f$  для сухого воздуха при  $p = 1 \text{ кг/см}^2$ 

Таблица 6

Температура в °C	-50	-20	0	10	20	30	40	50
$10^6 \nu_f$ в $\text{м}^2/\text{сек}$ . . . . .	9,54	11,93	13,70	14,70	15,70	16,61	17,60	18,60
$10^3 \lambda_f$ в $\text{ккал/м час } ^\circ\text{C}$ . . . . .	1,75	1,94	2,04	2,11	2,17	2,22	2,28	2,35

Термическое сопротивление  $R$ 

Термическое сопротивление зависит от теплопроводности материалов, составляющих ограждение, размеров и конструкции ограждения.

Если ограждение состоит из одного только материала, то термическое сопротивление

$$R = \frac{\Delta}{\lambda}. \quad (23)$$

Термическое сопротивление многослойного ограждения, расположенного перпендикулярно направлению теплового потока, составляет

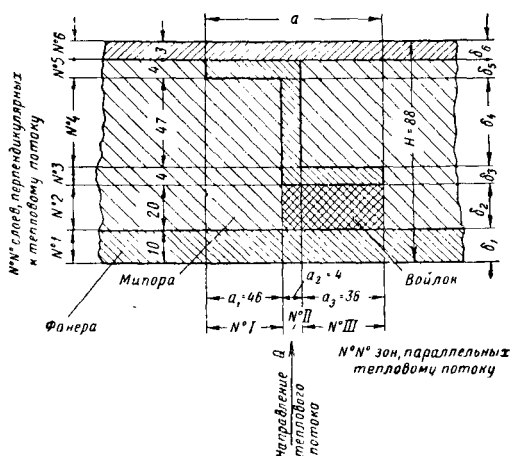
$$R = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n, \quad (24)$$

или

$$R = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}. \quad (25)$$

Коэффициенты теплопроводности различных материалов, применяемых в вагонных конструкциях, приведены в табл. 7.

Термическое сопротивление ограждения неодинаковой конструкции в разных частях своей площади, перпендикулярной тепловому потоку, определяется приближенным способом, предложенным К. Ф. Фокиным. Для нахождения термического сопротивления, например стенки металлического вагона, изолированной мипорой и имеющей металлическую зетобразную стойку (фиг. 3), делят площадь ограждения



Фиг. 3. Стенка вагона с металлической зетобразной стойкой

плоскостями, параллельными направлению теплового потока, на зоны (в данном случае три), из которых каждая имеет одинаковую

конструкцию. Затем определяют сопротивления  $R_I$ ,  $R_{II}$  и  $R_{III}$  для участков  $a_1$ ,  $a_2$  и  $a_3$  по формулам:

$$R_I = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2 + \delta_3 + \delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5 + \delta_6}{\lambda_3} =$$

$$= \frac{0,01}{0,13} + \frac{0,02 + 0,004 + 0,047}{0,035} +$$

$$+ \frac{0,004 + 0,003}{50} = 2,09 \text{ м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C/ккал};$$

Таблица 7

Коэффициенты теплопроводности  $\lambda$ , объёмные веса  $\gamma$  и удельные теплоёмкости  $c$  материалов, применяемых в вагонных конструкциях

Материал	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , °C в ккал/м час	Средняя удельная теплоёмкость $c$ в ккал/кг °C	Объёмный вес $\gamma$ при обычной температуре в кг/м³
Альфель . . . . .	0,04	—	20
Асбест листовой . . . . .	0,10	0,195	770
Алюминий . . . . .	123,0	0,20	2 670
Войлок минеральный . . . . .	0,044	0,23	140
Войлок шерстяной . . . . .	0,03—	0,45	330
	0,05		
Дуб поперёк волокон . . . . .	0,178	0,42	800
» вдоль » . . . . .	0,312	—	800
Сосна и ель поперёк волокон в наружных ограждениях . . . . .	0,15	0,65	600
То же во внутренних конструкциях . . . . .	0,12	0,65	600
Сосна и ель вдоль волокон . . . . .	0,33	0,65	600
Дерево-плита . . . . .	0,19	0,60	680
Фанера клеёная . . . . .	0,13	0,60	600
Древесная шерсть . . . . .	0,036	0,36	80
Камышит . . . . .	0,06	0,36	200
Картон обыкновенный . . . . .	0,15	0,36	700
Ксилолит . . . . .	0,15	0,50	800
Линолеум . . . . .	0,16	0,42	1 150
Линкруста . . . . .	0,14	0,36	900
Льняно-бумажная изоляция . . . . .	0,05	0,4	180
Мипора . . . . .	0,027—	0,37	15—35
	0,045		
Опилки . . . . .	0,08	0,60	250
Пробковые плиты . . . . .	0,04—	0,50	150—200
	0,06		
Руберойд . . . . .	0,15	0,36	600
Соломит . . . . .	0,05	0,36	150
Стекло . . . . .	0,65	0,20	2 500
Стекланная вата . . . . .	0,045—	0,2	150—200
	0,05		
Сталь . . . . .	30—55	0,115	7 700—7 900
Торфяные плиты . . . . .	0,05—	0,5	200—400
	0,07		
Толь бумажный . . . . .	0,20	0,36	500
Шевелин . . . . .	0,040—	0,45	140—260
	0,045		
Шлаковая шерсть . . . . .	0,055	0,18	300
Целотекс . . . . .	0,04	—	215

$$R_{II} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3 + \delta_4 + \delta_5 + \delta_6}{\lambda_3} =$$

$$= \frac{0,01}{0,13} + \frac{0,02}{0,04} +$$

$$+ \frac{0,004 + 0,047 + 0,004 + 0,003}{50} =$$

$$= 0,57 \text{ м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}/\text{ккал};$$

$$R_{III} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3 + \delta_6}{\lambda_3} + \frac{\delta_4 + \delta_5}{\lambda_4} =$$

$$= \frac{0,01}{0,13} + \frac{0,02}{0,04} + \frac{0,004 + 0,003}{50} +$$

$$+ \frac{0,047 + 0,004}{0,035} = 2,02 \text{ м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}/\text{ккал}.$$

Среднее термическое сопротивление для площади  $F = (a_1 + a_2 + a_3) \text{ м}^2$  вычисляется из выражения

$$\frac{1}{R_{\parallel cp}} = \frac{1}{R_I} \cdot \frac{F_1}{F} + \frac{1}{R_{II}} \cdot \frac{F_2}{F} +$$

$$+ \frac{1}{R_{III}} \cdot \frac{F_3}{F} \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}, \quad (26)$$

где

$$F_1 = a_1 H \text{ м}^2, \quad F_2 = a_2 H \text{ м}^2 \quad \text{и}$$

$$F_3 = a_3 H \text{ м}^2. \quad (27)$$

После алгебраических преобразований выражения (26) получим

$$R_{\parallel cp} = \frac{a_1 + a_2 + a_3}{\frac{a_1}{R_I} + \frac{a_2}{R_{II}} + \frac{a_3}{R_{III}}} =$$

$$= \frac{0,046 + 0,004 + 0,036}{\frac{0,046}{2,09} + \frac{0,004}{0,57} + \frac{0,036}{2,02}} = 1,91 \text{ м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}/\text{ккал}.$$

Затем делят стенку плоскостями, перпендикулярными тепловому потоку (параллельными поверхности ограждения), и вычисляют для каждого слоя термическое сопротивление и среднее значение коэффициента теплопровод-

$$\text{ности } \lambda^{cp} = \frac{\lambda_1 F'_1 + \lambda_2 F'_2 + \dots}{F'_1 + F'_2 + \dots}:$$

$$1) R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,01}{0,13} = 0,077 \text{ м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}/\text{ккал};$$

$$2) \lambda_2^{cp} = \frac{\lambda_2 (a_2 + a_3) + \lambda_4 a_1}{a_1 + a_2 + a_3} =$$

$$= \frac{0,04 \cdot 0,04 + 0,035 \cdot 0,046}{0,086} =$$

$$= 0,037 \text{ ккал/м час } ^\circ\text{C}$$

и

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2^{cp}} = \frac{0,02}{0,037} = 0,538 \text{ м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}/\text{ккал};$$

$$3) \lambda_3^{cp} = \frac{\lambda_3 (a_2 + a_3) + \lambda_4 a_1}{a_1 + a_2 + a_3} =$$

$$= \frac{50 \cdot 0,04 + 0,035 \cdot 0,046}{0,086} =$$

$$= 23,3 \text{ ккал/м час } ^\circ\text{C}$$

и

$$R_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3^{cp}} = \frac{0,04}{23,3} = 0,0017 \text{ м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}/\text{ккал};$$

$$4) \lambda_4^{cp} = \frac{\lambda_4 (a_1 + a_3) + \lambda_3 a_2}{a_1 + a_2 + a_3} =$$

$$= \frac{0,035 \cdot 0,082 + 50 \cdot 0,004}{0,086} =$$

$$= 2,37 \text{ ккал/м час } ^\circ\text{C}$$

и

$$R_4 = \frac{\delta_4}{\lambda_4^{cp}} = \frac{0,047}{2,37} = 0,02 \text{ м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}/\text{ккал};$$

$$5) \lambda_5^{cp} = \frac{\lambda_4 a_3 + \lambda_3 (a_1 + a_2)}{a_1 + a_2 + a_3} =$$

$$= \frac{0,035 \cdot 0,036 + 50 \cdot 0,05}{0,086} = 29 \text{ ккал/м час } ^\circ\text{C}$$

и

$$R_5 = \frac{\delta_5}{\lambda_5^{cp}} = \frac{0,04}{29} = 0,0014 \text{ м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}/\text{ккал};$$

$$6) R_6 = \frac{\delta_6}{\lambda_6} = \frac{0,03}{50} = 0,00006 \text{ м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}/\text{ккал}.$$

Суммарное термическое сопротивление стенки

$$R_{\perp} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 =$$

$$= 0,077 + 0,538 + 0,0017 + 0,02 + 0,0014 +$$

$$+ 0,00006 = 0,638 \text{ м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}/\text{ккал}.$$

Среднеарифметическое из величин  $R_{\parallel cp}$  и  $R_{\perp}$  достаточно близко к истинному значению

$$R_{расч} = \frac{R_{\parallel cp} + R_{\perp}}{2} = \frac{1,91 + 0,632}{2} =$$

$$= 1,27 \text{ м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}/\text{ккал}.$$

Коэффициент теплопередачи в рассматриваемом сечении ограждения

$$K = \frac{1}{R_{расч} + \frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_n}}. \quad (28)$$

### Воздушные прослойки

Воздух, заключенный в герметически закрытые прослойки, является наименее теплопроводной средой из всех известных нам материалов; однако такими качествами воздух обладает только тогда, когда он находится в неподвижном или малоподвижном состоянии и при малой величине тепловых излучений между поверхностями, ограничивающими воздушные прослойки.

В воздушных прослойках от горячей стенки к холодной тепло передается теплопроводностью (кондукцией), конвекцией и лучением.

Общее количество тепла, передаваемого через 1 м<sup>2</sup> воздушной прослойки в единицу времени, составляет

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (29)$$

где  $Q_1$  — количество тепла, передаваемого теплопроводностью;

$Q_2$  — количество тепла, передаваемого конвекцией;

$Q_3$  — количество тепла, передаваемого излучением.

$Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$  вычисляются по формулам:

$$Q_1 = \frac{\lambda_{\delta\delta}}{\delta_{\delta\delta}} (\tau_1 - \tau_2), \quad (30)$$

где  $\lambda_{\delta\delta}$  — коэффициент теплопроводности неподвижного воздуха, равный 0,02 ккал/м час °С;

$\delta_{\delta\delta}$  — толщина воздушной прослойки в м;

$$Q_2 = \frac{\lambda_K}{\delta_{\delta\delta}} (\tau_1 - \tau_2), \quad (31)$$

где  $\lambda_K$  — некоторый условный коэффициент передачи тепла конвекцией, подбираемый в соответствии с толщиной прослойки для вертикальных прослоек по табл. 8.

В горизонтальных прослойках различают два случая: прослойка может иметь свою более теплую ограничивающую поверхность в качестве верхней границы (пол кузова) или же в качестве нижней (потолок кузова). В первом случае в расчетах принимают  $\lambda_K = 0$ .

Во втором случае  $\lambda_K$  принимают по данным табл. 9.

$$Q_3 = (\tau_1 - \tau_2) \lambda_{из}, \quad (32)$$

где  $\lambda_{из}$  — коэффициент передачи тепла излучением.

Этот коэффициент определяют из выражения

$$\lambda_{из} = \alpha_n = \varepsilon_n C_s \frac{\left(\frac{273 + \tau_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{273 + \tau_2}{100}\right)^4}{\tau_1 - \tau_2} \approx 0,2 \varepsilon_n \left(\frac{273 + \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}}{100} f\right)^3, \quad (33)$$

где  $\varepsilon_n$  — приведенная степень черноты, определяемая из выражения

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}; \quad (34)$$

здесь  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  — степени черноты поверхностей, ограничивающих воздушную прослойку.

Как следует из формул (33) и (34), коэффициент  $\lambda_{из}$  зависит от степеней черноты  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  поверхностей, ограждающих воздушную прослойку, и средней температуры воздушной прослойки  $\frac{\tau_1 + \tau_2}{2}$ .

$$\text{Значения коэффициента } \left(\frac{273 + \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}}{100} f\right)^3$$

в зависимости от средней температуры  $\frac{\tau_1 + \tau_2}{2}$  воздушной прослойки приведены в табл. 10.

Таблица 8

Значения  $\lambda_K$  для вертикальных прослоек

$\delta_{\delta\delta}$ в см . . . . .	1	2	3	4	5	6	7	8	10
$\lambda_K$ в ккал/м час °С . . . . .	0,004	0,010	0,021	0,033	0,045	0,058	0,073	0,089	0,123

Таблица 9

Значения  $\lambda_K$  для горизонтальных прослоек

$\delta_{\delta\delta}$ в см . . . . .	1	2	3	4	5	6	7	8	10	15
$\lambda_K$ в ккал/м час °С . . . . .	0,009	0,022	0,038	0,055	0,073	0,09	0,108	0,126	0,160	0,24

Таблица 10

Значения коэффициента  $\left(\frac{273 + \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}}{100} f\right)^3$  в зависимости от температуры воздушной прослойки

Средние температуры воздушной прослойки $\frac{\tau_1 + \tau_2}{2}$ в °С	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25
$\left(\frac{273 + \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}}{100} f\right)^3$	26,3	25,0	24,0	22,8	21,5	20,3	19,25	18,25	17,25	16,25	15,25

На основании анализа значений величин, приведённых в табл. 10, можно заключить, что теплозащитные свойства воздушной прослойки повышаются при понижении его средней температуры. Поэтому воздушные прослойки рекомендуется располагать ближе к наружной поверхности, где температура в зимнее время является более низкой.

Сложив значения  $Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q$ , получим выражение для общего количества тепла, передаваемого через  $1 \text{ м}^2$  воздушной прослойки в единицу времени,

$$Q = \frac{\lambda_{вз} + \lambda_k + \lambda_{из} \delta_{вз}}{\delta_{вз}} (\tau_1 - \tau_2). \quad (35)$$

Выражение  $\lambda_{вз} + \lambda_k + \lambda_{из} \delta_{вз} = \lambda_a$  можно рассматривать, как коэффициент теплопроводности материала, подчиняющегося законам передачи тепла через твёрдые тела. Этот суммарный коэффициент называется эквивалентным коэффициентом теплопроводности воздуха. Термическое сопротивление замкнутой воздушной прослойки определяется из выражения  $R_{вз} = \frac{\delta_{вз}}{\lambda_a}$ .

Для выбора величины  $\lambda_a$  предварительно задаются средней температурой прослойки и по ней вычисляют  $\lambda_a$  и термическое сопротивление прослойки  $\frac{\delta_{вз}}{\lambda_a}$ . По найденным значениям  $\frac{\delta_{вз}}{\lambda_a}$  и сопротивлению теплопередаче

ограждения  $R_0$  определяют температуры поверхностей ограждений прослойки и по ним снова вычисляют величину  $\lambda_a$ . Если полученная величина  $\lambda_a$  близка к предварительно принятой, то на этом расчёт и заканчивают.

Высота воздушной прослойки оказывает влияние на конвекцию, а средняя температура — на лученспускание. Главным видом теплопередачи в воздушных прослойках является теплоизлучение, а конвекция имеет сравнительно небольшое значение (8—18%). Поэтому ограждение, состоящее из узких воздушных прослоек и мембран, выполненных из листов материала, слабо излучающего теплоту, обладает отличными изолирующими качествами. Указанный принцип применён в альфоловой изоляции.

Значения  $\lambda_a$  для ориентировочных расчётов приведены в табл. 11.

Таблица 11

Значения  $\lambda_a$  для ориентировочных расчётов

Толщина воздушной прослойки $\delta_{вз}$ в см	$\lambda_a$ в ккал/м час °С		
	вертикальные прослойки	горизонтальные прослойки	
		поток тепла снизу вверх	поток тепла сверху вниз
1	0,06	0,065	0,056
2	0,10	0,115	0,093
3	0,15	0,17	0,13
4	0,20	0,22	0,17
5	0,25	0,28	0,20
7	0,35	0,38	0,28
10	0,51	0,54	0,38
15	0,78	0,81	0,57
20	1,05	1,07	0,75

Указанные значения  $\lambda_a$  найдены при средней температуре прослойки, равной  $10^\circ$ , и степени черноты поверхностей, ограждающих воздушную прослойку,  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0,9$ .

Из табл. 11 следует, что наиболее эффективными в теплотехническом отношении являются воздушные прослойки толщиной не более 3 см.

### Влажностный режим ограждений кузова

Многие изолирующие материалы обладают гигроскопичностью, вследствие чего они увлажняются и при этом значительно снижают свои изолирующие качества. Неучтённая повышенная влажность изолирующих материалов приводит к ошибочности теплотехнических расчётов и иногда обуславливает применение неудовлетворительных в теплотехническом отношении ограждений. Многие изолирующие материалы, как, например, минераловатные, для ограждения от увлажнения обёртывают паронепроницаемыми оболочками, заклеенными специальными клеями. В пассажирских вагонах процесс конденсации влаги воздуха тесно связан с теплотехническим режимом ограждений. Влага воздуха может конденсироваться не только на внутренней поверхности, но часто проникает и внутрь ограждения.

Как известно, содержание водяного пара в воздухе называется его влажностью. Наибольшее количество водяного пара, которое может содержаться в единице объёма воздуха, зависит от температуры и парциального давления водяного пара. Различают абсолютную и относительную влажность воздуха.

Абсолютной влажностью воздуха называется количество (вес) водяного пара, содержащегося в  $1 \text{ м}^3$  смеси воздуха и пара при каком-либо состоянии. Относительной влажностью воздуха называется отношение веса водяных паров во влажном воздухе к весу водяных паров при полном его насыщении и той же температуре. Относительная влажность обычно выражается в процентах.

Для расчётов, связанных с конденсацией влаги, обычно пользуются величиной парциального давления водяного пара (упругость водяного пара), измеряемого в миллиметрах ртутного столба.

Количество водяных паров, содержащихся в воздухе различной температуры при полном его насыщении, приведено в табл. 12.

Табл. 12 пользуются и для определения точки росы  $\tau_w$ .

По таблице находят парциальное давление водяного пара, соответствующее полному насыщению воздуха для заданной температуры, берут от него заданный процент и находят парциальное давление, соответствующее точке росы. Например, при температуре воздуха  $20^\circ \text{С}$  наибольшее парциальное давление равно  $17,53 \text{ мм рт. ст.}$ , а при относительной влажности  $\omega = 60\%$  парциальное давление составляет  $0,6 \cdot 17,53 = 10,518 \text{ мм рт. ст.}$  Полученная цифра соответствует полному насыщению воздуха при температуре  $\tau_w \approx 12^\circ$ .

Когда температура внутренней поверхности ограждения становится ниже точки росы

Таблица 12

Количество водяных паров, содержащихся в воздухе различной температуры при полном его насыщении

Температура в °С	Содержание влаги в 1 м³ насыщенного воздуха в г	Давление водяного пара в мм рт. ст.	Температура в °С	Содержание влаги в 1 м³ насыщенного воздуха в г	Давление водяного пара в мм рт. ст.
-20	1,05	0,77	14	12,03	11,91
-15	1,58	1,24	16	13,59	13,63
-10	2,3	1,95	18	15,31	15,48
0	4,89	4,58	20	17,22	17,53
1	5,23	4,93	22	19,33	19,83
2	5,60	5,29	24	21,68	22,38
3	5,93	5,69	26	24,24	25,21
4	6,39	6,10	28	27,09	28,35
5	6,82	6,54	30	30,21	31,82
6	7,28	7,01	32	33,64	35,66
7	7,76	7,51	34	37,40	39,90
8	8,23	8,05	36	41,51	44,56
9	8,82	8,61	38	46,00	49,69
10	9,39	9,21	40	50,91	55,32
12	10,64	10,52			

внутреннего воздуха, влага из воздуха выпадает на этой поверхности в виде конденсата (росы).

При расчёте ограждений необходимо создать на его внутренней поверхности такую температуру, которая была бы выше точки росы для данной влажности воздуха.

Основными мероприятиями против конденсации влаги на внутренней поверхности ограждения является снижение относительной влажности воздуха в вагоне до 50—60%, что достигается соответствующей вентиляцией и повышением температуры на внутренней поверхности ограждения выше точки росы.

Повышение температуры внутренней поверхности ограждения достигается увеличением сопротивления теплопередаче  $R_o$  и уменьшением сопротивления тепловосприимчивости  $R_p$ .

#### Конденсация влаги внутри ограждения

В зимнее время ограждения кузова пассажирского вагона разделяют две воздушные среды с одинаковыми барометрическими давлениями (если предположить, что относительные влажности внутреннего и наружного воздуха являются равными), но с различными парциальными давлениями водяного пара.

Вследствие разности парциальных давлений водяного пара с одной и другой стороны ограждения возникает поток водяного пара через ограждения от внутренней его поверхности к наружной. Это явление называется диффузией водяного пара через ограждение. Парциальное давление газов, составляющих воздушную атмосферу, с внешней стороны ограждения является более высоким (за счёт меньшего парциального давления водяного пара с этой стороны) по сравнению с давлением внутри вагона, поэтому через ограждение будет диффундировать воздух от наружной к внутренней стороне ограждения. Количество диффундирующего водяного пара  $W_p$  в граммах в час через 1 м² плоской однородной стенки вычисляется по формуле

$$W_p = (e_v - e_n) \frac{\mu}{\Delta}, \quad (36)$$

где  $e_v$  и  $e_n$  — упругости водяного пара с внутренней и наружной стороны ограждения в мм рт. ст.;

$\mu$  — коэффициент паропроницаемости материала в г/м час мм рт. ст.;

$\Delta$  — толщина стенки в м.

Коэффициент паропроницаемости материала  $\mu$  показывает количество водяного пара в граммах, диффундируемого в течение 1 часа через 1 м² плоской стенки толщиной 1 м, изготовленной из данного материала, при разности упругостей водяного пара с одной и другой её сторон, равной 1 мм рт. ст.

Значения коэффициентов паропроницаемости некоторых материалов приведены в табл. 13.

Таблица 13

Значения коэффициентов паропроницаемости материалов

Наименование материала	Коэффициент паропроницаемости $\mu$ в г/м час мм рт. ст.
Асбестовый картон . . . . .	$0,67 \cdot 10^{-2}$
Сосна поперёк волокон . . .	$0,82 \cdot 10^{-2}$
» вдоль » . . . . .	$4,3 \cdot 10^{-2}$
Пергамин . . . . .	$0,016 \cdot 10^{-2}$
Руберойд . . . . .	$0,018 \cdot 10^{-2}$
Перфоль . . . . .	$0,0024 \cdot 10^{-2}$
Полихлорвиниловые пластики . . . . .	$0,00065 \cdot 10^{-2}$
Торфоплита . . . . .	$2,56 \cdot 10^{-2}$
Фанера клеёная (трёхслойная) . . . . .	$0,32 \cdot 10^{-2}$
Воздух в вертикальных прослойках или горизонтальных при потоке параснизу вверх . . . . .	$13,5 \cdot 10^{-2}$
Воздух в горизонтальных прослойках при потоке парасверху вниз . . . . .	$8,10 \cdot 10^{-2}$

Абсолютно паронепроницаемыми материалами являются металлы и стекло. Очень незначительной паропроницаемостью обладают масляная покраска, лаки, смолы, изоляционная бумага и полихлорвиниловые плёнки (перфоль, пергамин, толь и т. д.).

Сопротивление паропрооницанию слоя

$$H = \frac{\delta}{\mu} \text{ мм рт. ст. час м}^2/\text{г}, \quad (37)$$

где  $\delta$  — толщина слоя в м.

Полное сопротивление  $H_o$ , которое оказывает многослойное ограждение потоку диффундирующего через него водяного пара, равно сумме сопротивлений отдельных слоёв

$$H_o = H_1 + H_2 + \dots + H_n = \frac{\delta_1}{\mu_1} + \frac{\delta_2}{\mu_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\mu_n}, \quad (38)$$

где  $H_1, H_2, \dots, H_n$  — сопротивления паропрооницанию отдельных слоёв ограждения;  
 $n$  — число всех слоёв ограждения.

Количество диффундирующего через многослойное ограждение пара

$$W_p = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\mu_1} + \frac{\delta_2}{\mu_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\mu_n}} (e_s - e_n). \quad (39)$$

Упругость водяного пара на границах  $n$ -го и  $n-1$ -го слоёв ограждения

$$e_n = e_s - \frac{e_s - e_n}{H_o} \sum_{i=1}^{n-1} H_i, \quad (40)$$

где  $e_n$  — упругость водяного пара на внутренней поверхности  $n$ -го слоя ограждения;

$\sum_{i=1}^{n-1} H_i$  — сумма сопротивления паропрооницанию  $n-1$  слоёв ограждения, считая от его внутренней поверхности.

Формулы (36) — (40) справедливы только для стационарного состояния диффузии водяного пара через ограждения при отсутствии конденсации пара внутри ограждения.

На влажностный режим ограждения оказывает большое влияние порядок расположения слоёв изоляции.

Для защиты ограждения кузова пассажирских вагонов от конденсации в нём влаги необходимо располагать к внутренней поверхности материалы плотные, теплопроводные и малопаропроницаемые, а к наружной поверхности, наоборот, — пористые с меньшей теплопроводностью и большей паропроницаемостью.

При таком расположении слоёв в ограждении падение упругости водяного пара будет наибольшим в начале ограждения, а падение температуры — в конце ограждения.

Пароизоляционный слой в пассажирских вагонах необходимо располагать у внутренней поверхности не дальше той плоскости, температура которой равна точке росы внутреннего воздуха.

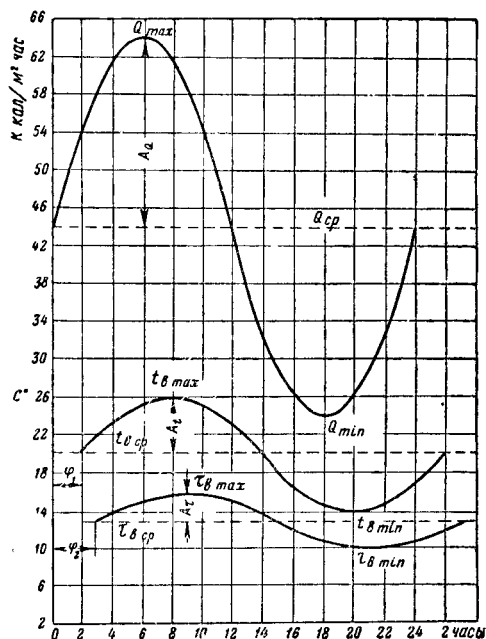
В изотермических вагонах располагают два надёжных пароизоляционных слоя — один у внутренней, а другой у наружной поверхности. В этом случае устраняются причины появления конденсации влаги как в летнее, так и в зимнее время.

### Теплоустойчивость ограждений при периодическом тепловом потоке от отопительной системы

Теплоустойчивостью ограждения называют его свойство обеспечивать большее или меньшее изменение температуры на внутренней поверхности при колебании величины теплового потока, проходящего через это ограждение. Приводимые ниже формулы предложены проф. О. Е. Власовым для периодических температурных колебаний. Отдача тепла отопительными приборами в течение суток происходит по некоторой кривой.

Проф. О. Е. Власов в своей теории принимает, что тепловой поток, выделяемый отопительными приборами, изменяется во времени по закону синусоиды или косинусоиды с периодом  $z$  часов, соответствующим времени между двумя последующими топками или загрузками топлива на колосниковую решётку, вследствие чего вызываются колебания теплового потока  $Q_z$ , проходящего через ограждение, колебания температуры воздуха  $t_v$  внутри помещения и температуры внутренней поверхности ограждения  $\tau_v$  с тем же периодом  $z$ .

На фиг. 4 колебания теплового потока изображены кривой  $Q$ , температуры воздуха —



Фиг. 4. Зависимость между  $Q$ ,  $t_v$  и  $\tau_v$  с учётом сдвига фаз ( $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ )

кривой  $t$  и температуры поверхности ограждения — кривой  $\tau$ . Средние значения этих величин обозначены  $Q_{cp}$ ,  $t_{v,cp}$  и  $\tau_{v,cp}$ , а амплитуды их колебаний — через  $A_Q$ ,  $A_t$  и  $A_\tau$ .

Указанные кривые сдвинуты одна относительно другой: кривая теплового потока  $Q$  опережает кривую температуры  $t$  внутри кузова на угол  $\varphi_1$ , а кривую температуры  $\tau$  поверхности стенки на угол  $\varphi_2$ .

Величина теплового потока для  $1 \text{ м}^2$  поверхности ограждения определяется по формуле

$$Q_z = K(t_s - t_n) = \frac{t_s - t_n}{R_o},$$

а величина амплитуды колебаний теплового потока  $A_Q$  выражается как часть среднего расхода тепла, т. е.  $A_Q = mQ_z$ , где  $m$  — отвлечённое число, зависящее от качеств отопительной системы и называемое коэффициентом неравномерности отдачи тепла отопительной системой или коэффициентом неравномерности теплового потока.

Наиболее равномерной отдачей тепла обладают системы центрального водяного отопления с непрерывным обслуживанием в течение суток. В жилых зданиях с центральным водяным отоплением коэффициент  $m = 0,1$ ; в вагонах при сравнительно малой теплопроизводительности котла во время загрузки его топливом и отсутствия авторегулировки процесса горения  $m = 0,20 \div 0,30$ , а при неправильном режиме отопления (забрасывание большого количества топлива на решётку котла) коэффициент  $m > 0,30$ .

Температура внутренней поверхности ограждений изменяется от  $\tau_{\max} = \tau_s + A_\tau$  до  $\tau_{\min} = \tau_s - A_\tau$ . Во избежание конденсации влаги на поверхности следует выбирать такие ограждения, систему отопления и вентиляцию, которые обеспечивают  $\tau_{\min} > \tau_w$ . Величина  $A_\tau$  зависит от  $A_Q$ , периода колебаний  $z$  и теплотехнических свойств ограждения.

Отношение  $\frac{A_Q}{A_t} = B$  называется коэффициентом теплопоглощения поверхности ограждения и соответствует амплитуде колебаний теплового потока при амплитуде колебаний температуры воздуха  $A_t = 1^\circ \text{С}$ . Коэффициент  $B$  введён проф. Л. А. Семёновым.

Отношение  $\frac{A_Q}{A_\tau} = Y_s$  называется коэффициентом теплоусвоения внутренней поверхности ограждения и соответствует амплитуде колебаний теплового потока при амплитуде колебаний температуры поверхности  $A_\tau = 1^\circ \text{С}$ .

Величина  $Y_s$  зависит от конструкции ограждения и периода колебаний теплового потока.

Достаточно точно величину  $B$  можно определить из выражения:

$$B = \frac{1,08}{\frac{1}{\alpha_s} + Y_s}. \quad (41)$$

Из соотношения  $\frac{B}{Y_s} = \frac{A_Q}{A_t} : \frac{A_Q}{A_\tau}$

$$\text{найдем } A_\tau = \frac{B}{Y_s} A_t. \quad (41a)$$

Для определения амплитуды колебаний теплового потока, поглощаемого всеми ограждениями кузова, находят значения  $A_{Q_i}$ ,  $F_i$  для каждого ограждения: боковых и лобовых стен, пола, потолка, стоек, окон и др. и затем суммируют их:

$$A_{\Sigma Q} = (A_{Q_1} F_1) + (A_{Q_2} F_2) + \dots + (A_{Q_n} F_n) = \Sigma A_Q F,$$

где  $F_1, F_2, \dots, F_n$  — площади внутренних поверхностей ограждений кузова вагона в  $\text{м}^2$ .

Пользуясь выражением  $\frac{A_{\Sigma Q}}{A_t} = B$  и формулой (41), получим ( $A_t$  принимается постоянной для всех ограждений)

$$A_{\Sigma Q} = 1,08 \sum \frac{A_t}{\frac{1}{\alpha_s} + Y_s} F = A_t \sum B F \quad (42)$$

и

$$\frac{A_{\Sigma Q}}{A_t} = \sum B F = P_T, \quad (43)$$

где  $P_T$  — теплопоглощательная способность кузова.

Она равна амплитуде колебаний теплового потока, поглощаемого всеми ограждениями кузова, при амплитуде колебаний температуры воздуха  $A_t = 1^\circ \text{С}$ .

Выражая амплитуду  $A_{\Sigma Q}$  через коэффициент неравномерности  $m$  и среднюю величину теплового потока  $Q_{cp}$ , поглощаемого всеми ограждениями кузова, получим формулу для расчёта амплитуды колебаний температуры воздуха внутри кузова  $A_t$  (без учёта влияния мебели, вещей и т. п.)

$$A_t = \frac{m Q_{cp}}{\sum B F} = \frac{m K_{прив} F_{общ} (t_s - t_n)}{\sum B F}; \quad (44)$$

$$A_\tau = \frac{B}{Y_s} \cdot \frac{m Q_{cp}}{\sum B F}. \quad (44a)$$

В течение суток величина  $2A_t$  не должна превышать  $6^\circ$ . Если  $A_t > 3$ , то это указывает на недостаточную тепловую инерцию ограждений.

**Коэффициент теплоустойчивости ограждения  $\varphi$**

Коэффициентом теплоустойчивости ограждения проф. О. Е. Власов называет отношение

$$\varphi = \frac{t_s - t_n}{t_s - \tau_{\min}}, \quad (45)$$

где  $\tau_{\min}$  — минимальная температура внутренней поверхности ограждения.

Из выражения (45) при заданных  $t_s, t_n$  и  $\varphi$  определяется

$$\tau_{\min} = t_s - \frac{t_s - t_n}{\varphi}. \quad (45a)$$

Более точное значение для  $\tau_{\min}$  получают из выражения

$$\tau_{\min} = \tau_s - \frac{B}{Y_s} \cdot \frac{m Q_{cp}}{\sum B F}. \quad (45b)$$

По проф. Власову

$$\varphi = \frac{R_o}{R_s + \frac{m}{Y_s}}. \quad (46)$$

Следовательно, коэффициент  $\varphi$  зависит от теплотехнических свойств ограждения и коэффициента неравномерности отдачи тепла отопительной системы. Во избежание появления конденсата на поверхности ограждения необходимо выбрать  $K$ ,  $m$  и  $Y_{\theta}$  так, чтобы

$$\tau_{\min} \geq \tau_{\omega} + (2 \div 3)^{\circ}. \quad (47)$$

Для вагонов принимается  $t_{\theta} - t_{\kappa} = 55^{\circ}$ ,  $t_{\theta} = 18 \div 20^{\circ}$ ; для относительной влажности  $\omega = 60\%$  и  $t_{\theta} = 18^{\circ}$ , согласно табл. 12 точка росы  $t_{\omega} \approx 10^{\circ}$ , поэтому

$$\tau_{\min} \geq 10 + (2 \div 3) \approx 12 \div 13^{\circ}$$

и

$$\varphi = \frac{t_{\theta} - t_{\kappa}}{t_{\theta} - \tau_{\min}} = \frac{55}{18 - 12} = 9,15.$$

Коэффициенты теплоустойчивости  $\varphi$  в гражданском строительстве устанавливаются равными:

Для первого климатического пояса	$\varphi = 6,5$
» второго »	» $\varphi = 5,5$
» третьего »	» $\varphi = 4,5$
» четвертого »	» $\varphi = 3,5$

#### Определение коэффициента теплоусвоения внутренней поверхности ограждения $Y_{\theta}$

Проф. О. Е. Власов определяет  $Y_{\theta}$  следующим образом.

Коэффициент теплоусвоения материала

$$\nu = \sqrt{\frac{2\pi c \gamma \lambda}{z}} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час } ^{\circ}\text{C}}. \quad (48)$$

Условная толщина (отвлечённая величина) однородного ограждения

$$D = R \nu. \quad (49)$$

Условная толщина ограждения, состоящего из нескольких слоёв, определяется как сумма условных толщин отдельных слоёв

$$D = R_1 y_1 + R_2 y_2 + \dots + R_n y_n, \quad (50)$$

где

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1}, \quad R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \quad \dots, \quad R_n = \frac{\delta_n}{\lambda_n}.$$

Слой, непосредственно прилегающий к внутренней поверхности ограждения, на другой поверхности которого амплитуда колебаний температуры составляет половину амплитуды колебаний температуры на внутренней поверхности ограждения  $\frac{A_{\tau}}{2}$ , называется слоем резких колебаний (фиг. 5).

Условная толщина слоя резких колебаний равна единице, т. е.

$$D_y = R_{\partial} y = \frac{\partial}{\lambda} y = 1, \quad (51)$$

где  $R_{\partial}$  — термическое сопротивление слоя резких колебаний в  $^{\circ}\text{C м}^2 \text{ час/ккал}$ ;

$y$  — коэффициент теплоусвоения материала этого слоя в  $\text{ккал/м}^2 \text{ час } ^{\circ}\text{C}$ ;

$\partial$  — действительная толщина слоя резких колебаний в м.

Действительная толщина слоя резких колебаний

$$\partial = \frac{\lambda}{y}. \quad (52)$$

В зависимости от расположения слоя резких колебаний при определении  $Y_{\theta}$  возможны следующие случаи.

1. Условная толщина первого слоя  $D_1 = R_1 y_1 \geq 1$ ; тогда  $Y_{\theta} = y_1$ .

2.  $D_1 < 1$ , но  $D_1 + D_2 \geq 1$ ; тогда

$$Y_{\theta} = \frac{R_1 y_1^2 + y_2}{1 + R_1 y_2}, \quad (53)$$

где  $y_2$  — коэффициент теплоусвоения материала второго слоя ограждения.

3.  $D_1 + D_2 < 1$ , но  $D_1 + D_2 + D_3 + \dots + D_{n-1} + D_n \geq 1$  и  $D_1 + D_2 + \dots + D_m \geq 1$ .

В этом случае расчёт начинают с определения коэффициента теплоусвоения внутренней поверхности  $m-1$  слоя по формуле

$$Y_{m-1} = \frac{R_{m-1} y_{m-1}^2 + y_m}{1 + R_{m-1} y_m}; \quad (54)$$

затем для  $m-2$  слоя:

$$Y_{m-2} = \frac{R_{m-2} y_{m-2}^2 + Y_{m-1}}{1 + R_{m-2} Y_{m-1}} \quad (55)$$

и т. д. по направлению к внутренней поверхности ограждения, для которой, наконец, получим

$$Y_1 = Y_{\theta} = \frac{R_1 y_1^2 + Y_2}{1 + R_1 Y_2}. \quad (56)$$

4.  $D_1 + D_2 + \dots + D_n < 1$ , т. е. слой резких колебаний выходит за пределы ограждения.

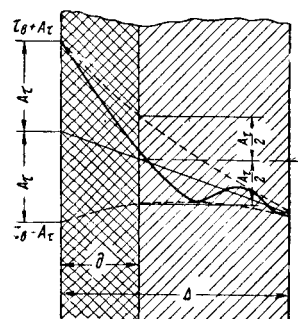
В этом случае первоначально определяют  $Y_n$  поверхности последнего  $n$ -го (наружного) слоя ограждения по формуле

$$Y_n = \frac{R_n y_n^2 + a_n}{1 + R_n a_n}, \quad (57)$$

затем вычисляют  $Y_{n-1}$  по формуле

$$Y_{n-1} = \frac{R_{n-1} y_{n-1}^2 + Y_n}{1 + R_{n-1} Y_n} \quad (58)$$

и т. д. Для воздушных прослоек в ограждающих конструкциях принимают удельный коэффициент теплоусвоения  $y = 0$ .



Фиг. 5. Колебания температуры в толще ограждения



**Пример.** Определить коэффициент теплоусвоения  $Y_g$  и наименьшую температуру  $\tau_{\min}$  для боковой стенки металлического вагона, состоящей из слоя прессованной фанеры толщиной  $\delta_1 = 1,0$  см, слоя мипоры  $\delta_2 = 6,5$  см и наружной стальной обшивки  $\delta_3 = 0,3$  см. Коэффициент неравномерности отдачи тепла  $m = 0,25$ , период колебания  $z = 15$  час.,  $t_g = 18^\circ\text{C}$  и  $t_H = -40^\circ\text{C}$ .

Определяем для первого слоя (фанера):

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,01}{0,13} = 0,077^\circ\text{C м}^2\text{час/ккал};$$

$$y_1 = \sqrt{\frac{2 \pi c_2 \gamma_1 \lambda_1}{z}} = \sqrt{\frac{2 \pi \cdot 0,6 \cdot 600 \cdot 0,13}{15}} = 4,44 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C};$$

$$D_1 = R_1 y_1 = 0,077 \cdot 4,44 = 0,342 < 1.$$

Поскольку условная толщина первого слоя меньше единицы, необходимо учитывать второй слой.

Определяем для второго слоя (мипора):

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0,065}{0,035} = 1,86^\circ\text{C м}^2\text{час/ккал};$$

$$y_2 = \sqrt{\frac{2 \pi c_2 \gamma_2 \lambda_2}{z}} = \sqrt{\frac{2 \pi \cdot 0,37 \cdot 20 \cdot 0,035}{15}} = 0,33 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C};$$

$$D_2 = R_2 y_2 = 1,86 \cdot 0,33 = 0,612;$$

$$D_1 + D_2 = 0,342 + 0,612 = 0,954 < 1.$$

Переходим к последующему слою (металлическая обшивка):

$$R_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3} = \frac{0,003}{50} = 0,00006^\circ\text{C см}^2\text{час/ккал};$$

$$y_3 = \sqrt{\frac{2 \pi c_3 \gamma_3 \lambda_3}{z}} = \sqrt{\frac{2 \pi \cdot 0,115 \cdot 7850 \cdot 50}{15}} = 137,5 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C};$$

$$D_3 = R_3 y_3 = 0,00006 \cdot 137,5 = 0,0082 \approx 0.$$

Таким образом

$$D_1 + D_2 + D_3 < 1,$$

т. е. слой резких колебаний находится за пределами стены. Последним слоем в данном случае является внешняя среда, поэтому, пренебрегая наружной (стальной) обшивкой, определяем для слоя мипоры  $Y_g$  по формуле (57).

Пользуясь формулой (21) для скорости движения поезда, равной 120 км/час, находим  $\alpha_H \approx 60 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$ .

Поэтому

$$Y_2 = \frac{R_2 y_2^2 + \alpha_H}{1 + R_2 \alpha_H} =$$

$$= \frac{1,86 \cdot 0,33^2 + 60}{1 + 1,86 \cdot 60} = 0,533 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C};$$

по формуле (56)

$$Y_g = \frac{R_1 y_1^2 + Y_2}{1 + R_1 Y_2} =$$

$$= \frac{0,077 \cdot 4,44^2 + 0,533}{1 + 0,077 \cdot 0,533} = 1,96 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплоустойчивости согласно формуле (46):

$$\varphi = \frac{R_0}{R_g + \frac{m}{Y_g}} =$$

$$= \frac{0,133 + 0,077 + 1,86 + 0,0167}{0,133 + \frac{0,25}{1,96}} = 7,95.$$

Здесь

$$0,133 = \frac{1}{\alpha_g} = R_g \text{ (табл. 5); } 0,0167 = \frac{1}{\alpha_H} = R_H;$$

$$R_3 = 0,00006 \approx 0; R_0 = R_g + R_1 + R_2 + R_H.$$

Наименьшая температура внутренней поверхности стенки

$$\tau_{\min} = t_g - \frac{t_g - t_H}{\varphi} = 18 - \frac{18 - (-40)}{7,95} = 10,7^\circ.$$

При стационарном режиме  $\tau_g = t_g - \frac{R_g}{R_0} (t_g - t_H) = 18 - \frac{0,133}{2,0867} [18 - (-40)] = 18 - 3,7 = 14,3^\circ$ ; поэтому  $A_\tau = \tau_g - \tau_{\min} = 14,3 - 10,7 \approx 3,6^\circ > 3^\circ\text{C}$  что недопустимо. Кроме того,  $\tau_{\min} \approx \tau_w$ , т. е. возможно отпотевание стенок (при  $\omega = 60\%$ ).

Если улучшить режим эксплуатации отопительной установки, т. е. сократить период колебаний  $z$ , например, до 6 час., то коэффициент теплоусвоения ограждения повысится. Для  $z = 6$  час.

$$y_1 = \sqrt{\frac{2 \pi \cdot 0,6 \cdot 600 \cdot 0,13}{6}} = 7,0 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$$

и

$$D_1 = R_1 y_1 = 0,077 \cdot 7 = 0,54 < 1;$$

$$y_2 = \sqrt{\frac{2 \pi \cdot 0,37 \cdot 20 \cdot 0,035}{6}} = 0,523 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$$

и

$$D_2 = R_2 y_2 = 1,86 \cdot 0,523 = 0,972.$$

Сумма условных толщин первых двух слоев

$$D_1 + D_2 = 0,54 + 0,972 = 1,512 > 1.$$

Поэтому  $Y_g$  определяется по формуле (53):

$$Y_g = \frac{R_1 y_1^2 + y_2}{1 + R_1 y_2} =$$

$$= \frac{0,077 \cdot 7^2 + 0,523}{1 + 0,077 \cdot 0,523} = 4,13 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}.$$

С уменьшением  $z$  с 15 до 6 час. обычно уменьшается и  $m$ ; если даже принять прежние  $m = 0,25$ , то получим:

$$\varphi = \frac{R_0}{R_g + \frac{m}{Y_g}} =$$

$$= \frac{0,133 + 0,077 + 1,86 + 0,0167}{0,133 + \frac{0,25}{4,13}} = 10,75;$$

$$\tau_{\min} = t_g - \frac{t_g - t_H}{\varphi} = 18 - \frac{18 - (-40)}{10,75} = 12,6^\circ.$$

Для  $t_g = 18^\circ$  и  $\omega = 60\%$  точка росы  $\tau_w \approx 10^\circ < 12,6^\circ$ .

Следовательно, улучшая режим эксплуатации отопительной установки, можно повысить температуру на внутренней поверхности ограждения и избежать отпотевания стенки.

При стационарном режиме, как подсчитано выше,  $\tau_g = 14,3^\circ\text{C}$ . Поэтому  $A_\tau = \tau_g - \tau_{\min} = 14,3 - 12,6 = 1,7^\circ < 2,5^\circ$ , что допустимо.

### Тепловая инерция кузова вагона

Теплотехнические качества кузовов пассажирских и изотермических вагонов оцениваются коэффициентом тепловой инерции  $\psi$  и затуханием температурных колебаний в ограждениях. Коэффициент тепловой инерции характеризует способность ограждений кузова затормаживать температурные колебания внутреннего воздуха. Коэффициент  $\psi$  — безразмерная величина.

Коэффициент тепловой инерции кузова определяется по формуле проф. Л. А. Семёнова

$$\psi = \frac{\sum BF_n}{K_{прив} F_{общ}}, \quad (59)$$

где  $B$  — коэффициент теплопоглощения соответствующей поверхности ограждения кузова (боковые и лобовые стенки, пол, потолок, окна и т. д.) в  $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$ ;

$$B = \frac{1,08}{\frac{1}{\alpha_v} + \frac{1}{Y_v}};$$

$F_n$  — соответствующая внутренняя поверхность ограждения кузова вагона в  $\text{м}^2$ ;

$K_{прив}$  — приведённый коэффициент теплопередачи ограждений всего кузова в  $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$ ;

$F_{общ}$  — общая площадь наружных поверхностей ограждений кузова в  $\text{м}^2$ .

Как следует из структуры формулы (59), коэффициент  $\psi$  зависит от  $\alpha_v$ ,  $Y_v$ ,  $F_{общ}$ ,  $F_n$  и  $K_{прив}$ , т. е. от строительных особенностей кузова: размеров кузова и всех его ограждений, материала ограждений, расположения слоёв материала, их толщины, коэффициентов теплопередачи наружных ограждений и т. д.

Значение  $\psi$  не зависит от системы отопления, но величина его меняется в зависимости от периода колебаний  $z$ , т. е. от режима эксплуатации отопительной системы.

Коэффициент тепловой инерции деревянного кузова (каркас металлический) четырёхосного изотермического вагона равен:  $\psi = 5,7$  (изоляция — шевелин) и  $\psi = 5,2$  (изоляция — минеральный войлок).

Из формул (44) и (59) можно получить следующее выражение

$$A_t = \frac{m(t_v - t_n)}{\psi}. \quad (60)$$

Задаваясь расчётным перепадом температур  $t_v - t_n = 20 - (-35) = 55^\circ$ , амплитудой  $A_t \leq 3,0^\circ$  и  $m = 0,3$ , получим необходимое для пассажирских вагонов значение  $\psi$ :

$$\psi = \frac{m(t_v - t_n)}{A_t} = \frac{0,3 \cdot 55}{3,0} = 5,5.$$

Это значение  $\psi$  получено без учёта влияния излучения отопительной системы, наличия пассажиров, мебели и т. п., поэтому коэффициент  $\psi$  завышен на 10—15%.

#### Определение количества тепла, вносимого лучистой энергией солнца через ограждения кузова

В технических расчётах под терминами облучательная способность солнца или напряжение солнечной радиации понимается количество тепла в  $\text{ккал/час}$ , доставляемого лучистой энергией солнца на  $1 \text{ м}^2$  поверхности, расположенной нормально к направлению солнечных лучей.

В дальнейших выводах (по И. К. Разумову) под термином солнечная радиация подразумевается количество тепла, доставляемого

лучистой энергией солнца на единицу поверхности, расположенной любым образом относительно направления солнечных лучей.

Напряжение солнечной радиации на вертикальную поверхность обозначим через  $q_v$ , на горизонтальную —  $q_z$  и наклонную —  $q_n$ .

Для безоблачных дней напряжение солнечной радиации  $q_{норм}$  на нормальную к направлению лучей поверхность, расположенную в определённой точке земного шара, вычисляется по эмпирической формуле проф. С. И. Савинова

$$q_{норм} = 600 A \left( \frac{r_0}{r} \right)^2 \frac{\sin h}{\sin h + C_1} \text{ ккал/м}^2\text{час}, \quad (61)$$

где  $h$  — высота стояния солнца в градусах;

$A$  — среднее значение напряжения солнечной радиации на границе атмосферы для среднего расстояния от земли до солнца;  $A = 1,89 \text{ ккал/см}^2\text{мин}$ .

600 — переводной коэффициент (из  $\text{ккал/см}^2\text{мин}$  в  $\text{ккал/м}^2\text{час}$ );

$\frac{r_0}{r}$  — отношение среднего расстояния  $r_0$  от земли до солнца к расстоянию  $r$  в рассматриваемый период года. Это отношение изменяется в пределах от 0,97 до 1,03. В расчётах вагонных конструкций можно принимать  $\frac{r_0}{r} \approx 1,0$ ;

$C_1$  — эмпирический коэффициент, характеризующий состояние атмосферы в отношении её лучепоглощающей способности и зависящий от изменения коэффициента прозрачности  $p$ ;

$$C_1 = \frac{1-p}{p}; \quad (62)$$

$p$  — коэффициент прозрачности атмосферы, изменяющийся в пределах от 0,70 до 0,80 в зависимости от времени года, времени дня и метеорологических особенностей местности.

В дальнейших расчётах для географической широты местности  $\varphi = 40 \div 50^\circ$  принято  $p = 0,75$ , чему соответствует  $C_1 = 0,333$ , а для широты  $\varphi = 60^\circ$  соответственно  $p = 0,77$  и  $C_1 = 0,30$ .

Значение высоты стояния солнца для любого момента времени вычисляется по уравнению

$$\sin h = \cos \delta \cos \varphi \cos \gamma + \sin \delta \sin \varphi, \quad (63)$$

где  $\varphi$  — географическая широта местности;

$\delta$  — склонение солнца в градусах;

$\gamma$  — часовой угол в градусах истинного солнца, отсчитываемого от полудня.

Каждый час времени соответствует часовому углу  $\gamma$ , равному  $15^\circ$ .

Для географических широт местности  $\varphi = 40 \div 60^\circ$ ; в зависимости от времени года величина  $h$  колеблется в пределах от  $6,5$  до  $73,5^\circ$ .

При  $h = 73,5^\circ$ ,  $p = 0,75$  и  $C_1 = 0,333$

$$\frac{\sin h}{\sin h + C_1} = 0,74.$$

Величина угла  $\delta$  на 21-е число каждого месяца выбирается по данным табл. 14.

Т а б л и ц а 14

Величина угла  $\delta$  на 21-е число каждого месяца

21-е число месяца	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь
Склонение $\delta$ . . . . .	$-19^{\circ}57'$	$-10^{\circ}38'$	$-0^{\circ}09'$	$+11^{\circ}47'$	$+20^{\circ}09'$	$+23^{\circ}27'$

Продолжение табл. 14

21-е число месяца	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Склонение $\delta$ . . . . .	$+20^{\circ}32'$	$+12^{\circ}12'$	$+0^{\circ}43'$	$-10^{\circ}33'$	$-19^{\circ}53'$	$-23^{\circ}27'$

Для других чисел месяца угол  $\delta$  может быть определен по табл. 14 путём интерполяции. Для отдельных периодов года можно принять средние значения:

$$\delta_{\text{лета}} \approx +19^{\circ}; \delta_{\text{зимы}} \approx -19^{\circ}; \delta_{\text{весны}} \approx +8,5^{\circ}; \delta_{\text{осени}} \approx -8,5^{\circ}.$$

Напряжение солнечной радиации  $q_n$  на любую наклонную поверхность определяется проекцией вектора  $q_{\text{норм}}$  на нормаль к данной поверхности и вычисляется по уравнению

$$q_n = q_{\text{норм}} \cos \theta_n \text{ ккал/м}^2\text{час}, \quad (64)$$

где  $\theta_n$  — угол (падения луча), составляемый лучом с нормалью к наклонной поверхности и определяемый из выражения

$$\begin{aligned} \cos \theta_n = & \sin h \cos \Delta + \\ & + \sin \Delta [\cos \alpha_0 (\cos \delta \cos \gamma \sin \varphi - \sin \delta \cos \varphi) + \\ & + \sin \alpha_0 \cos \delta \sin \gamma], \end{aligned} \quad (65)$$

где  $\Delta$  — угол наклона поверхности к горизонту;

$\alpha_0$  — азимут ориентированной поверхности, изменяемый от 0 до  $180^{\circ}$ .

Азимут отсчитывается от направления юг—север и принимается положительным в направлении от юга к западу и отрицательным — от юга к востоку.

Заменяя в уравнении (65)  $\sin h$  из выражения (63) и полагая  $\Delta = 0$ , получим выражение  $\cos \theta_2$  для горизонтальных поверхностей:

$$\cos \theta_2 = \cos \delta \cos \varphi \cos \gamma + \sin \delta \sin \varphi. \quad (66)$$

Для вертикальных поверхностей следует принимать  $\Delta = 90^{\circ}$  и  $\alpha_0$  от 0 до  $180^{\circ}$  в зависимости от ориентировки поверхности.

Значение  $\cos \theta_n$  для вертикальных поверхностей, ориентированных на юг ( $\alpha_0 = 0$ ), равно

$$\cos \theta_n^{\text{ю}} = \cos \delta \cos \gamma \sin \varphi - \sin \delta \cos \varphi; \quad (67)$$

на запад или восток ( $\alpha_0 = \pm 90^{\circ}$ )

$$\cos \theta_n^{3-B} = \cos \delta \sin \gamma; \quad (68)$$

на север ( $\alpha_0 = \pm 180^{\circ}$ )

$$\cos \theta_n^{\text{с}} = \sin \delta \cos \varphi - \cos \delta \sin \varphi \cos \gamma. \quad (69)$$

### Определение количества тепла, вносимого лучистой энергией солнца через единицу площади остеклённых поверхностей

Солнечные лучи, проходящие через остеклённую поверхность ограждений кузова, частично отражаются ею, частично поглощаются, нагревая стёкла и оконные рамы, и частично (при отсутствии занавесок) проходят сквозь остекление внутрь кузова, где они переходят в тепловую энергию.

Максимально возможные значения количества тепла, вносимого лучистой энергией солнца через единицу площади остеклённых поверхностей, определяют из уравнения

$$q_{\text{max}} = q_{\text{норм}} K_n \zeta_c \cos \theta_n \text{ ккал/м}^2\text{час}, \quad (70)$$

где  $q_{\text{норм}}$  и  $\theta_n$  имеют прежние значения;

$K_n$  — коэффициент пропускания световых поверхностей для нормально падающих лучей.

Коэффициент  $K_n$  определяют из выражения

$$K_n = \mu_c (1 - \eta_c) (1 - \rho_c), \quad (71)$$

где  $\mu_c$  — абсолютный коэффициент пропускания стекла, зависящий от толщины стекла, его состава, цвета, отделки и числа рядов стекла. Для одного ряда стекла среднего качества  $\mu_c = 0,9$ , плохого —  $\mu_c = 0,75$ ; при двойном остеклении стеклом среднего качества  $\mu_c = 0,77$  и плохого качества —  $\mu_c = 0,6$ ;

$\eta_c$  — коэффициент загрязнения стекла, изменяющийся в пределах от 0 до 0,5;

$\rho_c$  — коэффициент затемнения световой поверхности, или отношение площади непрозрачных частей рамы к общей габаритной площади световой поверхности. Величина  $\rho_c$  зависит от конструктивного оформления оконных рам и колеблется от 0,10 до 0,15;

$\zeta_c$  — относительный коэффициент пропускания стекла наклонно падающих лучей.

Численные значения относительного коэффициента  $\zeta_c$  пропускания наклонно падающих лучей в зависимости от угла падения  $\theta_n$  приведены в табл. 15.

Таблица 15

Значения  $\varepsilon_c$  в зависимости от  $\theta_H$ 

Угол падения $\theta_H^\circ$	$\cos \theta_H$	Значения $\varepsilon_c$	
		одинарное остекле- ние	двойное остекле- ние
0	1,00	1,00	1,00
10	0,99	1,00	1,00
20	0,94	1,00	1,00
30	0,87	1,00	1,00
40	0,77	0,99	0,99
50	0,64	0,97	0,97
60	0,50	0,92	0,90
70	0,34	0,79	0,72
80	0,17	0,50	0,37
90	0,00	0,00	0,00

Занавески снижают количество тепла, вносимого солнечной радиацией через окна, на 70%.

#### Определение температуры облучаемых солнцем поверхностей и температуры воздуха внутри вагона

Если в вагоне температура воздуха равна  $t_b$ , то температуру  $\tau_H$  внешней поверхности облучаемого ограждения можно определить из уравнения

$$A_s q_H = \alpha_H (\tau_H - t_H) + \frac{\tau_H - t_b}{\frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha_H}},$$

откуда

$$\tau_H = \frac{\alpha_H - K}{\alpha_H} \left( \frac{A_s q_H}{\alpha_H} + t_H - t_b \right) + t_b, \quad (72)$$

где  $A_s$  — коэффициент поглощения, или поглощательная способность тела по отношению к солнечным лучам (см. табл. 16);  
 $q_H$  — облучательная способность солнца, или напряжение солнечной радиации на данной поверхности, в  $\text{ккал}/\text{м}^2\text{час}$ ;  
 $\alpha_H$  — коэффициент теплоотдачи поверхности ограждения в  $\text{ккал}/\text{м}^2\text{час}^\circ\text{C}$ , определяемый по формуле (21). Для вагона на стоянках можно принять  $\alpha_H = 8 \div 20 \text{ ккал}/\text{м}^2\text{час}^\circ\text{C}$ ;  
 $\tau_H$  — температура внешней поверхности ограждения, облучаемого солнцем, в  $^\circ\text{C}$ ;  
 $t_H$  — температура наружного воздуха в  $^\circ\text{C}$ ;  
 $K$  — коэффициент теплопередачи ограждения в  $\text{ккал}/\text{м}^2\text{час}^\circ\text{C}$ ;  
 $t_b$  — температура воздуха внутри вагона в  $^\circ\text{C}$ .

Количество тепла, передаваемого через  $1 \text{ м}^2$  ограждения кузова вагона, определяется по формуле

$$Q_z = \frac{\tau_H - t_b}{\frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha_H}} = \frac{\alpha_H K}{\alpha_H - K} (\tau_H - t_b).$$

Таблица 16

Значения коэффициента поглощения  $A_s$ 

Наименование материала	$A_s$
Алюминий полированный . . . . .	0,26
Сталь полированная . . . . .	0,45
Медь . . . . .	0,26
Кровельная сталь окрашенная . . . . .	0,90
Оцинкованная сталь новая . . . . .	0,66
» . . . . . старая . . . . .	0,89
Краска белая . . . . .	0,12—0,26
» черная . . . . .	0,97—0,99
» зеленая, коричневая . . . . .	0,5—0,7
» синяя . . . . .	0,7—0,8

Подставляя вместо  $\tau_H$  его значение, взятое из выражения (72), получим:

$$Q_z = \frac{K}{\alpha_H} A_s q_H + K (t_H - t_b) = K \left( \frac{A_s q_H}{\alpha_H} + t_H - t_b \right). \quad (73)$$

Отношение  $\frac{A_s q_H}{\alpha_H} = \vartheta$  называется эквивалентной температурой солнечного облучения, а сумма  $t_H + \vartheta$  — суммарной наружной температурой  $t_{\text{сумм}}$ .

Если в вагоне не имеется установки, поддерживающей заданную постоянную температуру в кузове, то температуру воздуха  $t_b$  внутри кузова определяют из следующего уравнения:

$$Q_n + Q_{кр} + Q_{ст} + Q_{окон} + Q_{осв} + Q_{мот} - Q_{ог} = 0,24G (t_b - t_H); \quad (74)$$

здесь  $Q_n$  — количество тепла, выделяемого пассажирами, равное  $nq$ ;  
 $n$  — число пассажиров;  
 $q$  — количество тепла, выделяемого одним пассажиром в 1 час; для летнего времени обычно в расчетах принимается  $q = 55 \text{ ккал}/\text{час}$ ;  
 $Q_{кр}$  — количество тепла, вносимого солнечной радиацией через крышу вагона, определяемое по формуле (76);  
 $Q_{ст}$  — количество тепла, передаваемого через стены, облучаемые солнцем, определяемое по формуле (77);  
 $Q_{окон}$  — количество тепла, вносимого солнечной радиацией через окна (если они не занавешены);  
 $Q_{осв}$  — тепло, выделяемое электролампами. Тепловая нагрузка от освещения находится из расчета, что 1 *вт-час* эквивалентен 0,86 *ккал/час*. В пассажирских вагонах в дневное время обычно  $Q_{осв} = 0$ ;  
 $Q_{ог}$  — количество тепла, передаваемого через все внешние ограждения кузова и определяемое по формуле (78);

$G$  — количество воздуха, подаваемого в вагон, в  $\text{кг}/\text{час}$ .

$Q_{\text{мот}}$  — количество тепла, выделяемого моторами;

$$Q_{\text{мот}} = 632 (1 - \eta_{\text{мот}}) N, \quad (75)$$

где  $N$  — мощность мотора в л. с.;

$\eta_{\text{мот}}$  — к.п.д. мотора, равный 0,6 — 0,8.

Для ориентировочных подсчетов можно пользоваться следующими данными.

В южных климатических поясах температура поверхности металлической крыши вагона достигает  $\tau_{\text{кр}} = t_n + (35 \div 45)^\circ\text{C}$ . Например, в Средней Азии при температуре воздуха  $t_n = 38^\circ\text{C}$  температура на внешней поверхности крыши достигала  $\tau_{\text{кр}} = 85^\circ$ , боковой стены  $\tau_{\text{см}} = 83^\circ$ , а температура воздуха внутри вагона  $t_v = 43 \div 46^\circ$  при подаче воздуха в вагон около  $4000 \text{ м}^3/\text{час}$ .

Количество тепла, вносимого солнечной радиацией через крышу вагона,

$$Q_{\text{кр}} = \frac{A_s^{kp} q_n^{kp} K_{\text{кр}} F_{\text{кр}}}{\alpha_n}. \quad (76)$$

Количество тепла, передаваемого через стены, облучаемые солнцем,

$$Q_{\text{см}} = \frac{\sum A_s^{cm} q_n^{cm} K_{\text{см}} F_{\text{см}}}{\alpha_n}. \quad (77)$$

В формулах (76) и (77) обозначено:

$A_s^{kp}$  и  $A_s^{cm}$  — поглощательная способность по отношению к солнечным лучам соответственно поверхности крыши и стен, облучаемых солнцем;

$q_n^{kp}$  и  $q_n^{cm}$  — напряжение солнечной радиации на поверхности крыши и стен вагона соответственно;

$\alpha_n$  — коэффициент теплоотдачи внешней поверхности ограждений. Для вагона на стоянках  $\alpha_n = 8 \div 20 \text{ ккал}/\text{м}^2\text{час}^\circ\text{C}$ ;

$K_{\text{кр}}$  и  $F_{\text{кр}}$  — соответственно коэффициент теплопередачи и площадь поверхности крыши;

$K_{\text{см}}$  и  $F_{\text{см}}$  — соответственно коэффициенты теплопередачи и площади поверхностей стен вагона, облучаемых солнцем.

Количество тепла, вносимого солнечной радиацией через окна (если они не занавешены),

$$Q_{\text{окон}} = q_{\text{окон}} F_{\text{окон}},$$

где  $F_{\text{окон}}$  — площадь поверхности окон, облучаемых солнцем;

$q_{\text{окон}}$  — напряжение солнечной радиации для окон, определяемое из выражения

$$q_{\text{окон}} = q_{\text{норм}} K_n \zeta_c \cos \theta_n,$$

где  $q_{\text{норм}}$ ,  $\theta_n$ ,  $K_n$  и  $\zeta_c$  имеют такое же значение, как и в формуле (70).

Количество тепла, передаваемого через все внешние ограждения кузова,

$$Q_{\text{ог}} = K_{\text{прив}} (t_v - t_n) F_0. \quad (78)$$

В формуле (78)  $K_{\text{прив}}$  и  $F_0$  — соответственно приведенный коэффициент теплопередачи и общая площадь внешних поверхностей ограждений вагона.

## ВЕНТИЛЯЦИЯ

### Общие сведения

Смена загрязненного воздуха в вагоне свежим, но не специально подготовленным, называется воздухообменом, или вентилированием.

Вентиляция пассажирских вагонов осуществляется одним из следующих способов:

а) вытяжкой загрязненного воздуха вентиляционными приборами (дефлекторами);

б) вытяжкой загрязненного воздуха и одновременно нагнетанием свежего воздуха с очисткой его в специальных фильтрах и подогревом в зимнее время.

Вытяжка производится посредством дефлекторов, устанавливаемых на крыше вагона и сообщающихся прямой трубой с внутренним помещением вагона. Устройство вытяжных приборов основано на принципе разрежения в вентиляционной трубе вследствие обтекания наружным воздухом дефлектора; кроме того, используется разность температур воздуха внутри вагона и снаружи. Наибольшее распространение в вагонах железных дорог СССР получили дефлекторы системы Коршунова, Вендлера, ЦАГИ и ЦАГИ — ЦНИИ.

В отличие от вагонов прежних конструкций все металлические вагоны длиной 23,6 м (кроме багажных) оборудованы вентиляционной установкой с электрическим приводом, принудительно нагнетающей воздух в вагон.

Металлические купейные вагоны первых выпусков принудительной вентиляции не имеют. Обмен воздуха в них производится через дефлекторы и неплотности окон и дверей.

Отношение объема воздуха, вводимого или удаляемого из вагона в час, к внутренней кубатуре вагона называется кратностью обмена. Вводимый в вагон воздух может очищаться до предписанной минимальной нормы содержания в нем примесей, подогреваться или охлаждаться, увлажняться или осушаться, а также перемещаться со скоростью в пределах, соответствующих условиям комфорта, и в таком виде подаваться в вагон. Этот процесс называется кондиционированием воздуха.

Для создания нормальных гигиенических условий в вагоне относительная влажность воздуха должна составлять 40 — 60%. Относительная влажность воздуха выше 70% вызывает ощущение сырости. Воздух с относительной влажностью ниже 40% вызывает высыхание слизистых оболочек верхних дыхательных путей, что создаст неприятное ощущение.

Во избежание сильной конденсации влаги на окнах содержание её в воздухе следует ограничивать 45 ÷ 50%. Конденсация влаги на окнах, а иногда на стенах вагона может происходить и вследствие слабого движения воздуха внутри кузова. Наибольшая допустимая скорость движения воздуха внутри ва-

гона, которая переносится людьми без нарушения ощущения комфорта, составляет 0,15—0,5 м/сек. Потоки воздуха, обладающие большой скоростью, не должны направляться сверху вниз на пассажиров, а также попадать на пассажиров снизу или на уровне пола.

В летнее время охлажденный воздух не должен вводиться в пассажирское отделение при температуре, значительно более низкой, чем температура в вагоне.

Разность между температурами подаваемого и внутреннего воздуха не должна превышать 5—8°.

Чем больше в вагоне пассажиров, тем быстрее уменьшается в нём содержание кислорода и возрастает количество углекислоты. Одновременно с изменением состава воздуха происходит повышение его температуры вследствие тепловыделений человеческого тела и увеличение относительной влажности, которая возрастает за счёт воды, испаряющейся из лёгких и через кожу человека.

Количество тепла и водяных паров, выделяемых взрослым человеком, приведено в табл. 17.

Таблица 17

Количество тепла и водяных паров, выделяемых взрослым человеком

Температура, измеренная сухим термометром, в °С	Ощутимая теплота в ккал/час	Количество выделяемого водяного пара в г/час	Скрытая теплота в ккал/час
18	85,0	32,4	18,9
21	75,5	45,4	26,5
24	66,5	55,7	32,7
27	55,5	77,8	42,8
30	41,5	99,7	56,6

При теплотехнических расчётах количество тепла, выделяемого в зимнее время взрослым человеком, согласно существующим нормам принимается равным 75 ккал/час.

Минимальная гигиеническая норма содержания углекислоты (СО<sub>2</sub>) в воздухе закрытых помещений жилого и общественного характера установлена 1—1,5 л на 1 м<sup>3</sup> воздуха, т. е. 1—1,5‰ по объёму. Эту норму содержания углекислоты в воздухе можно принять и для вагонов.

В пассажирских вагонах часто применяется принцип рециркуляции воздуха. При вентиляции с рециркуляцией 50—75% воздуха забирается из кузова, а наружного добавляется только 25—50%.

#### Определение необходимых воздухообменов

Количество воздуха, подаваемого в вагон, определяется по следующим нормам:

- по наиболее допустимому содержанию СО<sub>2</sub>;
- по температуре, поддерживаемой в вагоне;
- по содержанию водяных паров согласно заданной предельной норме;
- по кратности обмена, установленного опытом.

В зависимости от содержания СО<sub>2</sub> количество подаваемого воздуха определяется из выражения:

$$V_a n = \frac{V_1}{V_3 - V_2} n \text{ м}^3/\text{час}, \quad (79)$$

где  $V_1$  — объём углекислоты, выделяемой одним пассажиром, равный 0,02 м<sup>3</sup>/час;  
 $V_2$  — объём углекислоты в м<sup>3</sup>, содержащейся в 1 м<sup>3</sup> свежего вводимого в вагон воздуха, равный 0,00033 м<sup>3</sup>;  
 $V_3$  — предельно допустимое содержание углекислоты в м<sup>3</sup> в 1 м<sup>3</sup> воздуха, удаляемого из вагона, равное 0,0010—0,0015 м<sup>3</sup>;  
 $n$  — число пассажиров в вагоне.

При расчётах вентиляции для зимнего времени принимают на одного пассажира 20 м<sup>3</sup>/час воздуха.

В летнее время в вагонах без холодильной установки вводится воздуха 50—75 м<sup>3</sup>/час на одного пассажира.

Для поддержания определённой температуры  $t_a$  внутри вагона количество подаваемого воздуха

$$G = \frac{Q}{c_p (t_n - t_a)} \text{ кг/час} \quad (80)$$

или удаляемого воздуха

$$G = \frac{Q}{c_p (t_a - t_n)},$$

где  $Q$  — количество тепла, доставляемого или отводимого посредством вентиляции, в ккал/час;  $Q$  состоит из: летом — из теплоизлучения извне, теплоотдачи людей, моторов и освещения; зимой — из теплоотдачи нагревательных приборов, выравниваемой потерей тепла через внешние ограждения, теплоотдачи людей, моторов и освещения;

$c_p$  — теплоёмкость 1 кг воздуха, равная 0,24 ккал/кг °С;

$t_n$  — температура подогретого воздуха, подаваемого или удаляемого из вагона, в °С.

Для поддержания влажности на заданном предельном уровне количество подаваемого в вагон воздуха

$$G = \frac{nb}{f_2 \omega_2 - f_1 \omega_1} \text{ кг/час}, \quad (81)$$

или на одного пассажира

$$G_1 = \frac{b}{f_2 \omega_2 - f_1 \omega_1} \text{ кг/час}, \quad (82)$$

где  $n$  — число источников выделения влаги (число пассажиров) в помещении;  
 $b$  — количество влаги, выделяемой одним источником, в г/час;

$f_1$  и  $f_2$  — абсолютные влажности, отнесённые к 1 кг воздушно-паровой смеси при 100%-ном насыщении соответственно вводимого и удаляемого из вагона воздуха, в г/кг;

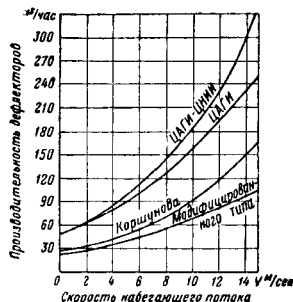
$\omega_1$  и  $\omega_2$  — относительные влажности соответственно вводимого и удаляемого из вагона воздуха в %.

Необходимое количество подаваемого в вагон воздуха принимается наибольшим из определённых по всем трём нормам.

Кратность обмена воздуха в вагонах рекомендуется иметь от 7 до 12.

#### Расчёт вытяжной вентиляции

Количество воздуха, удаляемого из вагона дефлектором, определяется по характеристике производительности дефлекторов, полученной в результате эксплуатационных испытаний (фиг. 6).



Фиг. 6. Характеристики производительности для полностью открытых дефлекторов

Подробные материалы для аналитического расчёта дефлекторов различных систем можно найти в работах В. И. Ханжонкова, Вентиляционные дефлекторы, Стройиздат, 1947 г.; Атлас вентиляторов и дефлекторов, труды ЦАГИ, вып. 172, 1934 г. и др.

#### ОТОПЛЕНИЕ ВАГОНОВ

Пассажирские вагоны имеют следующие системы отопления:

- а) печное, или сухое;
- б) водяное самостоятельное;
- в) паровое самостоятельное;
- г) паровое центральное от вагона-паровика или паровоза;
- д) электрическое.

Наиболее распространённым является водяное отопление от самостоятельного котла. Паровым самостоятельным отоплением оборудовано незначительное количество вагонов пассажирского парка и при капитальном ремонте вагонов оно заменяется водяным. Печное, или, как его называют, сухое, отопление сохранилось только в вагонах устаревших типов.

Центральное паровое отопление от вагона-паровика применяется в пригородных поездах, составленных из двухосных пассажирских вагонов.

Электрическим отоплением оборудованы только пригородные вагоны электрифицированных железных дорог. Эта система наиболее гигиенична, легко регулируется и не подвержена замораживанию, что случается при водяном и паровом отоплении. Электронагреватели размещаются обычно под диванами равномерно по длине вагона.

#### Определение теплотерь в пассажирских вагонах и поверхностей нагрева отопительных приборов

Количество тепла, которое должны давать нагревательные приборы вагона,

$$Q_p = Q_{ог} + Q_{вв} - Q_n \text{ ккал/час}, \quad (83)$$

где  $Q_{ог}$  — количество тепла, теряемого через ограждения кузова, равное  $K_{прив} F_{об}(t_v - t_n)$  в ккал/час;

$Q_{вв}$  — количество тепла, расходуемого на подогрев  $G$  кг/час вентиляционного воздуха, равное  $0,24 G (t_v - t_n)$ , в ккал/час;

$Q_n$  — количество тепла, выделяемого  $n$  пассажирами в течение 1 часа, равное  $75 n$ , в ккал/час.

Поверхность нагрева отопительных приборов

$$F_{np} = \frac{Q_p}{K_{np} (t_{см, np} - t_v)} \text{ м}^2, \quad (84)$$

где  $K_{np}$  — коэффициент теплопередачи нагревательных приборов в ккал/м²час °С;

$t_{см, np}$  — температура стенки нагревательного прибора в °С.

Температуру стенки нагревательного прибора принимают: для пара низкого, повышенного и высокого давления

$$t_{см, np} = 0,9 t_1 \text{ °С}, \quad (85)$$

где  $t_1$  — начальная температура пара, т. е. при входе в отопительную сеть;

для воды

$$t_{см, np} = \frac{t_2 + t_0}{2}, \quad (86)$$

где  $t_2$  — начальная, а  $t_0$  — конечная температура воды, т. е. при входе и выходе из отопительной сети.

Коэффициенты теплопередачи для нагревательных труб, применяемых при паровом и водяном отоплении, приведены в табл. 18.

Теплоотдачу одиночной трубой с наружным диаметром 60 — 75 мм водяного отопления при естественной циркуляции воздуха с достаточной точностью можно определить по формуле проф. Н. И. Белоконов

$$\alpha \approx K_{np} = 0,13 \lambda \sqrt[3]{\frac{g P_r}{\lambda^2} \cdot \frac{\Delta T}{T_m}} + 0,2 \varepsilon \left( \frac{T_m}{100} \right)^3 \text{ ккал/м}^2 \text{час}^\circ \text{С}, \quad (87)$$

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности воздуха при  $t = 18 \div 20^\circ$ ;  $\lambda = 2,17 \cdot 10^{-2}$  ккал/м час °С;

$g$  — ускорение силы тяжести в м/сек²;

$P_r$  — критерий Прандтля, равный 0,722;

$\Delta T$  — разность температур стенки трубы  $t_{см, np}$  и окружающего воздуха  $t_v$ ;

$$\Delta T = \frac{t_2 + t_0}{2} - t_v;$$

$T_m$  — средняя температура стенки и воздуха в абсолютных градусах;

$$T_m \approx 273 + \frac{t_2 + t_0}{4} + \frac{t_v}{2};$$

Таблица 18

## Коэффициенты теплопередачи нагревательных труб

Наименование нагревательных труб	Значения $K_{np}$ в $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$							
	Для водяного отопления при разности температур в $t_{ст.пр}-t_a$ $^\circ\text{C}$						Для парового отопления	
	до 40	40—50	50—60	60—70	70—80	80	низкого давления	высокого давления
Трубы стальные гладкие с наружными диаметрами:								
45 мм . . . . .	9,65	10,2	10,75	11,25	11,8	12,3	13,0	14,0
59 » . . . . .	8,85	9,35	9,8	10,35	10,8	11,3	12,0	13,0
70 » . . . . .	8,65	9,2	9,6	10,2	10,6	11,0	11,5	12,5
76 » . . . . .	8,5	9,0	9,4	10,0	10,4	10,6	11,5	12,5

$\gamma$  — коэффициент кинематической вязкости воздуха в пограничном слое в  $\text{м}^2/\text{сек}$ ;  $\epsilon=0,92$  — степень черноты стенки трубы.

В случае установки вдоль боковых стенок вагона двух линий гладких отопительных труб одна над другой количество тепла, отдаваемого системой, несколько уменьшается (на 5—8%). Чтобы снизить эти потери, рекомендуется трубы располагать друг от друга на расстоянии  $l = (1 \div 2)d$ , где  $d$  — диаметр трубы.

Количество тепла, теряемого 1 пог. м изолированной трубы,

$$q = \frac{\pi (t_m - t_a)}{\frac{1}{D_u \alpha_a} + \frac{1}{2\lambda_u} \ln \frac{D_u}{d_a}} \text{ ккал/м час}, \quad (88)$$

где  $t_m$  — средняя температура теплоносителя (стенки трубы) в  $^\circ\text{C}$ , определяемая в зависимости от греющей среды по формулам (85) или (86);

$t_a$  — средняя температура воздуха, окружающего трубу, в  $^\circ\text{C}$ ;

$D_u$  — диаметр трубы вместе с изоляцией в м;

$\alpha_a$  — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к окружающему воздуху в  $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$ ;

$\lambda_u$  — теплопроводность изоляции в  $\text{ккал/м час}^\circ\text{C}$ ;

$d_a$  — внутренний диаметр трубы в м.

Для того чтобы применение изоляции при заданных внешнем диаметре трубы  $D_u$  и коэффициенте теплоотдачи  $\alpha_a$  безусловно обеспечило снижение теплопотерь, необходимо в качестве изоляции выбрать такой материал, коэффициент теплопроводности которого не превышает  $\frac{\alpha_a D_u}{2}$ , т. е.

$$\lambda_u \leq \frac{\alpha_a D_u}{2}.$$

Площадь поверхности нагрева котла определяется по формуле

$$F_k = \frac{\beta Q_p}{K_{nk}} \text{ м}^2, \quad (89)$$

где  $Q_{nk}$  — количество тепла, снимаемого с 1  $\text{м}^2$  поверхности нагрева котла, в  $\text{ккал/м}^2\text{час}$ ;

$\beta$  — коэффициент, учитывающий тепловые потери котла в окружающую среду;  $\beta=1,05 \div 1,10$ .

В водогрейных котлах без кипятильных трубок принимается

$$Q_{nk} = 7000 \div 8000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час},$$

а в котлах с кипятильными трубками —

$$Q_{nk} = 9000 \div 10000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}.$$

Часовой расход топлива определяется из выражения

$$B_T = \frac{Q_p}{\eta h} \text{ кг/час}, \quad (90)$$

где  $\eta$  — к. п. д. котла, равный 0,40—0,65. Он зависит от качества топлива и разрежения в дымовой трубе;

$h$  — теплотворная способность топлива в  $\text{ккал/кг}$ .

В вагонах старой постройки применяются вертикальные водогрейные котлы с поверхностью нагрева, равной 2,18  $\text{м}^2$ , площадью решетки 0,106  $\text{м}^2$ , объемом топочного пространства 0,12  $\text{м}^3$  и теплопроизводительностью 18000  $\text{ккал/час}$ . Вес котла без воды равен 370 кг. Объем воды в котле 310 л, а в трубах отопления вагона длиной 20,2 м — 400 л.

В металлических пассажирских вагонах отечественной постройки длиной 23,6 м ставятся вертикальные водяные котлы с тремя поперечными кипятильными трубками. Поверхность нагрева котла составляет 3,03  $\text{м}^2$ , площадь колосниковой решетки 0,19  $\text{м}^2$ , теплопроизводительность 30000  $\text{ккал/час}$ . Объем воды в котле равен 250 л, в расширителе 235 л и трубах отопления 400 л. Вес котла без воды составляет 416 кг.

## Водяное отопление

Схема устройства отопительной системы низкого давления металлического вагона отечественной постройки изображена на фиг. 7.

Нагретая в котле вода проходит через трубу 1 в расширитель 2. Расширитель принимает избыток воды, образующейся в следст-



вие её расширения от нагревания отопительной системы. Расширитель, свободно сообщаясь с атмосферой, способствует освобождению воды от воздуха, скопление которого в трубах отопительной сети ухудшает циркуляцию.

В металлических пассажирских вагонах расширитель является также подогревателем вентилируемого воздуха.

В расширителе-воздухоподогревателе установлено 76—96 трубок с общей поверхностью нагрева до 5,5 м<sup>2</sup>.

От расширителя-воздухоподогревателя идут две самостоятельные ветви, состоящие из верхних разводящих труб 3, стояков 4 и нижних отопительных труб 5, которые присоединяются внизу к котлу через грязевик. Верхние трубы 3 изолируются для меньшей отдачи тепла в верхней части вагона, где воздух имеет более высокую температуру.

Питание котла водой из запасного бака производится при помощи ручного плунжерного насоса, который в случае надобности используется для усиления циркуляции в отопительной сети. Расход воды котлом незначителен и равен примерно 10 л/сутки.

Действующий в отопительной системе напор

$$H = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} h_1 + \frac{\gamma_2 + \gamma_3}{2} h_2 + \frac{\gamma_3 + \gamma_4}{2} h_3 + \frac{\gamma_4 + \gamma_5}{2} h_4 - \gamma_1 h_6 - \frac{\gamma_1 + \gamma_5}{2} h_5, \quad (91)$$

где  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4$  и  $\gamma_5$  — вес 1 м<sup>3</sup> воды в кг при соответствующих температурах:  $t_1$  — в расширителе,  $t_2$  и  $t_3$  — в начале и конце верхней разводящей трубы,  $t_4$  и  $t_5$  — в начале и конце нижней нагревательной трубы;

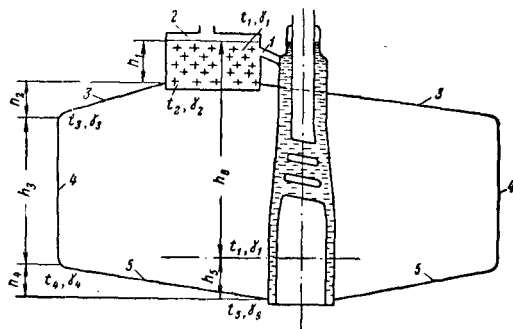
$h_1$  — высота в м столба воды с удельным весом  $\frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2}$ ;

$h_2, h_3$  и  $h_4$  — вертикальные проекции в м верхней разводящей трубы, стояка и нижней нагревательной трубы соответственно;

$h_5$  — высота в м столба воды с удельным весом  $\frac{\gamma_1 + \gamma_5}{2}$ ;

$h_6$  — высота в м столба воды с удельным весом  $\gamma_1$ .

В существующих системах водяного отопления вагонов в зависимости от перепада температур  $t_1 - t_5$  и форсировки котла высота  $h_5$  изменяется в узких пределах, от 150 до 250 мм. Высота  $h_5 = 150$  мм соответствует большим форсировкам котла. Остальные высоты



Фиг. 7. Схема устройства водяного отопления металлического вагона

определяются из чертежей водяного отопления вагона.

Располагаемый напор расходуется на преодоление сопротивления  $\Sigma Rl$  в прямолинейной части трубопровода и местных сопротивлений  $Z = \Sigma \zeta \frac{w^2}{2g}$  и отопительной системы, т. е.

$$H = \Sigma Rl + \Sigma \zeta \frac{w^2}{2g} \gamma. \quad (92)$$

Падение напора на 1 м длины прямолинейной части трубы

$$R = \lambda \frac{w^3}{2g} \cdot \frac{\gamma}{d} \text{ мм вод. ст.}, \quad (93)$$

где  $d$  — диаметр трубы в м;

$w$  — скорость движения воды в трубах отопления в м/сек;

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \text{ для } Re \text{ от } 2320 \text{ до } 100\,000; \quad (94)$$

$$Re = \frac{wd}{\nu} \text{ — критерий Рейнольдса,} \quad (95)$$

где  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости воды при данной температуре в м<sup>2</sup>/сек (табл. 19).

В системах отопления с естественной циркуляцией  $w = 0,04 \div 0,06$  м/сек.

Количество циркулирующей воды  $B$  л/час и её скорость  $w$  м/сек в каждой ветви сети труб диаметром  $d$  в мм определяют по формулам (96) и (97):

Таблица 19

Коэффициент кинематической вязкости воды при различных температурах

Температура воды в °С	30	40	50	60	70	80	90	100
Кинематическая вязкость 10° в м <sup>2</sup> /сек . . .	0,805	0,659	0,556	0,479	0,415	0,366	0,326	0,293

$$B = \frac{Q_p}{2(t_1 - t_5)} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{3600 \gamma w d^2}{10^8}; \quad (96)$$

$$w = \frac{4 \cdot 10^8 B}{3600 \pi \gamma d^2} = \frac{355 B}{\gamma d^2}. \quad (97)$$

Опытами, проведенными работниками завода имени Егорова, установлено, что количество воды, циркулирующей в каждой ветви отопительной системы металлического вагона, достигает 500 л/час при температуре воды в радиаторе, равной 90—95° С.

Значения коэффициентов  $\zeta$  местных сопротивлений приведены в табл. 20.

Таблица 20

Значения коэффициентов местного сопротивления для труб водяного и парового отопления

Наименование местного сопротивления	Условный диаметр труб в мм					
	13	19	25	32	38	50 и более
Вентиль обыкновенный	16,0	10,0	9,0	9,0	8,0	7,0
Кран проходной . . . . .	4,0	2,0	2,0	2,0	—	—
» двойной регулировки с цилиндрической пробкой . . . . .	4,0	2,0	2,0	2,0	—	—
Вентиль Косва . . . . .	3,0	3,0	3,0	2,5	2,5	2,0
Клапан Лудло или Питта	1,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Угольник . . . . .	2,0	2,0	1,5	1,5	1,0	1,0
Отвод 90° и угтка . . . . .	1,5	1,5	1,0	1,0	0,5	0,5
Скоба . . . . .	3,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Отвод двойной узкий . . . . .	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
» широкий . . . . .	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Для всех диаметров						
Внезапное расширение . . . . .	1,0					
» сужение . . . . .	0,5					
Тройник проходной . . . . .	1,0					
» ответвления . . . . .	1,5					
Крест проходной . . . . .	2,0					
» ответвления . . . . .	3,0					

В трёхосных пассажирских вагонах трубы отопления имеют внутренний диаметр 51 мм; в четырёхосных жёстких вагонах с деревянным кузовом верхние трубы — 57 мм; если вдоль боковой стены проложена одна нижняя (нагревательная) труба, то диаметр её равен 70 мм, а при двух трубах — 44—51 мм; в мягких вагонах длиной 20,2 м: по купе верхние и нижние трубы 70 мм, а по коридору верхние 57 мм и нижние 70 мм.

В некоторых вагонах имеются трубы овального сечения размером 63,5 × 127 мм.

В жёстких металлических вагонах трубы отопления имеют внутренний диаметр 64 мм.

### Паровое отопление

Для отопления вагонов применяется пар высокого и низкого давления. К паровому отоплению высокого давления относятся системы с давлением 2—5 атм, а низкого — в главном паропроводе 2—5 атм и в отопительных трубах до 1 атм.

Отопление паром высокого давления производится от паровозного котла, котла, поме-

щённого в особом вагоне, или котла, помещённого в каждом вагоне.

В первых двух случаях система парового отопления называется центральной, а в последнем — индивидуальной или самостоятельной. Центральное отопление применяется главным образом в поездах пригородных и местного сообщения, а индивидуальное — в поездах дальнего следования.

При центральном паровом отоплении у потолка вагона устанавливается магистральная изолированная труба диаметром 32 мм, к которой присоединены трубы диаметром 13—19 мм, подводящие пар к отопительным трубам, расположенным внизу вдоль боковых стен вагона.

Подводящие трубы снабжены вентилями для регулирования притока пара в отопительные трубы.

Расход пара на отопление одного четырёхосного вагона зависит от температуры наружного воздуха и колеблется от 20 до 35 кг/час.

Вагоны-паровики имеют горизонтальные или вертикальные котлы с дымогарными трубами. Поверхность нагрева этих котлов составляет 11—20 м²; давление пара 3—6 атм. Такой котёл может снабжать паром 6—8 четырёхосных или 10—12 двухосных вагонов.

При индивидуальном паровом отоплении в вагоне устанавливается вертикальный котёл с кипятильными трубами.

Поверхность нагрева котла 2,3 м², площадь колосниковой решётки 0,142 м²; рабочее давление пара составляет 2—2,5 атм, наибольшее допускаемое давление — 5 атм; паропроизводительность котла равна 30—40 кг/час.

### КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

В установках для кондиционирования готовится необходимое количество воздуха, температура, влажность и чистота которого соответствуют заранее принятым условиям (кондициям).

Вводимый в вагон воздух предварительно очищается от пыли, нагревается в воздухоподогревателях (калориферах) или охлаждается в воздухоохладителях (рефрижераторах) в зависимости от времени года и увлажняется или осушается до требуемой степени влажности.

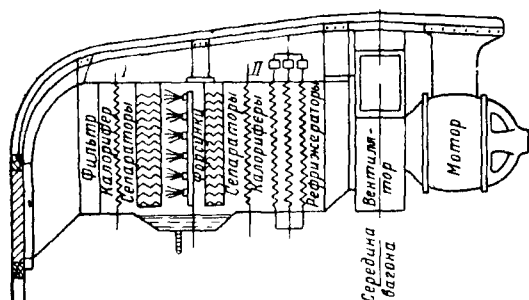
В соответствии со своим назначением полный агрегат для кондиционирования воздуха состоит из следующих частей:

- 1) вентиляторов и распределительных каналов;
- 2) установки для очистки воздуха;
- 3) установки для увлажнения или осушения воздуха;
- 4) подогревательной установки (калорифера);
- 5) холодильной установки;
- 6) источника энергии;
- 7) аппаратуры для контроля и регулировки.

На фиг. 8 показана схема агрегата для кондиционирования воздуха

В местностях с умеренным климатом часто отказываются от холодильной установки и ограничиваются простыми приборами для естественного испарения воды или же увеличивают количество подаваемого в вагон воздуха.

В местностях с континентальным климатом необходима полная установка кондиционирования воздуха и, кроме того, самостоятельная отопительная система, независимая от агрегата кондиционирования воздуха, так как подаваемый зимой подогретый воздух не



Фиг. 8. Схема агрегата для кондиционирования воздуха

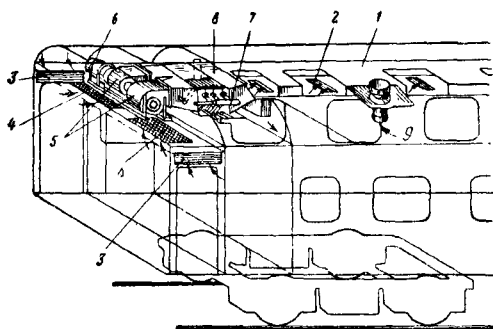
может пополнить всех тепловых потерь в вагоне.

Трудной задачей является получение большого количества энергии, необходимой для освещения вагона и снабжения агрегата кондиционирования воздуха.

Мощность генератора при кондиционировании требуется от 10 до 20 кВт в зависимости от производительности холодильной установки и расхода энергии на освещение и вентиляторы.

### Нагнетательная вентиляция

Устройство установки для нагнетательной вентиляции в металлических пассажирских вагонах отечественной постройки схематически изображено на фиг. 9. Сдвоенный центробежный вентилятор 5, приводимый в движение



Фиг. 9. Схема нагнетательной системы вентиляции металлических пассажирских вагонов отечественной постройки

электромотором 6, установлен над потолком тамбура со стороны котельного отделения.

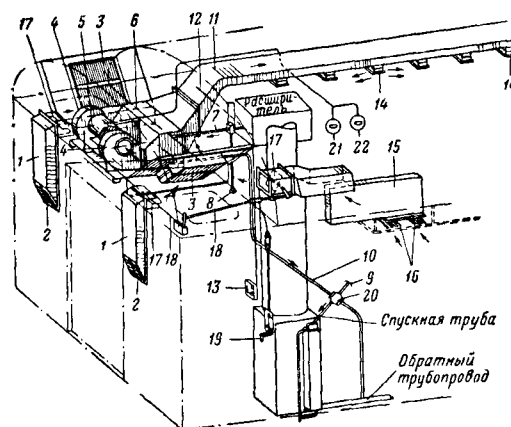
Воздух поступает в вагон через наддверные вентиляционные решетки 3, очищается в фильтрах 4, помещенных в потолке тамбура, и проходит в зимнее время через воздухоподогреватель 7 в воздухопровод 1, из которого выходит через жалюзийные решетки 2 в

купе. Летом, когда в вагон подается значительно больше воздуха, открывается дополнительный обходный канал 8.

Воздух из вагона удаляется через потолочные дефлекторы 9 и неплотности окон и дверей.

Нагнетаемый воздух создает давление в вагоне при открытых дефлекторах на 3 мм, а закрытых — на 8 мм вод. ст. выше давления наружного воздуха. Такой избыток давления в значительной мере устраняет попадание пыли через щели в окнах, дверях и других частях кузова.

На фиг. 10 изображена схема устройства нагнетательной вентиляции с рециркуляцией воздуха, применяемой в жестких купейных металлических вагонах длиной 23,6 м.



Фиг. 10. Схема нагнетательной системы вентиляции металлического жесткого купейного вагона с рециркуляцией воздуха: 1—каналы для всасывания наружного воздуха; 2—решетки; 3—фильтры; 4—вентиляторы; 5—мотор постоянного тока; 6—калорифер; 7—патрубок от расширителя к калориферу; 8—задвижка на патрубке; 9—задвижка на нижней отопительной трубе; 10—обратный трубопровод; 11—нагнетательный воздухопровод; 12—термопара; 13—термометр; 14—жалюзийные решетки; 15—рециркуляционный канал; 16—решетка во всасывающем канале над коридором; 17—дроссельные клапаны; 18 и 19—переключающие механизмы для дроссельных клапанов; 20—спускной кран; 21—выключатель мотора; 22—переключатель для перевода вентиляции на зимний или летний режим

3 камере перед фильтрами 3 наружный воздух, поступающий через решетки 2 и каналы 1, смешивается с рециркуляционным воздухом, забираемым из кузова вагона через решетки 16, рециркуляционный канал 15 и дроссельные клапаны 17. Эта смесь проходит фильтр 3, засасывается вентиляторами 4 и по нагнетательному воздухопроводу 11 через жалюзийные решетки 14 распределяется по купе.

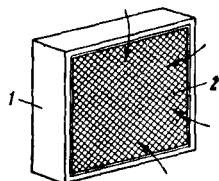
Количество подаваемого наружного и рециркуляционного воздуха регулируется дроссельными клапанами 17 при помощи переключающих механизмов 18 и 19.

Вентиляторы 4 приводятся в действие мотором постоянного тока 5.

В холодное время года воздух подогревается в калорифере 6, расположенном в нагнетательном воздуховоде 11.

### Очистка воздуха

Подаваемый в вагон воздух обычно очищается от пыли в масляных фильтрах (фиг. 11). Действие масляных фильтров основано на прилипании пыли при ударе её о поверхности, смоченные липким веществом, например,



Фиг. 11. Масляный фильтр:

1—корпус; 2—металлическая сетка

висциновым, турбинным или компрессорным маслом.

Фильтр состоит из двух металлических секток, которые вставляются в раму соответствующих размеров.

Внутреннее пространство фильтра заполняется металлическими стружками, стеклянной ватой или мелкими полыми телами, например короткими тонкостенными трубочками диаметром 8—12 мм.

Длина трубочек выбирается равной их диаметру.

Производительность и сопротивление масляных фильтров приведены в табл. 21.

Таблица 21

Производительность и сопротивление масляных фильтров

Производительность фильтра на 1 м <sup>2</sup> в м <sup>3</sup> /час	Сопротивление фильтра в мм вод. ст.
2 000	2
3 000	4
4 000	6
5 000	8

Фильтры обычно рассчитываются на скорость воздуха, равную 2—4 м/сек, поэтому площадь поперечного сечения фильтра

$$F = \frac{V}{3600(2 \div 4)} \text{ м}^2, \quad (98)$$

где  $V$  — количество подаваемого в вагон воздуха в м<sup>3</sup>/час.

### Выбор мощности вентилятора

Тип вентилятора выбирается в зависимости от развиваемого им полного давления.

Полное давление, создаваемое вентилятором, складывается из сопротивлений  $Rl_a + Z_a$  всасывающего воздуховода, сопротивления  $Rl_n + Z_n$  напорного воздуховода и динамического давления  $h_d = \frac{w^2}{2g} \gamma$ , затрачиваемого на передвижение воздуха со скоростью  $w$  (фиг. 12).

\* Здесь приняты обозначения, подобные используемым в формулах (92)–(95).

Для всасывающего и нагнетательного воздуховодов неизменного поперечного сечения, в которых воздух перемещается со скоростью  $w$ , полное давление, создаваемое вентилятором, определяется уравнением

$$(Rl_a + Z_a) + (Rl_n + Z_n) + \frac{w^2}{2g} \gamma = H_{\text{пол. вент.}} \quad (99)$$

Течение воздуха в металлических или фанерных воздуховодах происходит так же, как и в гладких трубах, поэтому потеря на трение на 1 пог. м в круглых воздуховодах выражается формулой (93)

$$R = \lambda \frac{w^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{d} \text{ мм вод. ст.}$$

Для  $4000 < Re < 100000$

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

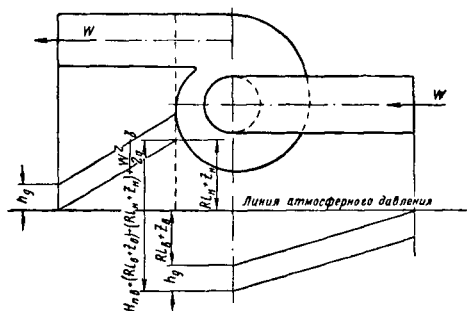
Если  $100000 < Re < 3240000$ , то

$$\lambda = 0,032 + 0,221 Re^{-0,237}. \quad (100)$$

Для металлических и фанерных воздуховодов цилиндрической формы диаметром более 70 мм величина  $\lambda$  довольно точно определяется из выражения

$$\lambda = 0,0125 + 0,0011 d^{-1}, \quad (101)$$

где  $d$  — диаметр воздуховода в м.



Фиг. 12. Диаграмма давлений во всасывающем и нагнетательном воздуховодах вентиляторной установки

Падение напора в воздуховоде от местных сопротивлений

$$Z = \sum \xi \frac{w^2}{2g} \gamma \text{ мм вод. ст.}, \quad (102)$$

где  $\sum \xi$  — сумма коэффициентов всех местных сопротивлений на данном участке воздуховода (сопротивления при входе в канал, в фильтре, калорифере, сепараторах и т. д.).

Если поперечное сечение воздуховода не круглой, а какой-либо иной формы, то для определения значения  $\lambda$  диаметр  $d$  заменяется другой величиной. Такой величиной является диаметр условного круглого поперечного сечения, при котором сопротивление трения на длине 1 м воздуховода по величине равно сопротивлению на длине 1 м действительного воздуховода, имеющего некруглое поперечное

сечение. Диаметр такого условного круглого поперечного сечения называется эквивалентным диаметром и обозначается  $d_3$ .

Эквивалентный диаметр

$$d_3 = \frac{4F}{U}, \quad (103)$$

где  $F$  — живое сечение потока в  $\text{м}^2$ ;

$U$  — периметр, омываемый потоком (периметр трения), в  $\text{м}$ .

Формула (103) для определения  $d_3$  применима лишь к сечениям компактных форм (овальные, равносторонние многоугольники, квадратные и близкие к ним прямоугольники).

Чтобы сопротивление трения в воздуховоде диаметром  $d_3$  было эквивалентно, например, трению в прямоугольном воздуховоде со сторонами  $a$  и  $b$  при одинаковых скоростях, необходимо равенство:

$$\frac{\pi d_3^2}{4} = \frac{4ab}{2(a+b)}, \quad (104)$$

или

$$d_3 = \frac{2ab}{a+b}. \quad (105)$$

Если  $a = b$ , то

$$d_3 = a. \quad (106)$$

Площадь круга с эквивалентным диаметром меньше действительной площади поперечного сечения прямоугольного канала; поэтому, чтобы получить сопротивление трению, соответствующее действительному расходу воздуха, в формулы (93) и (95) для определения сопротивления подставляют действительную скорость воздуха:  $w = \frac{V_{\text{сек}}}{F}$ . (107)

Эффективная мощность мотора, установленного на одной оси с вентилятором,

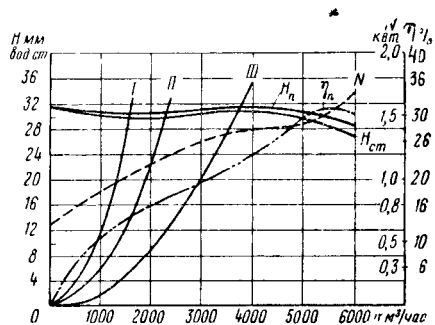
$$N = \frac{V H_{\text{пол. вент}}}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_{\text{вент}}} \text{ л. с.}, \quad (108)$$

где  $V$  — расход воздуха в  $\text{м}^3/\text{час}$ ;  
 $H_{\text{пол. вент}}$  — полное давление, развиваемое вентилятором, в  $\text{мм вод. ст.}$ ;  
 $\eta_{\text{вент}}$  — к. п. д. вентилятора, равный 0,25—0,4.

В жёстких металлических некупейных вагонах полное давление, преодолеваемое вентилятором, достигает 15—30  $\text{мм вод. ст.}$ , а количество воздуха, подаваемого зимой, — 1200  $\text{м}^3/\text{час}$  и летом — 3000—4000  $\text{м}^3/\text{час}$ .

В вагонных установках используются центробежными вентиляторами. На фиг. 13 изображены полученные научными работниками МЭМИИТ характеристики вентиляционной установки (при  $n = 1200$  об/мин.) и воздушной сети металлического некупейного вагона длиной 23,6  $\text{м}$ . В летнее время вентиляционная установка нагнетает 3800  $\text{м}^3/\text{час}$  воздуха; в зимнее время уменьшение расхода воздуха достигается с помощью специальной заслонки или понижением числа оборотов мотора.

В зависимости от величины сопротивлений в каналах и количества подаваемого воздуха мощность мотора выбирается от 0,3 до 1,5  $\text{квт}$ . Мотор должен допускать регулирование числа оборотов в широких пределах.

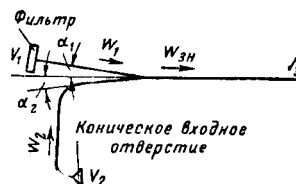


Фиг. 13. Характеристика вентиляционной установки при  $n = 1200$  об/мин.: I — характеристика воздушной сети при наличии заслонки (зимний режим); II — характеристика воздушной сети без заслонки (зимний режим); III — характеристика воздушной сети (летний режим);  $H_n$  — полный напор;  $H_{\text{ст}}$  — статический напор;  $\eta_n$  — полный к. п. д. агрегата;  $N$  — мощность, расходуемая агрегатом;

### Расчёт всасывающих воздуховодов

В вагонах с рециркуляцией воздуха всасывающий воздуховод через тройник соединяется с двумя магистралями (фиг. 14), одна из которых забирает воздух из кузова, а через другую засасывается наружный воздух.

При расчёте всасывающих воздуховодов сначала выбирается скорость в I участке и вычисляются все потери, а затем выбирается



Фиг. 14. К расчёту всасывающих воздуховодов

диаметр II участка (ответвления) таким образом, чтобы величины разрежения (вакуума) в месте встречи второго участка с первым были одинаковы, т. е.

$$R_1 l_1 + (1 + \sum \zeta_1) \frac{w_1^2}{2g} \gamma = R_2 l_2 + (1 + \sum \zeta_2) \frac{w_2^2}{2g} \gamma = H_2 = H_1, \quad (109)$$

где  $R_1$  и  $R_2$  — потери на трение на 1  $\text{м}$  длины канала в I и II участках в  $\text{мм вод. ст.}$ ;

$l_1$  и  $l_2$  — длины соответствующих участков в  $\text{м}$ ;

$\sum \zeta_1$  и  $\sum \zeta_2$  — соответствующие суммы коэффициентов местных сопротивлений;

$w_1$  и  $w_2$  — скорости воздуха в I и II участках в  $\text{м/сек}$ ;

$H_1$  и  $H_2$  — вакуумы в I и II участках в  $\text{мм вод. ст.}$

Скорости  $w_1$  и  $w_2$  для зимнего режима выбираются равными 2—4  $\text{м/сек}$  и летнего — 5—8  $\text{м/сек}$ .

Наивыгоднейшая скорость  $w_{3н}$  в третьем участке магистрали

$$w_{3н} = \frac{V_1}{V_2} w_1 \cos \alpha_1 + \frac{V_2}{V_3} w_2 \cos \alpha_2, \quad (110)$$

где  $V_1$ ,  $V_2$  и  $V_3$  — соответствующие расходы воздуха в  $\text{м}^3/\text{сек}$  в I, II и III участках;

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — углы ответвлений с магистралью, которые обычно принимаются соответственно равными  $\alpha_1 = 0$  и  $\alpha_2 = 20 \div 25^\circ$ .

Следовательно, для магистрали, в которой  $\alpha_1 = 0$  и  $\alpha_2 = 25^\circ$  ( $\cos 25^\circ = 0,9$ ), находим

$$w_{3н} = \frac{V_1}{V_2} w_1 + 0,9 \frac{V_2}{V_3} w_2. \quad (111)$$

По величине наивыгоднейшей скорости  $w_{3н}$  и расходу воздуха  $V_3$  выбирается окончательный размер диаметра III участка, потери на трение и на местные сопротивления

$$R_3 l_3 + \Sigma \zeta_3 \frac{w_3^2}{2g} \gamma = H_3, \quad (112)$$

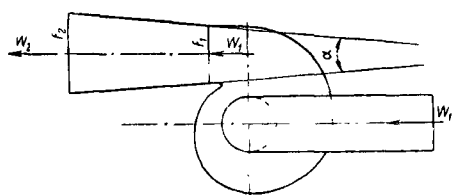
где  $w_3$  — скорость воздуха в III участке, соответствующая выбранному диаметру воздухопровода и расходу  $V_3$ .

Остальные обозначения подобны приведённым выше, но соответственно для III участка.

#### Расчёт нагнетательного воздухопровода

В нагнетательном воздуховоде обычно устанавливаются калориферы для подогрева воздуха, увлажнители, сепараторы или элиминаторы для задержания водяных капель, увлекаемых воздухом, и змеевики рефрижераторов (холодильников) для охлаждения воздуха. Все эти элементы создают сопротивления, которые необходимо учитывать при расчёте напорных воздухопроводов.

Если между вентилятором и напорным воздухопроводом имеется диффузор, т. е. конически расширяющаяся труба (фиг. 15), то



Фиг. 15. Вентилятор с диффузором

располагаемый полный напор системы определяется из выражения

$$H_{\text{пол. вент}} = (R_v l_v + Z_v) + (R_n l_n + Z_n) + \frac{w_1^2}{2g} \gamma - \gamma_{\text{диф}} \left( \frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} \right) \frac{\gamma}{2g}. \quad (113)$$

К. п. д. диффузора составляет

$$\eta_{\text{диф}} = 1 - \frac{F_2 - F_1}{F_2 + F_1} \sin \alpha, \quad (114)$$

где  $F_1$  и  $F_2$  — площади входного и выходного отверстий диффузора;

$\alpha$  — угол раствора диффузора в градусах.

Скорость воздуха в напорном воздуховоде для зимнего режима принимается равной 3—5  $\text{м}/\text{сек}$ , а летнего 6—10  $\text{м}/\text{сек}$ ; скорость выхода воздуха из воздухохораспределительной решётки — 0,2—0,4  $\text{м}/\text{сек}$  в зимнее время и 1,2—2,5  $\text{м}/\text{сек}$  в летнее время (если воздух не охлаждается).

Коэффициент местного сопротивления  $\zeta$  решётки равен 2,6.

#### Коэффициенты $\zeta$ местных сопротивлений воздухопроводов

Под местными сопротивлениями понимают единичные сопротивления, как, например, решётки, колена, ответвления, сужения и расширения трубопроводов и т. д.

Численные значения  $\zeta$  местных сопротивлений, встречающихся в вагонных конструкциях, приведены в табл. 22.

#### Увлажнение воздуха

Устройство установки для увлажнения воздуха распылённой водой изображено схематически на фиг. 8.

Температура наружного воздуха, поступающего в увлажняющую камеру, иногда может быть ниже точки замерзания воды, поэтому воздух сначала проходит через воздухоподогреватель (калорифер) 1, затем водяную завесу из распылённой на мельчайшие капельки воды, после этого лабиринтовую преграду. Эта преграда состоит из сепараторов или элиминаторов. Элиминаторы устраиваются в виде вертикально или горизонтально поставленных на малых расстояниях (около 15—20 мм) друг от друга стальных оцинкованных пластинок, изогнутых по ходу движения воздуха зигзагообразно (фиг. 16) или в виде крючков. Характеристики различных типов элиминаторов приведены в статье инж. П. В. Участкина,

Фиг. 16. Расположение пластинок элиминаторов



опубликованной в журнале «Отопление и вентиляция» № 6 за 1940 г.

Сопротивление элиминаторов прохождению воздуха

$$h_{\text{эл}} = m \zeta \frac{w^2}{2g} \gamma \text{ мм вод. ст.}, \quad (115)$$

где  $w$  — скорость движения воздуха, отнесённая к габаритному сечению элиминатора, в  $\text{м}/\text{сек}$ ;

$\zeta$  — коэффициент местного сопротивления элиминатора, отнесённый к одной лопасти и принимаемый равным 6. Под лопастью сепаратора понимается плоскость, не меняющая на своём протяжении направление движения воздуха (фиг. 16);

$m$  — число последовательно включённых лопастей в элиминаторе.

Воздух, освобождённый от взвешенных капель воды, проходит затем через воздухоподогреватель II (фиг. 8). Из всей распыляемой воды испаряется только 3%, что примерно соответствует 1 кг распыляемой воды на 3 кг увлажняемого воздуха.

Скорость движения воздуха в камере выбирается равной 2,0—2,5 м/сек. Длина увлажняющего пространства устанавливается из предположения, что пребывание воздуха в увлажняющей камере должно быть не менее 1,5 сек. Расстояние между рядами форсунок устанавливается равным 250—400 мм, расстояние между форсунками—250 мм, расстояние между форсунками и элиминаторами принимается 0,1—1,0 м. Производительность

одной форсунки при напоре 1—2 атм равняется 100—500 л/час. Форсунки устанавливаются так, что вода выбрасывается из них только в направлении движения воздуха.

### Расчёт паровых и водяных воздухоподогревателей

Основные положения теплового расчёта остаются общими для всех видов теплообменных аппаратов (водяные и паровые котлы, calorиферы, конденсаторы, подогреватели) независимо от их формы, размеров и применяемых в них рабочих тел. Тепловые расчёты только несколько изменяются в зависимости от схемы движения рабочих жидкостей.

Таблица 22

Численные значения  $\xi$  местных сопротивлений в воздуховодах

Характеристика детали	Эскиз	$\xi$	Характеристика детали	Эскиз	$\xi$
Колено 90° . . . . .		1,4	Коллектор с конической насадкой $\alpha=30^\circ$ . . . . . $\alpha=13^\circ$ . . . . .		0,25 0,13
Колено 135° . . . . .		0,3	Коллектор по дуге круга $r=0,5d$ . . . . .		0,05
Дуга радиусом $r \approx 2d$ при $\alpha$ , равном: 20° . . . . . 30° . . . . . 40° . . . . . 50° . . . . . 60° . . . . . 70° . . . . . 80° . . . . . 90° . . . . .		0,03 0,08 0,14 0,22 0,37 0,55 0,75 1,00	Выход . . . . .		1,0
Резкое расширение сечения (по отношению к скорости $w_1$ ) . . . . .		$(1 - \frac{f_1}{f_2})^2$	Тройники стандартной формы с углом $\alpha=10 \div 15^\circ$ , у которых $F_{сгв} = F_{np} + F_{отв}$ и $w_{сгв} = w_{np} = w_{отв}$ : а) нагнетание при $\frac{d_{отв}}{d_{np}}$ , равном: 0,2 . . . . . 0,3 . . . . . 0,4 . . . . . 0,5 . . . . . 0,6 . . . . . 0,7 . . . . . 0,8 . . . . . 0,9 . . . . . (все значения даны для $\xi_{отв}$ ; $\xi_{np}$ во всех случаях равно 0) б) всасывание в направлении прямопроходящей струи . . . . . всасывание в направлении ответвляющейся струи . . . . .		2 0,5 0,2 0,1 0,06 0,035 0,020 0,015 0 0
Резкое сужение струи (по отношению к скорости $w_2$ ) при $\frac{f_2}{f_1}$ , равном: 0,1 . . . . . 0,3 . . . . . 0,5 . . . . . 0,7 . . . . . 0,8 . . . . . 0,9 . . . . .		0,5 0,42 0,32 0,20 0,13 0,06	Решётки: а) живое сечение решётки равно сечению канала: живое сечение решётки равно 0,5 её габаритной площади . . . . . живое сечение решётки равно 0,2 её габаритной площади . . . . . б) решётки из проволоки с большими отверстиями. . . . .		1,5 2,0 0
Плавное сужение струи (по отношению к скорости $w_2$ ) . . . . .		0,03			
Вход в отверстие с острыми краями		0,4			
Вход в отверстие с закруглёнными краями		0,1			

Для подогрева вводимого воздуха применяются калориферы из гладких труб или пластинчатые. Нагрев калориферов производится паром или горячей водой.

Теплопроизводительность калорифера

$$Q = 0,24 G (t_g - t_n) = KF \Delta t, \quad (116)$$

где  $G$  — вес воздуха, проходящего через калорифер, в  $кг/час$ ;

$t_g$  — температура воздуха, уходящего из калорифера, в  $^{\circ}C$ ;

$t_n$  — температура воздуха, входящего в калорифер, в  $^{\circ}C$ ;

$F$  — поверхность нагрева калорифера в  $м^2$ ;

$K$  — коэффициент теплопередачи в  $ккал/м^2 час^{\circ}C$ ;

$\Delta t$  — разность температуры греющей среды (стенки прибора)  $t_{ст. пр}$  и средней температуры воздуха, равной

$$\frac{t_g + t_n}{2} ^{\circ}C. \quad (117)$$

Температура греющей среды (стенки прибора  $t_{ст. пр}$ ) определяется по формулам (85) и (86).

Коэффициент теплопередачи парового пластинчатого калорифера

$$K = a (\gamma w)^n, \quad (118)$$

где  $\gamma w$  — весовая скорость воздуха в  $кг/м^2 сек$ ;  $a$  и  $n$  — коэффициенты, определяемые ГОСТ 1814-42.

Весовая скорость воздуха между пластинками калорифера

$$\gamma w = \frac{G}{3600 f_{жс}}, \quad (119)$$

где  $f_{жс}$  — площадь живого сечения калорифера, перпендикулярная потоку нагреваемого воздуха, в  $м^2$ .

Весовая скорость обычно выбирается равной 10—15  $кг/м^2 сек$ . Сопротивление парового калорифера проходящему воздуху

$$h = a_1 (\gamma w)^m \text{ мм вод. ст.} \quad (120)$$

Коэффициенты  $a_1$  и  $m$  определяются ГОСТ 1814-42.

Коэффициент теплопередачи водяного калорифера зависит от весовой скорости воздуха  $\gamma w$  и от скорости воды  $w_g$ , протекающей в трубках, и определяется по формуле

$$K = a_2 (\gamma w)^n w_g^m. \quad (121)$$

Сопротивление калорифера проходящей воде равно

$$\Delta h = a_3 w_g^n \text{ мм вод. ст.} \quad (122)$$

Зависимость между теплопроизводительностью  $Q$  калорифера, скоростью в трубках, живым сечением  $f$  трубок, температурами  $t_2$  горячей и  $t_o$  отходящей воды в них выражается соотношением:

$$Q = 3600 \cdot 1000 (t_2 - t_o) f w_g. \quad (123)$$

Скорость воды  $w_g$  выбирается от 0,03 до 0,4  $м/сек$ .

Коэффициенты  $a_2$ ,  $a_3$ ,  $n$  и  $m$  определяются ГОСТ 1814-42.

При расчётах водяных калориферов целесообразно заранее выбирать только темпера-

туру горячей воды  $t_2$ , а температуру  $t_o$  и количество отходящей воды вычислять после подбора и расчёта калорифера.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  в калориферах из гладких труб при поперечном омывании их воздухом определяется по формуле, предложенной канд. техн. наук Литвиновым,

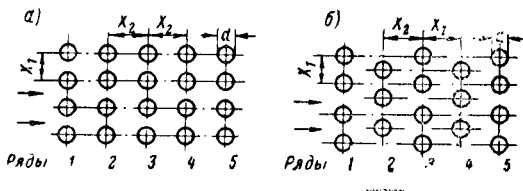
$$\alpha = \frac{E c \varepsilon_m (\gamma w)^n}{d^{1-n}}, \quad (124)$$

где  $d$  — наружный диаметр трубки калорифера.

Величины  $E$ ,  $c$  и  $\varepsilon_m$  зависят от расположения трубок, расстояния между ними и средней температуры, а  $n$  — от числа рядов трубок.

Обычно трубки в калориферах имеют коридорное или шахматное расположение (фиг. 17).

Для первого ряда в коридорных и всех рядов в шахматных пучках  $n = 0,60$ , для остальных рядов в коридорных пучках  $n = 0,65$ .



Фиг. 17. Расположение трубок в калориферах: а — коридорное; б — шахматное

Коэффициент  $c$  для коридорных и шахматных пучков имеет одно и то же значение и зависит лишь от величин

$$L_1 = \frac{x_1}{d} \text{ и } L_2 = \frac{x_2}{d},$$

где  $x_1$ ,  $x_2$  и  $d$  ясны из фиг. 17.

При  $L_1 = 1,2 \div 3$  и  $L_2 = 1,2 \div 5$   $c = 1 + 0,1 L_1$ ; для

$$L_1 > 3 \quad \{c = 1,3 = \text{const.}$$

Поправочный коэффициент  $\varepsilon_m$  имеет различные значения. В коридорных пучках: для первого ряда  $\varepsilon_m = 0,15$ , второго и всех последующих  $\varepsilon_m = 0,138$ ; в шахматных пучках: для первого ряда  $\varepsilon_m = 0,15$ , второго  $\varepsilon_m = 0,20$ , третьего и всех последующих  $\varepsilon_m = 0,255$ .

В зависимости от значения  $n$  формула (124) принимает вид:

при  $n = 0,60$

$$\alpha = E_1 c \varepsilon_m \frac{(\gamma w)^{0,6}}{d^{0,4}}; \quad (125)$$

при  $n = 0,65$

$$\alpha = E_2 c \varepsilon_m \frac{(\gamma w)^{0,65}}{d^{0,35}}. \quad (126)$$

Для вагонных установок можно принять

$$E_1 = 14,7, \text{ а } E_2 = 25,0.$$

В формулах (125) и (126)  $w$  в  $м/сек$ ,  $\gamma$  в  $кг/м^3$  и  $d$  в  $м$ . Скорость  $w$  отнесена к самому узкому сечению в ряду.



Формулы (125) и (126) позволяют определить среднее значение коэффициента теплоотдачи для трубки любого ряда в пучках. Величина среднего коэффициента теплоотдачи всего пучка в целом определяется из выражения:

$$\alpha_n = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_m F_m}{F_1 + F_2 + \dots + F_m}, \quad (127)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m$  — коэффициенты теплоотдачи по рядам;

$F_1, F_2, \dots, F_m$  — поверхности нагрева всех трубок в соответствующем ряду.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  стенок трубок расширителя-воздухоподогревателя, применяемого в металлических вагонах длиной 23,6 м, с достаточной точностью можно определить по формуле

$$\alpha \approx K \approx \frac{2,45}{d^{0,25}} \left( \frac{G}{3600 f_{жс}} \right)^{0,8} \text{ ккал/м}^2 \text{час}^\circ \text{С}. \quad (128)$$

Потерю напора при проходе воздуха через расширитель-воздухоподогреватель можно определить по формуле

$$\Delta p = \left( \frac{\alpha l}{450 c_p d \gamma w} + \zeta_1 + \zeta_2 \right) \frac{w^2}{2g} \gamma. \quad (129)$$

В формулах (128) и (129) обозначено:  
 $K \approx \alpha$  — коэффициент теплопередачи через стенки трубки в  $\text{ккал/м}^2 \text{час}^\circ \text{С}$ ;

$G$  — количество воздуха, проходящего через калорифер, в  $\text{кг/час}$ ;

$f_{жс}$  — площадь живого сечения всех трубок в  $\text{м}^2$ ;

$d$  — диаметр трубки в свету в м;

$l$  — длина трубки в м;

$c_p$  — теплоёмкость воздуха, равная 0,24  $\text{ккал/кг}^\circ \text{С}$ ;

$\zeta_1$  — коэффициент местного сопротивления при входе в трубку, равный 0,4;

$\zeta_2$  — коэффициент местного сопротивления при выходе из трубки, равный 1,0.

### Определение конечных температур

В практике часто приходится по заданным величинам поверхности нагрева  $H$ , коэффициента теплопередачи  $K$ , водяным эквивалентам  $W_1 = G_1 c_1$  более нагретой жидкости и  $W = G c$  менее нагретой жидкости (воздуха) и начальным температурам  $t_2$  — входа более нагретой жидкости и  $t_n$  — входа менее нагретой жидкости (воздуха) определять конечные температуры  $t_o$  и  $t_e$ , а также количество передаваемого тепла  $Q$ . Конечный результат зависит от схемы движения жидкостей.

Проф. Н. И. Белоконов предложил следующую формулу для всех общеизвестных схем теплопередачи

$$Q = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\frac{1}{W} + \frac{1}{W_1}} + \frac{1}{KH} + \epsilon_c \right) (t_2 - t_n) \text{ ккал/час}, \quad (130)$$

где  $\epsilon_c$  — коэффициент, учитывающий влияние схемы движения жидкостей, равный

$$\frac{1}{12} \left( \frac{KH}{W_m} \right)^2;$$

$W_m$  — приведённый водяной эквивалент нагревающего и нагреваемого потоков, определяемый из уравнения

$$\frac{1}{W_m} = \sqrt{\left( \frac{1}{W} + \frac{1}{W_1} \right)^2 - \frac{4\rho}{WW_1}}; \quad (131)$$

$\rho$  — индекс противоточности поверхности теплопередачи, равный  $\frac{(KH)_{\text{прот}}}{KH}$ ;

$KH$  — водяной эквивалент поверхности теплопередачи, равный сумме водяных эквивалентов его противоточной  $(KH)_{\text{прот}}$  и параллельноточной  $(KH)_{\text{парал}}$  частей:

$$KH = (KH)_{\text{прот}} + (KH)_{\text{парал}} \text{ в ккал/час}^\circ \text{С}. \quad (132)$$

При противотоке  $\rho = 1$ , параллельном потоке  $\rho = 0$  и перекрёстном потоке  $\rho = 0,5$ .

Конечные температуры  $t_e$  и  $t_o$  после определения  $Q$  вычисляются из уравнений:

$$\left. \begin{aligned} t_o &= t_n + \frac{Q}{W} \\ t_e &= t_2 - \frac{Q}{W_1} \end{aligned} \right\} \quad (133)$$

Если температуры жидкостей при перекрёстном потоке изменяются незначительно, то можно с достаточной точностью принять  $\epsilon_c = 0$  и далее определить  $Q$  по следующей формуле

$$Q = \frac{2(t_2 - t_n)}{\frac{1}{W} + \frac{1}{W_1} + \frac{2}{KH}}. \quad (134)$$

**Пример.** Определить температуру воздуха, выходящего из трубчатого калорифера-расширителя при внешних температурах воздуха  $t_n$ , равных  $-40, -30, -20, -15$  и  $-10^\circ \text{С}$ .

Поверхность нагрева калорифера составляет  $H = 5,5 \text{ м}^2$ , живое сечение трубок  $f_{жс} = 0,046 \text{ м}^2$ , диаметр трубки в свету  $d = 0,026 \text{ м}$ , минимальное количество подаваемого вентилятором воздуха  $G = 2400 \text{ кг/час}$  (вагоны первых выпусков).

Температуру воды, поступающей в калорифер, примем  $t_2 = 80^\circ$ . Количество воды, протекающей через калорифер, по опытам завода имени Егорова достигает  $G_1 = 1000 \text{ л/час}$ . Расчётная температура воздуха внутри вагона  $t_e = 20^\circ \text{С}$ .

Вычисляем:

$$W_1 = G_1 c_1 = 1000 \cdot 1 = 1000 \text{ ккал/час}^\circ \text{С};$$

$$W = G c = 2400 \cdot 0,24 = 576 \text{ ккал/час}^\circ \text{С}.$$

По формуле (128):

$$K = \frac{2,45}{d^{0,25}} \left( \frac{G}{3600 f} \right)^{0,8} = \frac{2,45}{0,026^{0,25}} \left( \frac{2400}{3600 \cdot 0,046} \right)^{0,8} = 51,8 \text{ ккал/м}^2 \text{час}^\circ \text{С};$$

тогда

$$KH = 51,8 \cdot 5,5 = 285 \text{ ккал/час}^\circ \text{С}.$$

По формуле (134):

$$Q_{\text{вв}} = \frac{2(t_2 - t_n)}{\frac{1}{W} + \frac{1}{W_1} + \frac{2}{KH}} = \frac{2(80 - t_n) 1000}{\frac{1000}{576} + \frac{1000}{1000} + \frac{2 \cdot 1000}{285}} = 205(80 - t_n) \text{ ккал/час}.$$

Количество тепла, теряемого через ограждения кузова металлического жёсткого некупейного вагона, составляет

$$Q_{\text{ог}} = K_{\text{прив}} F_{\text{общ}} (t_e - t_n) = 1 \cdot 265,5 (t_e - t_n) \text{ ккал/час}.$$

Количество тепла, выделяемого пассажирами, составляет

$$Q_n = 75n = 75 \cdot 60 = 4500 \text{ ккал/час.}$$

Количество тепла  $Q_p$ , необходимого для поддержания постоянной температуры  $t_g = 20^\circ$  внутри вагона, определяется формулой:

$$Q_p = Q_{\text{вв}} + Q_{\text{ог}} - Q_n = 205(80 - t_n) + 265,5(t_g - t_n) - 4500 \text{ ккал/час.}$$

Подставляя заданные внешние температуры  $t_n$  в эту формулу, получим результаты, приведённые в табл. 23.

Т а б л и ц а 23

## Результаты вычислений

$t_n$ в $^\circ\text{C}$	-40	-30	-20	-15	-10
$t_g - t_n$ в $^\circ\text{C}$ . .	60	50	40	35	30
$Q_{\text{вв}}$ в ккал/час .	24 600	22 600	20 500	19 500	18 500
$Q_{\text{ог}}$ в ккал/час .	15 900	13 280	10 600	9 250	7 920
$Q_p$ в ккал/час .	36 000	31 380	26 600	24 250	21 920
$\frac{Q_{\text{вв}}}{W} = t_g - t_n$ в $^\circ\text{C}$	42,5	39,5	35,5	34	32
Температура воздуха при выходе из калорифера в $^\circ\text{C}$ . . .	2,5	9,5	15,5	19	22

Как следует из приведённых в табл. 23 данных, при подаче воздуха 2 400 кг/час нормальная температура внутри вагона возможна только при морозах не свыше  $-17^\circ$ .

Для нормальной работы отопления необходимо в холодное время уменьшать подачу воздуха до 1 200 кг/час. Если вентилятор не позволяет снизить подачу, то следует применить принцип рециркуляции и забирать наружного воздуха 1 200—1 400 кг/час, а из кузова—соответственно 1 200—1 000 кг/час.

### Определение мощности холодильных установок в пассажирских вагонах

Холодильные установки в вагоне должны иметь производительность, достаточную для удаления всех теплонизбытков как по ощущимой, так и по скрытой теплоте.

Для подсчёта избытков ощущимой теплоты определяются следующие виды тепловых нагрузок:

1) тепло  $Q_1 = K_{\text{прис}} F_o (t_n - t_a)$ , получаемое вследствие теплопередачи через ограждение кузова;

2) тепло

$$Q_2 = \frac{A_s^{kp} q_n^{kp}}{\alpha_n} K_{kp} F_{kp} + \frac{\Sigma A_s^{cm} q_n^{cm}}{\alpha_n} \times \\ \times K_{cm} F_{cm} + q_{\text{окон}} F_{\text{окон}},$$

вносимое солнечной радиацией;

3) ощущимое тепло  $Q_3 = 55n$ , выделяемое пассажирами;

4) тепло  $Q_4$ , выделяемое моторами и электролампами;

5) ощущимое тепло  $Q_5 = G c_p (t_n - t_g)$ , вносимое в вагон свежим воздухом.

Скрытая теплота обусловлена влаговыделением пассажиров и влажностью подводимого в вагон воздуха.

Количество ощущимой и скрытой теплоты, выделяемой взрослым человеком при различных температурах, приведено в табл. 17.

Для отвода из кузова избытков тепла  $Q_{\text{ощ}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$  в кузов ежечасно поступает количество воздуха, определяемое из уравнения

$$G = \frac{Q_{\text{ощ}}}{0,24(t_g - t_n)} \text{ кг/час,} \quad (135)$$

где  $t_g$  — температура внутри кузова;

$t_n$  — температура подводимого воздуха.

Для подводимого воздуха выбирают такую температуру и скорость, чтобы не создавалось сквозняка.

По количеству влаги  $W_a$ , выделяющейся в помещении, можно определить необходимое содержание влаги в подводимом воздухе. Для этого служит уравнение

$$W_a = G(x_g - x_n) \text{ кг/час,} \quad (136)$$

где  $x_g$  — содержание влаги в воздухе кузова в кг/кг;

$x_n$  — содержание влаги в подводимом воздухе в кг/кг.

Одновременно можно установить теплосодержание  $i_n$  подводимого воздуха и его состояние по диаграмме  $i-x$ .

Так как неэкономично всё расчётное количество воздуха брать снаружи и охлаждать его в холодильной установке до требуемой температуры, то применяют смешанный воздух. В этом случае к наружному воздуху добавляется некоторая часть воздуха, забираемая из кузова вагона. Обычно наружного воздуха добавляют 25—50% от всего подводимого количества смеси.

Целесообразно процесс охлаждения смеси вести в холодильнике так, чтобы она имела температуру точки росы подводимого воздуха.

Для охлаждения наружного воздуха, добавляемого к подводимому воздуху, требуется дополнительная охлаждающая мощность. Эта мощность равна произведению количества наружного воздуха (количество наружного воздуха берётся не менее 20 м<sup>3</sup>/час на одного пассажира) на разность его теплосодержания до и после охлаждения.

Полная мощность холодильной установки поэтому всегда больше, чем мощность, требуемая для отвода избытков ощущимого тепла из кузова.

Полная мощность холодильной установки

$$[Q_{\text{пол}} = G_m (i_m - i_w), \quad (137)$$

где  $G_m$  — количество смешанного воздуха, подаваемого в кузов, в кг/час;

$i_m$  — теплосодержание смеси воздуха перед охлаждением в ккал/кг;

$i_w$  — теплосодержание охлаждённой смеси воздуха в ккал/кг.

Во избежание неприятных ощущений холода или значительной жары при входе и выходе из охлаждённого вагона не следует допускать

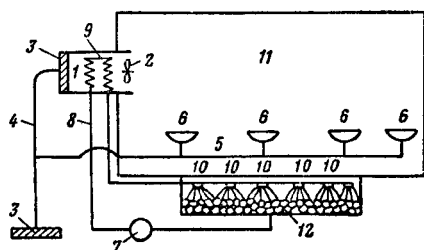
перепада температур между наружным и внутренним воздухом более  $5-8^{\circ}\text{C}$ .

Охлаждение воздуха в вагонах производится при помощи льда, эжекторных (пароводяных) и фреоновых (механическое охлаждение) установок.

Для пассажирских металлических вагонов в условиях Средней Азии в зависимости от числа пассажиров и наличия рециркуляции воздуха требуется мощность холодильной установки от 10 000 до 20 000 ккал/час.

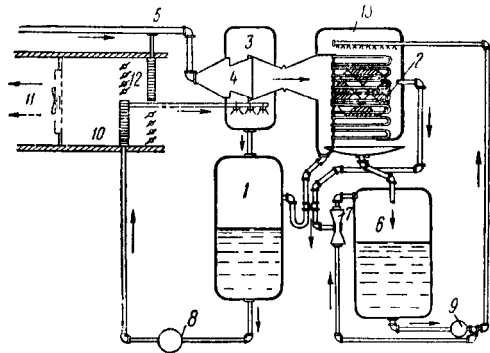
### Ледяное и паро-водяное охлаждение

При ледяном охлаждении (фиг. 18) под полом вагонов к раме подвешивается бункер, рассчитанный на 1,5—2,5 т льда в зависимости от суточного расхода тепла и расстояния



Фиг. 18. Схема установки с ледяным охлаждением: 1—кондиционирующая установка; 2—вентилятор; 3—фильтр; 4—воздуховод; 5—воздуховод для удаления воздуха из вагона; 6—насадки для удаления воздуха из вагона; 7—водяной насос; 8—трубопровод для воды; 9—змеевик холодильника; 10—распылители воды; 11—внутреннее помещение вагона; 12—бункер для льда

между пунктами снабжения льдом. Охлажденная в бункере вода прогоняется через змеевики холодильника центробежным насосом мощностью 0,2—0,3 квт. Мощность мотора вентилятора составляет 1,0—1,4 квт.



Фиг. 19. Схема паро-водяной эжекторной установки: 1—испаритель; 2—конденсатор; 3—вспомогательный резервуар; 4—эжектор; 5—труба; 6—резервуар; 7—эжектор; 8, 9—насос; 10—радиатор; 11—вентилятор; 12—калорифер; 13—форсунки

При паро-водяном охлаждении (фиг. 19) расход рабочего пара с давлением 5—6 атм определяют в зависимости от температуры испарения воды:

Температура испарения воды в  $^{\circ}\text{C}$  . . .  $+10; +5; 0$   
Расход пара на 1 000 ккал в кг . . . 2,5; 3,0; 5,5

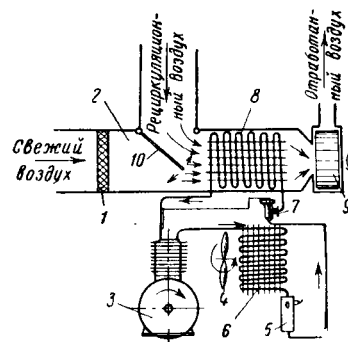
В вагонных установках с холодопроизводительностью 15 000—20 000 фреоний расход пара составляет 60—80 кг/час на вагон.

### Механическое охлаждение вагонов

При механическом охлаждении летучая жидкость (хладагент) переходит из жидкого состояния в пар, а затем снова преобразуется в жидкость, отнимая при этом большое количество тепла у охлаждаемого воздуха.

При работе холодильной установки пары хладагента поступают в цилиндр компрессора 3 (фиг. 20), где они сжимаются до давления, при котором температура конденсации паров хладагента становится выше температуры наружной среды. Сжатые пары хладагента нагнетаются по трубе в змеевик охладителя-конденсатора 6, охлаждаемого струей воздуха от вентилятора 4. Вследствие отвода тепла от паров они переходят в жидкое состояние (конденсируются), сохраняя своё повышенное давление.

В терморегулирующем клапане 7 производится дросселирование жидкого хладагента, вследствие чего давление снижается до давления испарителя и происходит испарение хладагента при температуре более низкой, чем тем-



Фиг. 20. Схема установки с механическим охлаждением: 1—фильтр; 2—камера смешения; 3—компрессор; 4—вентилятор; 5—коллектор для хладагента; 6—конденсатор; 7—терморегулирующий клапан или дроссельный вентиль; 8—испаритель (холодильник); 9—центробежный вентилятор; 10—регулирующая заслонка

пература окружающей среды. Во время испарения от воздуха, проходящего через испаритель 8, отнимается большое количество тепла.

После того как пары хладагента поглотят тепло из окружающей среды, они снова используются, повторяя описанный цикл.

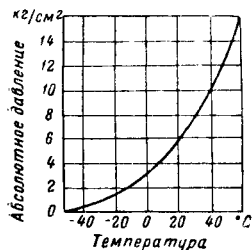
Наилучшим хладагентом для вагонных установок является дихлордифторметан-фреон—12  $\text{CCl}_2\text{F}_2$ .

Фреон практически можно считать безвредным. Он не горит, не образует взрывчатых смесей и не вызывает коррозии металлов. Фреон незначительно растворяется в воде.

Точка кипения фреона при атмосферном давлении равна  $-29,8^{\circ}\text{C}$ , а замерзания  $-190,5^{\circ}\text{C}$ .

Зависимость между температурой и давлением фреона показана на фиг. 21.

Охлаждающий эффект фреона при температуре в конденсаторе  $+30^{\circ}\text{C}$  и в испарителе  $-15^{\circ}\text{C}$  составляет  $28,38 \text{ ккал/кг}$ ; количество циркулирующего фреона на  $1000 \text{ ккал/час}$  равно  $0,592 \text{ кг/мин}$ ; теоретический объём на  $1000 \text{ ккал/час}$ , описываемый поршнем в минуту, составляет  $0,55 \text{ м}^3$ ; потребная мощность мотора на  $1000 \text{ ккал/час}$  равна  $0,35-0,5 \text{ квт}$ .



Фиг. 21. Зависимость между температурой и давлением фреона

Холодопроизводительность одной и той же установки изменяется в широких пределах в зависимости от температурных условий её работы. Особенно значительное влияние оказывает температура испарения. При понижении температуры испарения холодопроизводительность установки резко уменьшается.

Международный институт холода в 1938 г. рекомендовал следующие стандартные условия работы холодильных машин: температура испарения  $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$ , температура конденсации  $t_k = +30^{\circ}\text{C}$  и температура переохлаждения  $t_n = +25^{\circ}\text{C}$ . При этих условиях компрессор засасывает сухой насыщенный пар хладагента. В климатических установках мощность холодильной установки обычно определяется при  $t_0 = +5^{\circ}\text{C}$ .

Вес холодильной установки с механическим охлаждением достигает  $3-5 \text{ т}$ .

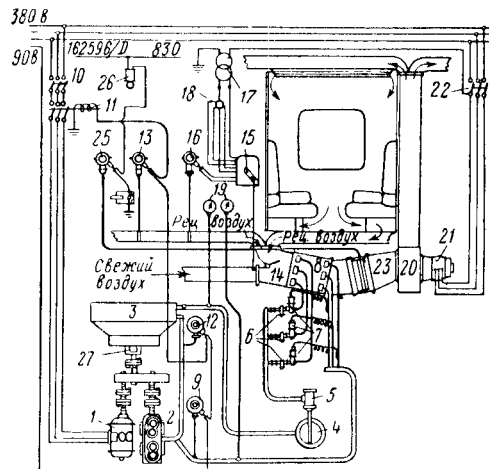
#### Климатическая установка в вагонах дизель-поездов

В вагонах дизель-поездов, эксплуатируемых на железных дорогах СССР, применена климатическая установка компрессорного типа, которая работает на фреоне-12 и имеет электрический привод. На фиг. 22 показано размещение агрегатов применительно к купе вагона и связь приборов автоматики, управляющих работой климатической установки; стрелками указано направление движения воздуха. Компрессор 2 климатической установки прицепного вагона (фиг. 22) имеет наибольшую холодопроизводительность около  $40\,000 \text{ ккал/час}$  (при  $498 \text{ об/мин.}$ ); компрессор приводится во вращение через редуктор электромотором 1 мощностью  $18,0 \text{ квт}$ . Электромотор питается электрическим током напряжением  $380 \text{ в}$  от вспомогательного дизель-генератора, расположенного в моторном вагоне. Ребристый конденсатор 3 имеет поверхность охлаждения  $108,37 \text{ м}^2$  и обдувается потоком воздуха, создаваемым восьмилопастным вентилятором 27 типа ЦАГИ с диаметром колеса  $650 \text{ мм}$ , вращаемым через тот же редуктор от электромотора 1. Испаритель 8 для охлаждения прогоняемого через него воздуха состоит из трёх секций и имеет поверхность охлаждения  $75,68 \text{ м}^2$ . Коллектор 4 предназначен для сбора конденсирующегося

фреона и совмещён с фильтром-дегидратором 5.

Холодильная часть климатической установки (компрессор с электромотором, конденсатор и коллектор) установлена на специальной раме, подвешенной под вагоном в четырёх точках на амортизационных прокладках.

Всё остальное оборудование системы охлаждения и вентиляции (подводящие каналы, фильтры, камера смешения, испаритель и воздухоподогреватель) изолировано слоем пробки толщиной  $50 \text{ мм}$  на битуме и располагается под вагоном в закрытом кожухе.



Фиг. 22. Схема климатической установки: 1—электромотор компрессора; 2—компрессор; 3—конденсатор; 4—коллектор; 5—большой фильтр; 6—малый фильтр; 7—термостатический клапан; 8—испаритель; 9—выключатель низкого давления; 10—ручной выключатель; 11—выключатель-автомат; 12—выключатель высокого давления; 13—термостат; 14—камера смешения с регулирующей заслонкой; 15—приводной механизм заслонки; 16—термостат; 17—трансформатор; 18—ручной выключатель; 19—манометр; 20—вентилятор; 21—мотор вентилятора; 22—ручной выключатель вентилятора; 23—калорифер; 25—термостат; 26—звонок; 27—вентилятор конденсатора

Климатическая установка при летнем режиме действует полностью автоматически при помощи термостатов 13 и 16, прессостата (выключателя низкого давления) 9 и маноконтроллера (выключателя высокого давления) 12. Прессостат 9, маноконтроллер 12 и термостат 13 включены в цепь управления системы охлаждения последовательно, чем обеспечивается прекращение работы компрессора при следующих обстоятельствах:

а) термостатом 13 — при снижении температуры рециркуляционного (внутреннего) воздуха до  $21,5^{\circ}\text{C}$ ;

б) маноконтроллером 12 — при повышении давления в компрессоре выше  $17,5 \text{ атм}$ ;

в) прессостатом 9 — при снижении давления во всасывающей линии компрессора менее  $3,2 \text{ атм}$ .

Устройство термостата следующее: при повышении температуры воздуха в вагоне газ (обычно фреон-12) или жидкость, заключённая в термочувствительном патроне, установленном в регулирующей среде, расширяется и через капиллярную трубку производит давление на передаточный механизм, который через систему рычагов

поворачивает стеклянную «свинку» со ртутью и замыкает цепь тока управления; при понижении температуры воздуха в вагоне происходит размыкание цепи управления. Термостат обладает широким интервалом регулирования температуры и чувствительности, для чего имеет две шкалы. Одна шкала (нижняя) предназначена для регулирования температуры, а другая (верхняя) — для регулирования чувствительности. Желаемый минимум температуры ( $21,5^{\circ}\text{C}$ ) устанавливается по нижней шкале, а разность между двумя точками переключения — по верхней шкале. Значение установленной температуры получается путём сложения чувствительности; термостат замыкает цепь тока управления, когда температура в вагоне достигает  $24,5^{\circ}\text{C}$ , и размыкает, когда температура снизится до  $21,5^{\circ}\text{C}$ .

Прессостат и маноконтроллер являются приборами, обеспечивающими безаварийную работу системы охлаждения; они автоматически отъединяют или присоединяют электрическую цепь тока к реле пусковых контактов мотора компрессора в зависимости от изменения давления фреона.

Прессостат и маноконтроллер отличаются от термостата тем, что они не имеют термочувствительных патронов с легко расширяющейся жидкостью, а их сильфоны через дроссельные клапаны соединяются с линией всасывания (прессостат) и нагнетания (маноконтроллер). Сильфоны, реагируя на изменение давления, через передаточный механизм включают или выключают мотор компрессора. Дроссельные клапаны снижают толчки газа, возникающие при работе компрессора.

Воздухоохладительная часть климатической установки обеспечивает температурный перепад в вагоне  $\Delta t = 9^{\circ}\text{C}$  при температуре наружного воздуха  $t_n = +32^{\circ}\text{C}$  и относительной влажности  $\omega = 60\%$ .

Термостат 16 управляет работой регулирующей заслонки в камере смешения 14, изменяющей соотношение свежего и рециркуляционного воздуха, подаваемого вентилятором 20 в вагон.

Термостат 25 замыкает цепь тока к электрическому звонку 26, когда температура воды в калорифере 23 понизится до  $+5^{\circ}\text{C}$ . Звонок сигнализирует проводнику о необходимости затапливать котёл водяного отопления или включать насос для циркуляции воды через калорифер 23.

Все приборы автоматического управления климатической установки помещаются на щите в шкафу, расположенном в средней части вагона.

Котёл водяного отопления приспособлен к сжиганию жидкого топлива (солярового масла) и имеет теплопроизводительность  $40\,000\text{ ккал/час}$ .

### КАЛОРИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ИЗОТЕРМИЧЕСКИХ ВАГОНОВ

Калорические расчёты производятся для наиболее тяжёлых летних условий перевозок охлаждённых и мороженных грузов. Температура внутри кузова  $t_n$  для охлаждённых грузов принимается от  $+5$  до  $+2^{\circ}\text{C}$ , а для моро-

женных от  $-6$  до  $-12^{\circ}\text{C}$  при среднесуточной температуре наружного воздуха  $t_n = 30^{\circ}\text{C}$ .

Общий суточный расход тепла для изотермического вагона

$$Q_{\text{общ}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \text{ ккал/сутки, (138)}$$

где  $Q_1$  — количество тепла, проникающего в вагон через все ограждения кузова, в ккал/сутки;

$$Q_1 = 24 K_{\text{прив}} F_o (t_n - t_a);$$

$K_{\text{прив}}$  — приведённый коэффициент теплопередачи для всего кузова, обычно равный  $0,5\text{ ккал/м}^2\text{час}^{\circ}\text{C}$ ;

$F_o$  — общая площадь наружных поверхностей кузова вагона в  $\text{м}^2$ ;

$Q_2$  — количество тепла, проникающего в вагон через неплотности и с вентилируемым воздухом;  $Q_2 \approx (0,1 \div 0,2) Q_1 \text{ ккал/сутки}$ ;

$Q_3$  — количество тепла, вносимого солнечной радиацией<sup>1</sup> за 10—12 час. в сутки;  $Q_3 \approx (0,1 \div 0,2) Q_1 \text{ ккал/сутки}$ ; для учёта тепла от солнечной радиации условно принимают, что температура поверхности крыши равна  $+45^{\circ}$ , а одной из боковых стен  $+40^{\circ}$ ;

$Q_4$  — количество тепла, выделяемое грузом при погрузке его в неохлаждённом виде, в ккал/сутки;

$$Q_4 = Gc(t_1 - t_2);$$

$G$  — вес груза в кг;

$c$  — удельная теплоёмкость груза в ккал/кг $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_1 - t_2$  — среднее понижение температуры груза за сутки;  $t_1 - t_2 \approx 5^{\circ}\text{C}$

$Q_5$  — количество тепла, теряемого кузовом при подаче вагона под погрузку без предварительного охлаждения;

$$Q_5 = (G_1c_1 + G_2c_2 + \dots + G_nc_n) \frac{t_n - t_a}{2};$$

$G_1, G_2, \dots, G_n$  — веса изоляционных и строительных материалов, составляющих кузов, в кг;

$c_1, c_2, \dots, c_n$  — теплоёмкости этих материалов в ккал/кг $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_n$  — температура наружной поверхности кузова, обычно принимаемая равной температуре наружного воздуха;

$t_a$  — температура внутренней поверхности кузова, обычно принимаемая равной расчётной температуре внутри кузова.

Суточная мощность холодогенератора определяется формулой

$$Q_{\text{общ}} = 24 F_{\text{ох}} \alpha (t_a - t_x) \text{ ккал/сутки, (139)}$$

где  $F_{\text{ох}}$  — рабочая поверхность охлаждающих приборов в  $\text{м}^2$ ;

$\alpha$  — коэффициент теплоотдачи охлаждающих приборов. При расчёте принимаются следующие величины коэффициента теплоотдачи: для льдо-соляной системы охлаждения с решётча-

<sup>1</sup> Более точно количество тепла, вносимого солнечной радиацией, определяется так, как изложено выше (стр. 814—817).

тыми карманами  $\alpha = 8,5 \div 9,0$  ккал/м<sup>2</sup>час°С; для хладагента, циркулирующего по трубам,  $\alpha = 9$  ккал/м<sup>2</sup>час°С;

$t_a$  — температура циркулирующего воздуха в вагоне, обычно принимаемая равной требуемой температуре воздуха внутри вагона;

$t_x$  — температура хладагента на поверхности охлаждающих приборов.

В случае применения в качестве хладагента смеси льда с солью или одного льда его суточный расход

$$N_{\lambda} = \frac{Q_{\text{общ}}}{D_{\lambda}} \text{ кг/сутки}, \quad (140)$$

где  $D_{\lambda}$  — количество тепла, поглощаемое при таянии 1 кг льда, равное 80 ккал/кг при употреблении одного льда и 70 ккал/кг — для смеси льда с солью при решётчатых карманах.

Таяние льда или смеси его с солью за сутки не должно превышать 40% от ёмкости карманов и поэтому объём всех карманов изотермического вагона

$$V_{\lambda} = \frac{2,5 N_{\lambda}}{\gamma_{\lambda}} \text{ м}^3, \quad (141)$$

где  $\gamma_{\lambda}$  — объёмный вес дроблёного льда, принимаемый равным 340 кг/м<sup>3</sup> при ручном дроблении и 600 кг/м<sup>3</sup> при механическом дроблении.

Теплотехнические качества кузова изотермического вагона оцениваются коэффициентом тепловой инерции  $\psi$ , который должен быть не менее 5,5 — 6,0. Кроме того, рекомендуется проверять затухание температурных волн инсоляции (солнечной радиации) в массе ограждений кузова и на их внутренней поверхности в зависимости от заданной амплитуды суточных температурных колебаний на внешней поверхности ограждений. Для приближённых исследований затухания тепловых волн можно пользоваться методикой, предложенной канд. техн. наук А. М. Шкловером. Методика точных исследований затухания тепловых волн в ограждениях изложена А. М. Шкловером в журнале «Техническая физика», т. XVIII, вып. 7, изд. Академии наук СССР, 1948 г.

Для многослойной стенки отношение амплитуды суммарной наружной температуры  $A_n$  к амплитуде колебаний температуры на внутренней поверхности ограждения  $A_{\tau}$

$$\psi = \frac{A_n}{A_{\tau}} = 0,85e^{\frac{\sum R_i y_i}{\sqrt{2}}} \times \frac{(y_1 + \alpha_0)(y_2 + Y_1)(y_3 + Y_2) \dots (y_n + Y_{n-1})}{(y_1 + Y_1)(y_2 + Y_2) \dots (y_n + Y_n)} \times \frac{\alpha_n + Y_n}{\alpha_n}, \quad (142)$$

где  $y_i$  — коэффициенты теплоусвоения материалов отдельных слоёв;

$Y_i$  — коэффициенты теплоусвоения поверхности слоёв ограждения, воспринимающего тепловую волну;

$R_i$  — термические сопротивления слоёв ограждения;

$e$  — основание натуральных логарифмов;

$\alpha_0$  — коэффициент тепловосприятия стенки;

$\alpha_n$  — коэффициент теплоотдачи стенки.

В формуле (142) индексом 1 обозначен внутренний слой, индексом  $n$  — наружный слой ограждения.

Амплитуда суммарной наружной температуры

$$A_n = (\Delta t_n + \Delta \vartheta) \psi_1, \quad (143)$$

где  $\Delta t_n$  — амплитуда колебания наружного воздуха;

$\Delta \vartheta$  — амплитуда эквивалентной температуры солнечного облучения;

$\psi_1$  — поправочный коэффициент.

Амплитуда эквивалентной температуры солнечного облучения

$$\Delta \vartheta = \frac{q_n^{\text{max}} - q_n^{\text{ср}}}{\alpha_n} A_s = \frac{\Delta q_n A_s}{\alpha_n}, \quad (144)$$

где  $q_n^{\text{max}}$  и  $q_n^{\text{ср}}$  — соответственно максимальная и среднесуточная интенсивности солнечного облучения, определяемые по формуле (64) или, взятые из табл. 24;

$A_s$  — коэффициент поглощения, определяемый по табл. 16.

Т а б л и ц а 24

## Интенсивность солнечного облучения

Ориентация ограждения  по странам света	Интенсивность сол- нечного облучения				Солнечное время в ча- сах (соот- ветствующее максималь- ному обу- щению)	
	средне- суточная $q_n^{cp}$	макси- мальная $q_n^{max}$				
	Географическая широта в градусах					
	45	55	45	55	45	55
Юг . . . . .	95	125	360	460	12	12
Восток и запад . . . . .	125	127	570	550	8 и 16	7 и 17
Юго-восток и юго-запад . . . . .	125	145	480	525	9 и 15	9 и 15
Северо-восток и северо-запад . . . . .	83	80	435	410	7 и 17	6 и 18
Горизонтальная поверхность . . . . .	295	260	790	690	12	12

Так как максимумы гармонических колебаний температуры наружного воздуха и эквивалентных температур облучения не совпадают по времени, то их суммарную амплитуду  $\Delta t_n + \Delta \vartheta$  умножают на коэффициент  $\psi_1$ , определяемый по табл. 25.

Среднесуточная температура внутри кузова  $t_{\text{ср}}$  зависит от среднесуточной суммарной

Т а б л и ц а 25

Значения коэффициентов  $\psi_1$ 

Отношение амплитуд	Интервал в часах									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1:1	0,99	0,97	0,92	0,87	0,79	0,71	0,61	0,50	0,38	0,26
2:1	0,99	0,97	0,93	0,88	0,82	0,75	0,66	0,57	0,49	0,41
3:1	0,99	0,97	0,94	0,90	0,85	0,79	0,73	0,66	0,60	0,54

наружной температуры  $t_{\text{сумм. ср}}$  и среднесуточного количества тепла  $Q_{\text{ср}}^e$ , выделяемого в кузове вагона, в  $\text{ккал/час}$ .

Среднесуточная температура определяется из выражения

$$t_{\text{в. ср}} = \frac{Q_{\text{ср}}^e + \sum KF t_{\text{сумм. ср}}}{\sum KF}, \quad (145)$$

где  $K$  и  $F$  — соответственно коэффициенты теплопередачи в  $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$  и площади наружных поверхностей ограждений кузова в  $\text{м}^2$ .

Если внутри кузова имеются источники, вызывающие гармонические тепловые колеба-

ния<sup>1</sup> с амплитудой  $A_Q$ , то амплитуда колебания температуры внутреннего воздуха (отклонения от  $t_{\text{в. ср}}$ ) определяется по формуле

$$A_t = \frac{A_Q + \sum \frac{t_{\text{сумм. ср}} \alpha_v F}{p}}{\sum BF}. \quad (146)$$

Сложение амплитуд здесь производится геометрически, т. е. с учётом сдвигов колебаний во времени.

<sup>1</sup> К источникам, вызывающим тепловые колебания, относят и агрегаты, охлаждающие помещение искусственными мерами (вентиляция, кондиционирование и т. п.).

#### ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Автосцепка. Чертежи автосцепки, шаблонов и оборудования подвижного состава. Трансжелдориздат, М., 1940.
2. Альбом запасных частей вагонов широкой колеи. Трансжелдориздат, М., 1951 (ЦВ МПС).
3. Аше Б. М. Отопление и вентиляция, т. 2, 1940.
4. Безухов Н. И. Теория сыпучих тел. Изд. 3-е. М.—Л., Гостройиздат, 1934.
5. Белоконов Н. И. Топочный процесс паровозного котла. «Транспортное машиностроение», М., 1936, № 1.
6. Белоконов Н. И. Аналитические основы теплового расчёта трубчатых печей. «Нефтяная промышленность СССР», М., 1941, № 2 и № 3.
7. Белоконов Н. И. Паровозные пароперегреватели. «Транспортное машиностроение», М., 1938, № 10.
8. Белоконов Н. И. Теплопередача при переменных температурах. В кн.: Труды Моск. нефт. ин-та. Вып. 2. М., 1940.
9. Бычков Д. В. и Мрошинский А. К. Теоретические и экспериментальные исследования и практические приёмы расчёта. Кручение металлических балок. Гостройиздат, М.—Л., 1944.
10. Вагоны. Под. ред. проф. М. В. Винокурова. Трансжелдориздат, М., 1949.
11. Винокуров М. В. Исследование колебаний и устойчивости вагонов. Днепропетровск, ДИИТ, 1939 (Труды ДИИТ. Вып. 12).
12. Галеев А. У. Усилия, возникающие в автосцепках при трогании поезда с места. В кн.: Труды МЭМИИТ. Вып. 55. М., 1948.
13. Динамика и прочность пружин. Сб. статей АН СССР. М.—Л., 1950.
14. Дадько С. Р. и др. Вагоностроение. Машгиз, М., 1950.
15. Жуковский Н. Е. Полное собрание сочинений, т. VIII, ОНТИ, 1937.
16. Кильчевский Н. А. Теория соударений твёрдых тел. Гостехиздат, М.—Л., 1949.
17. Кирпичёв М. В. и др. Теплопередача. Госэнергоиздат, М.—Л., 1940.
18. Комаров Н. С. Холод. Справочное руководство по холодильной технике. Изд. 4-е. Пищепромиздат, М., 1950.
19. Короткевич М. А. Расчёт и конструирование вагонов, ч. 1—3. Машгиз. М.—Л., 1939—1940.
20. Крылов А. Н. Собрание трудов. АН СССР. М.—Л., 1936—1949. Т. 10. Вибрация судов, 1948.
21. Ладыгин В. И. Автосцепка. Устройство, эксплуатация и ремонт. Трансжелдориздат, М., 1947.
22. Лазарян В. А. О динамических усилиях в упругих приборах однопородных поездов при сопротивлении относительным перемещениям экипажей. Труды ДИИЖТ. Вып. 20, Трансжелдориздат, М., 1950.
23. Лазарян В. А. Исследование неуставившихся режимов движения поездов. Трансжелдориздат, М., 1949.
24. Максимов Г. А. и Орлов А. И. Отопление и вентиляция, ч. 1—2. Стройиздат, М., 1948—1949.
25. Мачинский В. Д. Теплотехнические основы строительства. Стройиздат, М., 1949.
26. Медель В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог. Механическая часть. Трансжелдориздат, М., 1950.
27. Михеев М. А. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, М.—Л., 1949.
28. Михалевский А. И. Колебательные движения вагонов. В кн. ИТС: Вагоны. Трансжелдориздат, М., 1937.
29. Мейер Д. и Фитц Р. Кондиционирование воздуха. Пищепромиздат, М.—Л., 1940.
30. Машиностроение. Энциклопедический справочник, т. 1. Кн. 2. Машгиз, М., 1947.
31. Николаев Г. А. Сварные конструкции. Машгиз, М., 1951.
32. Никольский Л. Н. Теория и расчёт вагонов. Машгиз, М., 1947.
33. Пономарёв С. Д. Расчёт и конструкция витых пружин. ОНТИ, Л., 1938.
34. Попов А. А. Теория плоских колебаний вагонов, ч. 1—2 (Науч.-исслед. ин-т ж.-д. транспорта. Вып. 75). Трансжелдориздат, М., 1940.
35. Рабинович И. М. Строительная механика стержневых систем. Стройиздат, М., 1946.
36. Семёнов Л. А. Теплопередача отопительных печей и расчёт печного отопления. Стройиздат, М., 1949.
37. Семёнов Л. А. Теплоустойчивость и печное отопление жилых и общественных зданий. Машстройиздат, М., 1950.
38. Серенсен С. В. и др. Динамическая прочность в машиностроении. Машгиз, М., 1945.
39. Степняевский М. М. и Каракашьян З. О. Устройство и техника ремонта вагонов. Трансжелдориздат, М., 1938.
40. Тележки пассажирских вагонов нормальной колеи железных дорог СССР. Трансжелдориздат, М., 1944 (ЦВ НКПС).
41. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов, т. 1. Изд. 4-е. Гостехиздат, М.—Л., 1945.
42. Фокин К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. Изд. 2-е. ОНТИ, М.—Л., 1937.
43. Ханжонков В. И. Вентиляционные дефлекторы. Стройиздат, М., 1947.
44. Шкловер А. М. Теплотехнический расчёт наружных ограждений в южных районах. «Строительная промышленность», М., 1951 № 3.
45. Эггольм К. Ф. Вагонные роликовые буксы. Трансжелдориздат, М., 1940.

# АВТОМАТИЧЕСКИЕ ТОРМОЗА



## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Автоматические тормоза являются важной областью прикладной науки и техники на железнодорожном транспорте. Тормоза способствовали и обуславливали развитие железнодорожной техники; от степени надёжности работы тормоза, от его совершенства зависят скорость, вес, длина и безопасность движения поездов.

Наша страна по праву гордится своими отечественными тормозами, которые, начиная с 1925 г., постоянно совершенствуясь, всегда оставляли позади себя заграничные системы.

### ТОРМОЗНАЯ СИЛА

Самым рациональным способом получения тормозной силы является увеличение сопротивления вращению колёс поезда (без сколь-

где  $k$  — нажатие одной колодки в  $m$ , а  $V$  — скорость в  $км/час$ .

Чтобы не усложнять расчёта двумя зависимостями, принимают коэффициент трения, зависящий только от скорости, а поправка на силу нажатия вводится в величину самого нажатия (так называемую расчётную). При действительном нажатии  $k = 1,75 m$  на одну колодку (порожний режим у товарных четырёхосных вагонов) значение коэффициента трения определяется из указанной формулы

$$\varphi_k = 0,32 \frac{100}{3V + 100}.$$

Между значением коэффициента трения  $\varphi_k$  и величиной скорости  $V$  установлена следующая зависимость:

Скорость $V$ Коэффициент трения	$км/час$ $\varphi_k$	0	10	20	30	40	50	60	80	100	120	140
		0,320	0,246	0,200	0,168	0,145	0,128	0,115	0,094	0,080	0,070	0,062

жения их по рельсам) посредством трения тормозных колодок, прижимаемых к ободам колёс.

При электровозной тяге на горных участках железных дорог торможение самого электровоза может осуществляться либо посредством тормозных колодок, либо путём превращения тяговых электродвигателей в генераторы тока (рекуперативное торможение).

Наибольшая возможная величина тормозной силы, как и силы тяги, ограничивается прежде всего величиной сцепления колёс с рельсами, зависящей в основном от величины нагрузки колёс на рельсы. Если от чрезмерного нажатия колодок тормозные колёса пойдут юзом, то тормозная сила их резко уменьшится. На практике, во избежание юза, нажатие тормозных колодок даётся такое, чтобы тормозная сила не превосходила 15–18% от нагрузки, так как юз выводит из строя тормозные колёса (образование выбоин).

Тормозная сила равна силе нажатия колодок, умноженной на коэффициент трения. Коэффициент трения зависит от скорости и силы нажатия:

$$\varphi_k = 0,6 \frac{16k + 100}{80k + 100} \cdot \frac{100}{3V + 100},$$

При таком коэффициенте трения нажатия тормозных колодок (расчётные, т. е. с поправками и округлённые) на одну ось в  $m$  равны:

Грузовые вагоны на порожнем режиме ..	3,5
Грузовые 4-осные вагоны на гружёном режиме ..	5,0
Грузовые 2-осные вагоны на гружёном режиме ..	6,0
Пассажирские вагоны длиной до 20 м .	5,0
То же длиной более 20 м . . . . .	7,0
Пассажирские цельнометаллические вагоны . . . . .	8,0
Паровозы . . . . .	5,0
Тендеры . . . . .	4,0
Электровозы и тепловозы . . . . .	8,0

### ТОРМОЗНОЙ ПУТЬ

Тормозной путь  $s$  (в  $m$ ) равен расстоянию, пройденному заторможенным поездом от начальной скорости  $V_n$  (в километрах в час) до скорости  $V_k$  при удельной силе  $c$  (в килограммах на тонну веса поезда):

$$s = 4,2 \frac{V_n^2 - V_k^2}{c}.$$

**Пример.** Поезд общим весом 1 600  $t$  при скорости 40  $км/час$  тормозится одним паровозом серии Э, имеющим 5 тормозных осей, и его тендером, имеющим 4 тормозные оси (те и другие с расчётным нажатием — см. выше), на спуске 2‰. Естествен-



венное сопротивление поезда принимается равным  $2 \text{ кг/т}$  и компенсируется спуском. Предполагая, что полная тормозная сила возникает мгновенно, принимая скорости на двух участках от 40 до 20 км/час и от 20 до 0 км/час и беря коэффициент трения для первого участка при средней скорости 30 км/час и для второго при 10 км/час, получаем тормозной путь

$$s = 4,2 \frac{(40^2 - 20^2) 1600}{(5,5 + 4,4) 1000 \cdot 0,168} + \\ + 4,2 \frac{(20^2 - 0^2) 1600}{(5,5 + 4,4) 1000 \cdot 0,246} = \\ = 1180 + 270 = 1450 \text{ м.}$$

При более крутом спуске, например  $6\%$ , из знаменателя нужно вычесть величину спуска (в тысячных) за вычетом естественного сопротивления поезда ( $6 - 2 = 4 \text{ кг/т}$ ).

Тормозной путь окажется около 5 км.

См. также табл. 12 и 13.

При расчёте тормозных путей необходимо учитывать ускорение поезда на уклонах, нарастающее в начале торможения, пока не реализуется полностью вся тормозная сила, а если она недостаточна, — то и после.

Ускорение  $U$  в км/час за секунду равно удельной силе  $s$  в килограммах на тонну веса, разделённой на 30.

Например, на спуске  $17\%$  без торможения при  $s = 17 - 2 = 15 \text{ кг/т}$  поезд увеличивает свою скорость на  $1/2 \text{ км/час}$  за каждую секунду. Чтобы остановить этот поезд, удельная тормозная сила должна быть больше  $15 \text{ кг/т}$ .

## ТОРМОЗА ПОЕЗДА

На всех поездах должно быть следующее тормозное оборудование:

1) на локомотиве — приборы для приготовления и хранения сжатого воздуха: насос (компрессор) с регулятором давления воздуха, главный резервуар, кран машиниста для управления давлением в тормозной магистрали;

2) воздушную магистраль с концевыми кранами и гибкими междугонными рукавами, снабжёнными соединительными головками;

3) на каждой тормозной единице подвижного состава: воздухопроводитель, запасный резервуар, тормозной цилиндр, и

4) устройство для передачи и распределения силы от тормозного цилиндра к колёсам — тормозную рычажную передачу с тормозными колодками.

На фиг. 1 изображена схема расположения воздушного автотормозного оборудования на паровозе и вагоне, которая типична для всего грузового подвижного состава; эта схема идентична и для пассажирского подвижного состава, различие лишь в конструкции приборов.

## НАСОСЫ

### Основные сведения и классификация

На паровозах применяют паро-воздушные насосы, на электровозах, тепловозах, моторвагонных секциях (пригородных, метро) моторкомпрессоры.

Паро-воздушные насосы на паровозах разделяются на три основных типа: простые тандем-насосы и компаунд-насосы. Независимо от этого деления паро-воздушные насосы отличаются между собой типом паро-

распределительного механизма: с двусторонним механическим приводом золотника; с односторонним механическим приводом и бесприводные, в которых золотники перемещаются под действием пара на их рабочие площади

Пуск насоса регулируется вручную паровым вентилем, а дальнейшая работа — автоматически регулятором хода насоса, останавливающим последний при достижении заданного давления (например  $8 \text{ ат}$ ) в главном резервуаре и вновь пускающим насос в ход.

Регуляторы могут быть однорежимные и двухрежимные. Двухрежимные регуляторы заставляют насос поддерживать нормальное давление в главном резервуаре  $6 \text{ ат}$ , а при торможении повышать его до  $8 \text{ ат}$  для обеспечения быстрого отпуска тормозов и дозарядки запасных резервуаров. Двухрежимные регуляторы экономят расход пара на насос и понижают напряжённость работы насоса.

### Мотор-компрессоры

Поршни воздушных цилиндров компрессоров на электровозах и моторвагонных поездах приводятся в движение специальными электродвигателями посредством зубчатой передачи, а на тепловозах — непосредственно от вала первичного двигателя локомотива.

Компрессоры на электровозах и тепловозах производят двукратное сжатие воздуха, в моторвагонных поездах — однократное.

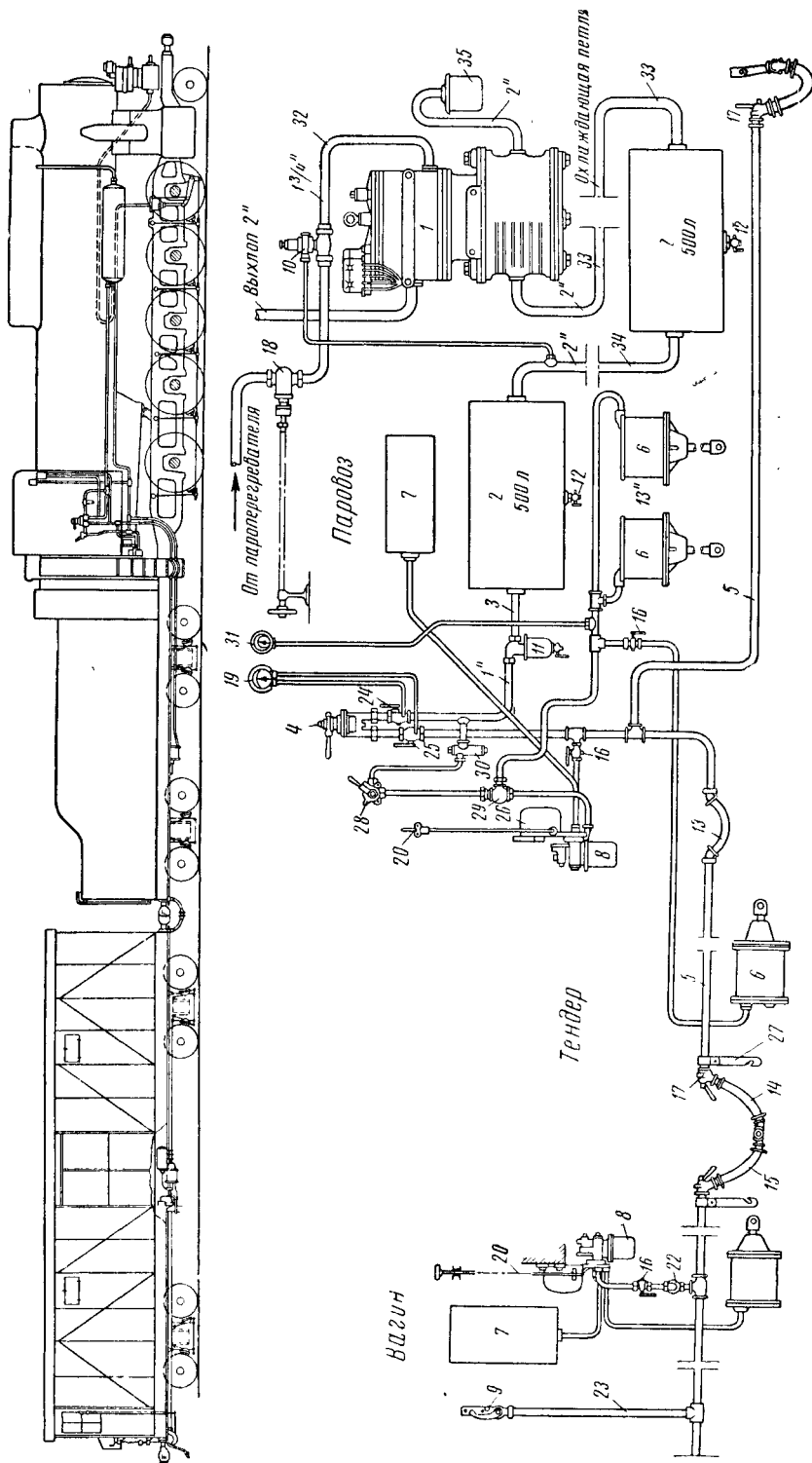
На электровозах и моторвагонных поездах компрессоры имеют по два цилиндра, на тепловозах — три цилиндра (два цилиндра низкого давления и один — высокого); поршни у всех этих компрессоров работают одной стороной. В табл. 1 приводятся характеристики компрессоров.

Таблица 1

Характеристика компрессоров

Показатели	Единицы измерения	Тип локомотива		
		электро- воз ВЛ	тепловоз ТЭ	мотор- вагонная секция
Производительность . . .	л/мин	2 200 × 2	1 750—5 600*	700
Число оборотов компрессора . . .	об/мин	200	250—800	190
Диаметр цилиндра низкого давления . . .	мм	245	158	140
Диаметр цилиндра высокого давления . . .	»	140	140	—
Ход поршня . . .	»	224	144	180
Потребляемая мощность . . .	л. с.	24,5 × 2	15,5—50*	8,5
Напряжение тока . . .	в	1 500	—	1 500
Число оборотов двигателя . . .	об/мин	915	250—800*	1 050
Давление в главном резервуаре . . .	ат	9	10	8
Тип двигателя . . .	—	Электромотор	Дизель	Электромотор
Вес компрессора . . .	кг	1 500	635	650

\* При наименьшем и наибольшем числе оборотов вала дизеля.



Фиг. 1. Схема тормозного оборудования грузового поезда: 1 — паровозный насос; 2 — главный резервуар; 3 — напорная труба; 4 — кран маля-  
ниста; 5 — магистраль; 6 — тормозные цилиндры; 7 — запасный резервуар; 8 — воздухопроводитель (тройной клапан); 9 — кондукторский кран;  
10 — регулятор хода насоса; 11 — водоотделитель; 12 — краны; 13 — резиновый рукав между паровозом и тендером; 14 и 15 — резиновые рукава  
с соединительными головками; 16 — разобщительный кран; 17 — концевые краны; 18 — паровой вентиль к насосу; 19 — манометр; 20 — выпуск-  
ной клапан; 21 — насос на левой стороне впереди паровоза; 22 — пылеловка; 23 — отстойник; 24 — разобщительный кран; 25 — комбинированный  
кран; 26 — рабочая камера; 27 — подвеска рукава; 28 — тормозная камера; 29 — переключающий клапан; 30 — редукционный клапан; 31 — манометр;  
32 — пароподводящая труба; 33 — нагнетательная труба; 34 — труба; 35 — фильтр

### ПРИБОРЫ УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЗАМИ

Для управления давлением в тормозной магистрали (поддержания давления, понижения, повышения) в СССР применяют два типовых крана машиниста — Казанцева на гру-

зовых локомотивах и Вестингауза — на пассажирских локомотивах. Кроме этого в опытной эксплуатации испытывается несколько систем советских универсальных (грузовой и пассажирский) кранов. На паровозах иностранных конструкций имеются краны Вестингауза Н-6 и Кнорра.

### ТОРМОЗНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПАРОВОЗА

В систему оборудования автоматическими тормозами паровоза входят: паро-воздушный насос, приборы управления тормозами, приборы торможения, поездная воздушная магистраль и рычажные передачи с тормозными колодками.

Расположение воздушного оборудования на грузовом и пассажирском паровозах показано на фиг. 2 и 3, а перечень оборудования дан в табл. 2. Стандарты на материалы и изделия для тормозного оборудования приведены в табл. 3.

Таблица 2

Перечень воздушного тормозного оборудования на паровозе

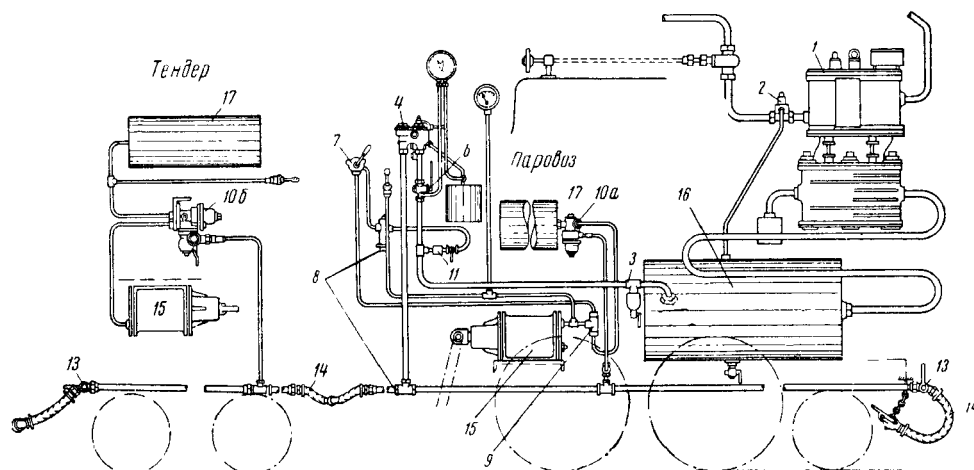
Позиция фиг. 2 и 3	Комплектные приборы	Условный номер	Чистый вес в кг	Примечание
1	Паро-воздушный компаунд-насос системы МТЗ-Руденко . . . . . Тандем-насос МТЗ . . . . . Пресс-масленка для компаунд-насоса . . Масленка воздушных цилиндров . . . . . На старых паровозах тандем-насос МТЗ	131 208 124 1 053 208м	675 375 12 2,0 320	На новых пассажирских и грузовых паровозах На остальных паровозах — — Производство сокращено в 1948 г. и передано на Ярославский тормозной завод
2	Масленка парового цилиндра . . . . . Регулятор хода компаунд-насоса . . . . . Регулятор хода тандем-насоса . . . . . Воздухоочиститель . . . . .	202УТ 91 279 116/У	3,25 11,6 4,5 8,3	— — — —
3	Кран машиниста системы Казанцева (фиг. 2) . . . . .	183	10,3	Ставится на грузовых паровозах
4	Кран машиниста с золотниковым пита- тельным клапаном (фиг. 3) . . . . .	{ 344 350	17,8	Ставится на пассажирских паровозах (фиг. 3).
5	Комбинированный кран (фиг. 2) . . . . .	114/АВ	3,0	На магистральной трубе под краном машиниста Казанцева
6	Кран двойной тяги (фиг. 3) . . . . .	377-А	2,9	На напорной трубе под краном машиниста Вестингауза и в качестве разобщительного крана под краном машиниста Казанцева
7	Вспомогательный кран машиниста (новый тип) . . . . . Вспомогательный кран машиниста (старый тип) . . . . .	4ВК 192	3,9 2,9	Введён с 1948 г. Изготовление прекращено с 1948 г.
8	Клапан максимального давления (новый тип) . . . . . Клапан максимального давления (старый тип) . . . . .	ЗМД 118	2,8 1,9	Введён с 1948 г. Изготовление прекращено в 1948 г.
9	Клапан переключательный Ярославского тормозного завода . . . . .	ЗПК	1,5	—
10	Воздухораспределитель системы «М» (Матросова) . . . . .	320	29,4	На грузовых паровозах (фиг. 2)
10а	Рабочая камера к нему (фиг. 2) . . . . .	МФ	26,6	
10а	Тройной клапан № 5 — паровозный (фиг. 3) . . . . .	256 257 258	10,6	Для 12", 13" и 14" тормозных цилиндров пассажирских паровозов
10б	Скородействующий тройной клапан . . . . .	218 219		
11	Обратный клапан с фильтром (обратный клапан холодного паровоза) . . . . .	3-ОФ	—	На вновь строящихся паровозах
12	Разобщительный кран 1/2" . . . . .	383/АВ	1,0	
13	Концевой кран системы Матросова . . . . .	33/У	2,7	—
14	Соединительный рукав . . . . .	392/У	2,6	—
15	Тормозные цилиндры: 12" для паровоза . . . . . 12" » тендера . . . . . 13" » паровоза . . . . . 14" » » . . . . . 14" » тендера . . . . .	431 430 351 436 435	115 102 130 135 128	Выбирается по усмотрению и расчёту
16	Главный резервуар . . . . .	—	—	
17	Запасный резервуар . . . . .	—	—	—
18	Выпускной клапан . . . . .	—	—	—



Таблица 3

Перечень стандартов на материалы и изделия для тормозного оборудования

Индекс и номер стандарта	Наименование стандарта	Индекс и номер стандарта	Наименование стандарта
ГОСТ 1204/41, 3269-46	Башмак тормозной колодки, поворотной для вагонов и тендеров	ГОСТ 2594-44	Детали соединительных рукавов
ГОСТ 964-41	Башмаки чугунные и стальные для тормозных колодок локомотивов, тендеров и вагонов. Технические условия	ГОСТ 2610-44	Клапаны выпускные. Основные размеры
НКТП 7933-846	Валики гладкие для тормозной передачи подвижного состава широкой колеи. Основные размеры	ГОСТ 2609-44	Кран концевой. Основные размеры
ГОСТ 1848-42	Воздухораспределитель тормоза Матросова для грузового подвижного состава	ГОСТ 2608-44	Кран разобщительный. Основные размеры
ГОСТ 1205-41	Колодки тормозные для вагонов и тендеров	ГОСТ 2636-44	Кран экстренного торможения. Основные размеры
ГОСТ В-1597-42	Колодки тормозные профильные для паровозов. Размеры и технические условия	ГОСТ 2593-44	Рукава соединительные
ГОСТ 963-41	Колодки чугунные тормозные для локомотивов, тендеров и вагонов. Технические условия	ГОСТ 3036-45	Цилиндры тормозные. Технические условия
ГОСТ 1561-42	Резервуары воздушные для автотормозов вагонов. Основные размеры и технические условия	ГОСТ 2607-44	Штуцер магистральный. Основные размеры
ГОСТ 1335-41	Рукава резино-тканевые для воздушных тормозов	ГОСТ 1675-42	Тяги тормозные. Типы и размеры
НКТП 3525	Соединительные части воздухопровода воздушных тормозов	ГОСТ 1203-41	Чека тормозной колодки для вагонов и тендеров. Размеры
ГОСТ 2835-45	Арматура воздушного тормоза. Технические условия	НКТП 7936/849	Шайбы чёрные для тормозных валиков. Основные размеры
		ОСТ 753.754	Соединительные части. Общие конструктивные размеры
		ОСТ 752.776	Соединительные части. Детали
		ГОСТ 3268-46	Трубы усиленные
		ОСТ 18828-39	Трубы стальные
		ОСТ/НКТП 266	Трубная резьба
		ГОСТ 38-40	Резиновые прокладки-кольца для соединительных рукавов. Размеры и технические условия
		ГОСТ 2931-45	Смазка КВ. Технические условия
		ГОСТ 481-41	Паронит У и УВ



Фиг. 3. Схема тормозного оборудования пассажирского паровоза

### ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТОРМОЗНОМУ ОБОРУДОВАНИЮ

Главные и запасные резервуары, не имеющие актов об их испытании при изготовлении, подвергают до постановки гидравлическому испытанию: первые на давление 13 ат, вторые — 10 ат в течение 5 мин.

Результаты заносят в технический паспорт, а также и в виде таблички на резервуаре.

Перед постановкой резервуары продувают сжатым воздухом. В дальнейшем в соответствии с инструкцией Котлонадзора все воздушные резервуары подвергают таким же испытаниям (не реже одного раза в три года).

Нагнетательная труба от компрессора до главного резервуара должна быть длиной не менее 10 м (можно с изгибом в виде петли).

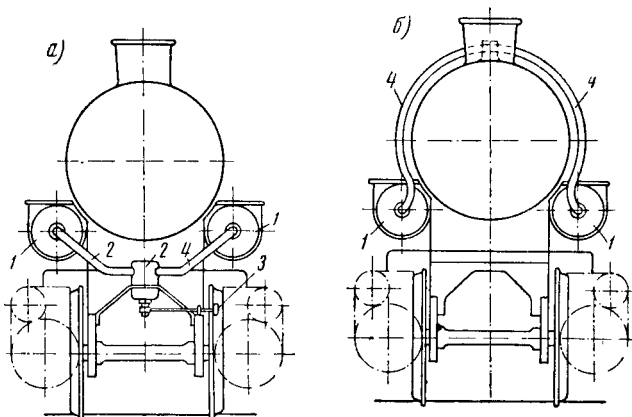
Загибы нагнетательной трубы должны быть сделаны радиусом не менее 250 мм.

Трубу устанавливают с уклоном к главному резервуару и присоединяют не ниже его горизонтального диаметра.

Главные резервуары и воздухопроводные трубы на паровозе должны быть расположены так, чтобы не находились вблизи горячих мест, потому что нагревание воздуха способствует уносу водяных паров в воздухопроводную сеть поезда вместо осаждения их в главных резервуарах и воздухоочистителе. Последний должен устанавливаться на напорной трубе между главным резервуаром и краном машиниста.

Во избежание замораживания нагнетательной и соединительной (между двумя главными резервуарами) труб во время сильных морозов диаметры их должны быть не менее 50 мм.

Если два главных резервуара расположены с правой и левой стороны котла, то их радиально соединяют между собой трубой, про-



Фиг. 4. Соединение главных резервуаров труб: 1 — главные резервуары; 2 — конденсационный горшок; 3 — привод спускового крана; 4 — соединительная труба

ходящей под котлом и имеющей по середине конденсационный резервуар с краном (фиг. 4, а). Такая труба хорошо охлаждает и способствует выделению конденсата из сжатого воздуха.

На паровозах серии Л соединительная труба располагается над котлом (фиг. 4, б), что считается нерациональным.

Трубы изготовляют по ГОСТ 3262-46.

Концы труб должны иметь трубную резьбу по ОСТ 266 на длине не менее наружного диаметра при постановке деталей без контргайк и не менее полуторного диаметра при постановке деталей с контргайками.

Соединительные части (фитинги) должны быть из ковкого чугуна по ОСТ/НКТП 3525 или стальные по ОСТ 3357-3368. Торцевые поверхности муфт, угольников, тройников и контргайк должны иметь фаски внутрь отверстий (для помещения подмотки). Соединения труб сваркой впритык не допускаются.

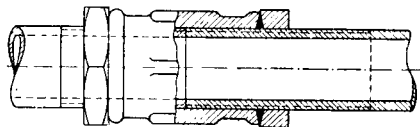
До постановки на паровоз или тендер трубы должны быть внутри тщательно очищены металлическим ершом, протягиваемым не менее трёх раз, и затем продуты сжатым воздухом давлением 7 ат.

Запасные резервуары до постановки их на место, а в эксплуатации — перед гидрав-

лическим испытанием необходимо обстучать и продуть сжатым воздухом.

Соединение труб в местах, не требующих в эксплуатации разборки, допускается производить муфтами с обваркой.

Соединения труб, требующих редкой разборки (при капитальных ремонтах), производят на сгонных муфтах с применением контргайк на обоих концах (фиг. 5). Допускается



Фиг. 5. Соединение труб сгонной муфты

подмотка льна, смазанного графитной пастой или другим нетвердеющим составом.

Места труб, требующие в эксплуатации частой разборки, соединяют при помощи накидных гаек с кожаными прокладными кольцами (ОСТ 772).

Воздухопроводы к запасному резервуару и тормозному цилиндру должны быть поставлены на сгонах.

Тормозные цилиндры до постановки испытывают давлением 4 ат; при этом после отъединения от источника питания падение давления не должно быть более 0,1 ат в 3 мин.

Магистральный воздухопровод должен быть расположен на расстоянии 250—300 мм от средней линии паровоза или тендера вправо, если стать лицом к буферному брусу. Концы труб должны выходить за буферный брус настолько, чтобы от бруса до квадрата рукоятки концевого крана (Матросова) было расстояние 120—160 мм.

Перед постановкой тормозных приборов тщательно продувают весь трубопровод.

## СИСТЕМЫ И КОНСТРУКЦИИ ПРИБОРОВ ТОРМОЗНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ПАРОВОЗЕ

Имеются три основных типа паро-воздушных насосов (фиг. 6):

1) простого действия: воздушная и паровая часть его одноступенчатые;

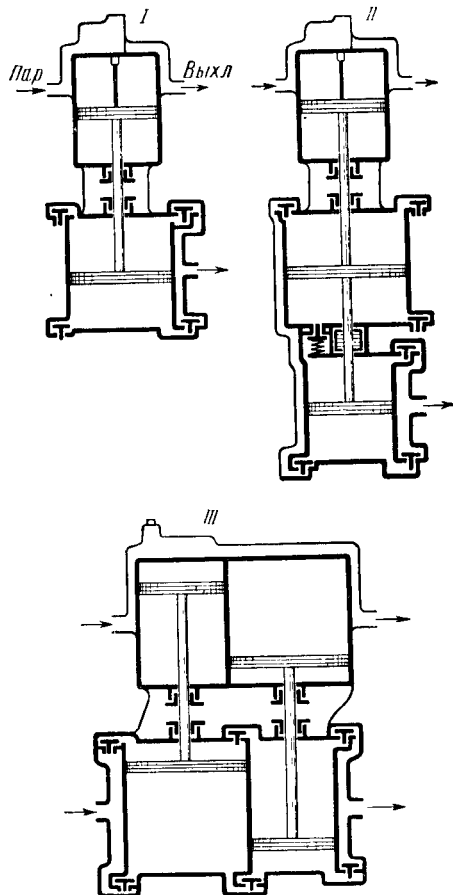
2) тандем-насос: воздушная часть двухступенчатая; все три цилиндра расположены по одной оси;

3) компаунд-насос: воздушная и паровая части его двухступенчатые; большие и малые цилиндры паровой и воздушной частей расположены накрест.

Парораспределительные механизмы у паровых цилиндров приводятся в действие лишь при крайних положениях поршней; поэтому наполнение цилиндров паром происходит на протяжении всего хода поршня, после чего пар выходит из цилиндра: у простого I и тандем-насоса II прямо в атмосферу, а у

компаунд-насоса III пар переходит в большой цилиндр, где работает с неполным расширением.

У воздушной части насоса происходит засасывание и сжатие воздуха — у простого

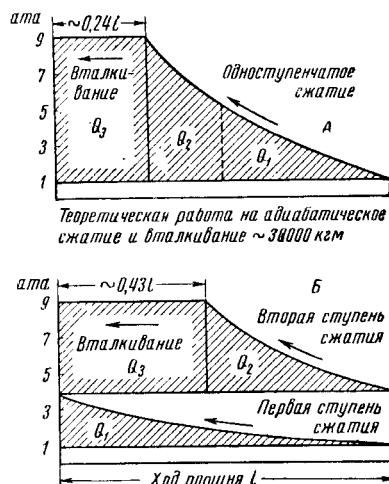


Фиг. 6. Основные типы паро-воздушных насосов

насоса одноступенчатое, а у тандем- и компаунд-насосов — двухступенчатое, без охлаждения между ступенями.

Давление свежего пара в цилиндре в конце хода поршня каждого из этих насосов соответствует сумме сопротивлений сжатия воздуха, противодействия выхлопного пара и механических сопротивлений. Следовательно, удельный расход пара (отнесённый к  $1 \text{ м}^3$  засосанного воздуха) у данного типа бескришпинной машины определяется потребной работой поршня в конце его хода, когда происходит вталкивание уже сжатого воздуха в главный резервуар. Удлиняя процесс вталкивания одного и того же весового количества воздуха, можно уменьшить силу сопротивления, значит и площадь парового поршня, а следовательно, и затрачиваемое количество пара. Этому условию удовлетворяет двухступенчатое сжатие воздуха, так как в цилиндре второй ступени диаметр поршня значительно меньше, чем диаметр поршня первой ступени.

Поэтому удельный расход пара у тандем-насоса на 40% меньше, чем у простого насоса, а у компаунд-насоса к этому прибавляется ещё небольшой выигрыш работы расширения пара в большом цилиндре. Работа воздушной части насосов теоретически изображена диаграммами (фиг. 7). На адиабатическое сжатие и вталкивание в резервуар воздуха от начального давления  $1 \text{ ата}$  до



Фиг. 7. Диаграммы одно- и двухкратного сжатия и вталкивания воздуха в резервуар

конечного  $9 \text{ ата}$  требуется затрата работы теоретически около  $30\,000 \text{ кгм}$ . При этом площади диаграмм  $Q_1$  и  $Q_2$  одноступенчатого сжатия А и двухступенчатого В при одинаковых диаметрах и ходах всасывающих поршней, как и площади вталкивания  $Q_3$ , — равновелики, но у простого насоса вталкивание происходит на  $0,25$  длины хода поршня, а у тандем- или компаунд-насоса на длине  $0,43$ . Следовательно

$$0,25 l_1 p_1 \omega_1 = Q_3;$$

$$0,43 l_2 p_2 \omega_2 = Q_3,$$

где  $p_1$  — давление пара у одноступенчатого насоса;

$p_2$  — давление пара у двухступенчатого насоса;

$\omega_1$  — площадь поршня у первого насоса;

$\omega_2$  — площадь поршня у второго насоса;

$l$  — длина хода поршня.

При одном и том же давлении пара  $p_1 = p_2 = p$  и одинаковой длине хода поршня  $l_1 = l_2$

$$0,43 \omega_2 = 0,25 \omega_1,$$

откуда

$$\omega_2 = \frac{0,25}{0,43} \omega_1 \approx 0,58 \omega_1.$$

Таким образом, при одинаковой производительности расход пара у насоса с меньшим паровым поршнем будет пропорционально меньше.

Скорость движения поршней зависит от величины живых сечений каналов, подводящих и отводящих пар, а также воздушных каналов компрессора.

Во избежание повреждения крышек цилиндров при быстрых ходах средние скорости насосов как бескрейшпипных машин невысокие — около 0,7 м/сек.

Производительность насоса зависит от средней скорости и площади всасывающего поршня.

Общий коэффициент подачи воздуха  $\gamma$  принимают равным 0,76 вследствие потерь на неполноту засасывания при наличии вредных пространств, пропусков через поршневые кольца, запаздывания посадки клапанов и пр.

В горных районах производительность насоса теряется на 5% на каждые 500 м высоты над уровнем моря.

Характеристика паро-воздушных насосов приведена в табл. 4.

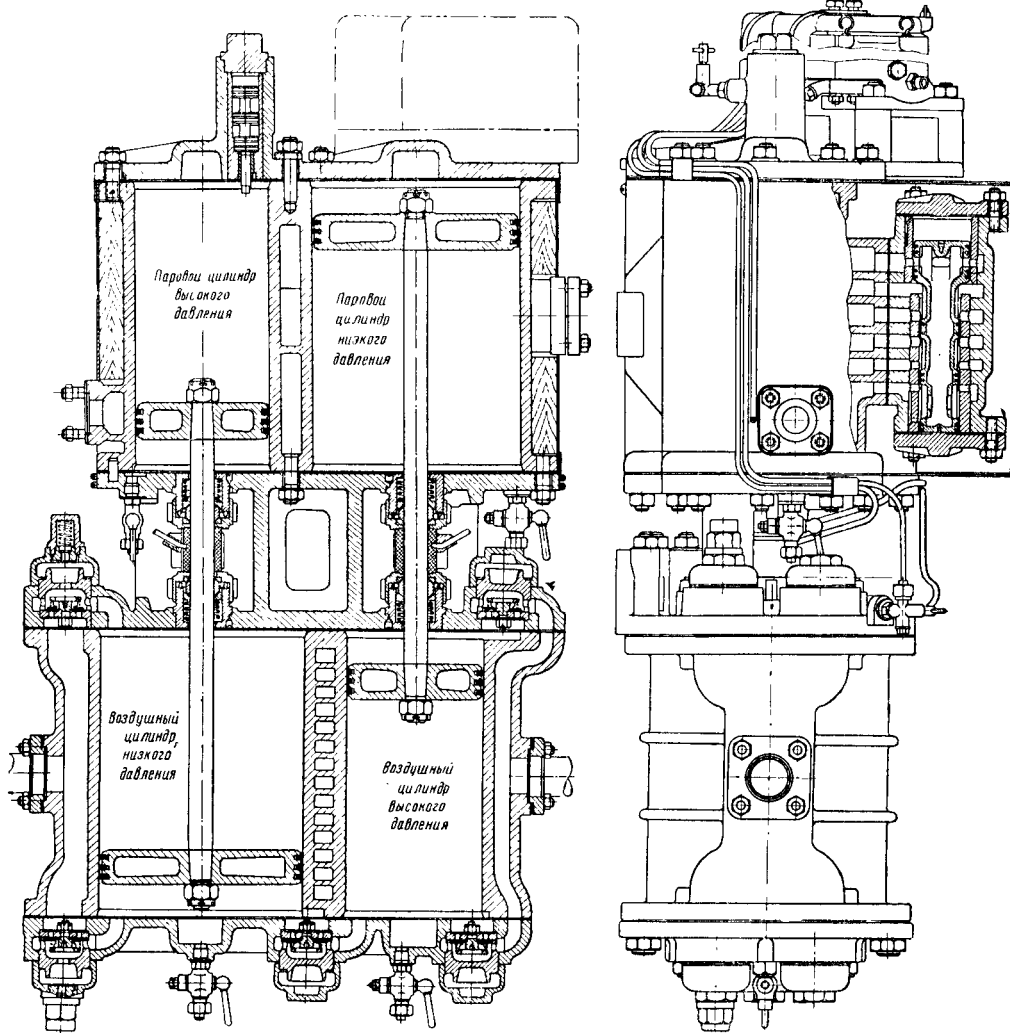
Конструкции компаунд- и тандем-насосов показаны на фиг. 8 и 9.

Компаунд-насос МТЗ — системы Руденко приспособлен для работы на перегретом паре с учётом некоторого охлаждения его в паропроводе между камерой пароперегревателя и насосом. Он снабжён металлическими сальниками, всасывающим фильтром, пресс-маслёнкой с пневматическим приводом. Габаритные размеры насоса показаны на фиг. 10.

Во избежание уменьшения видимости сигналов машинистом от парения устанавливать насос на паровозе рекомендуется с левой стороны впереди.

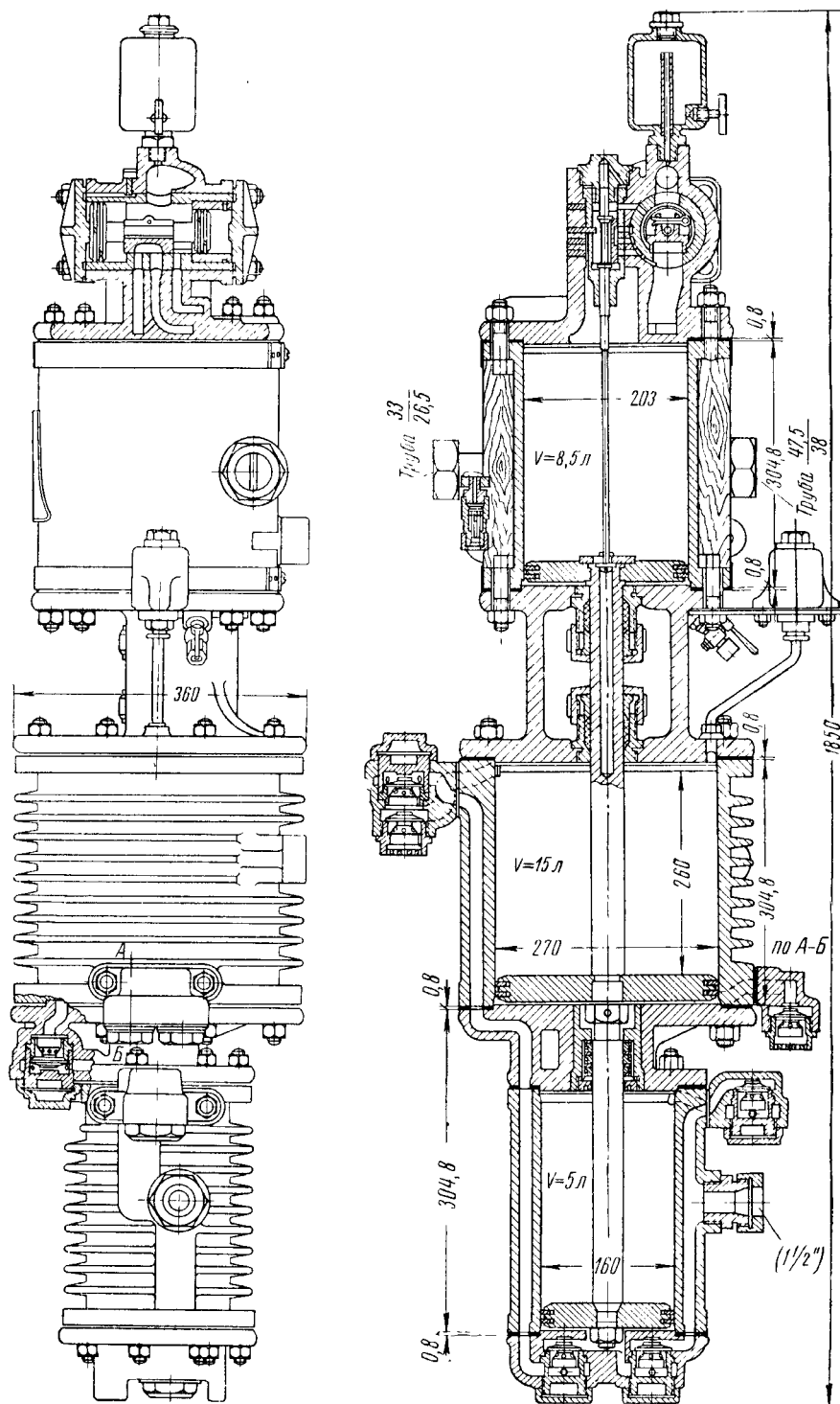
Регулятор хода паро-воздушного насоса (фиг. 11) прекращает подвод пара, когда в главном резервуаре достигнуто определённое давление (обычно 7—8 ат); для этого он связан трубкой с главным резервуаром.

Имеются также и двухрежимные регуляторы с двумя пружинными головками; одна регулируется на низшее, а другая — на



Фиг. 8. Компаунд-насос системы МТЗ — Руденко

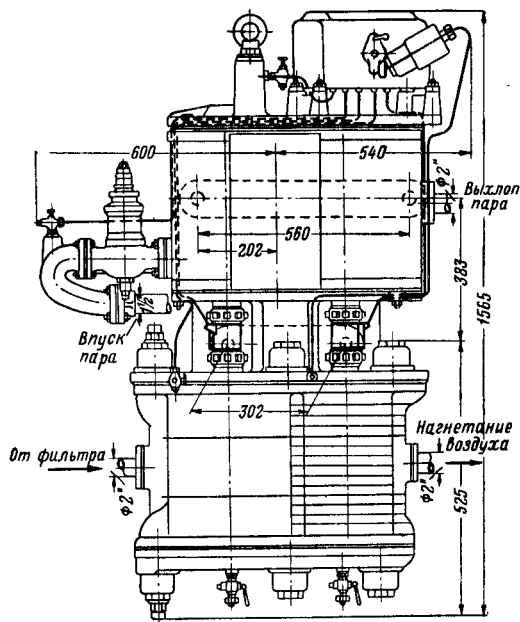




Фиг. 9. Тандем-насос

Таблица 4  
Характеристика паро-воздушных насосов

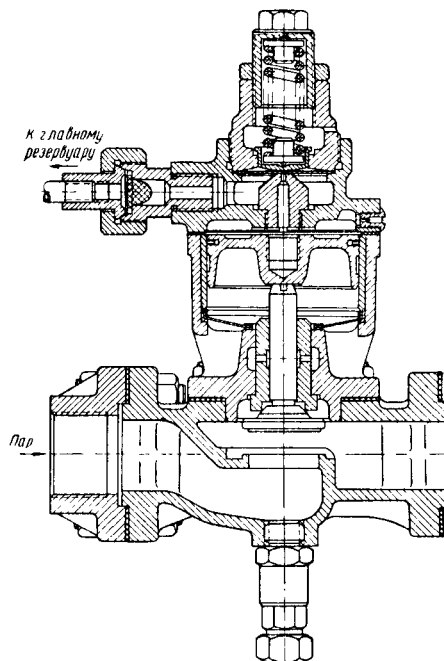
Основные данные	Единицы измерения	Тип насоса		
		простой	тандем-насос Московского тормозного завода	компаунд-насос системы МТЗ—Руденко
Диаметр парового цилиндра: высокого давления	мм	203	203	190
» низкого	»	—	—	290
Диаметр воздушного цилиндра: первой ступени сжатия	»	216	270	290
» второй ступени сжатия	»	—	160	190
Производительность при давлении пара 11 ат с поднятием давления воздуха с 2 ат до 6,5 ат	л/мин	750	1 500	3 200
Насос рассчитан для поддержания давления воздуха в главном резервуаре	ат	8	8	8
Ход поршней	мм	260	260	350
Расход пара на 1 м³ атмосферного воздуха (приблизительно)	кг/м³	8,0	5,0	4,5
Вес насоса	кг	185	320	680



Фиг. 10. Габаритные размеры компаунд-насоса системы МТЗ—Руденко

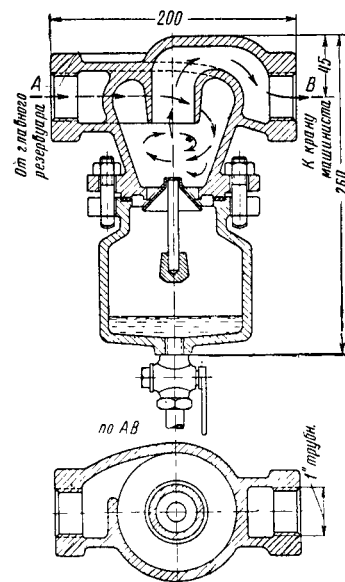
Диаметр паровпускной трубы . . . 38 мм  
Диаметр паровыпускной трубы . . . 50 »  
Диаметр всасывающей трубы . . . 50 »  
Диаметр нагнетательной трубы . . . 50 »  
Подъем воздушных клапанов . . . 3 »  
Приблизительный вес насоса вместе с пресс-масленкой, регулятором и фильтром . . . . . 715 кг

высшее давление; первая соединяется трубкой с краном машиниста, вторая с главным резервуаром. При поездном положении рукоятки крана машиниста регулятор управляет



Фиг. 11. Регулятор хода насоса

работой насоса для поддержания пониженного давления примерно до 6 ат; при тормозном положении рукоятки регулятор застав-



Фиг. 12. Центробежный воздухоочиститель

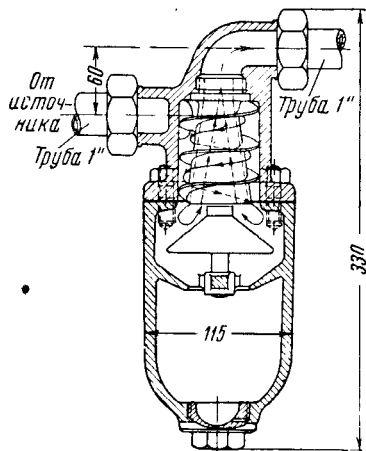
ляет насос поднять давление в главном резервуаре до 8 ат, что необходимо для успешного отпуска тормозов.

Главные резервуары устанавливаются: в количестве одного при ёмкости не менее  $0,5 \text{ м}^3$  на паровозах средней мощности и двух — при общей ёмкости  $1,0 \text{ м}^3$  на мощных паровозах. В резервуарах нагнетаемый воздух охлаждается, выделяет лишнюю влагу и далее поступает в поездной воздухопровод.

Центробежный воздухоочиститель (фиг. 12) предназначен для окончательной очистки воздуха от масла и конденсата до поступления в кран машиниста. Воздухоочиститель, сообщая вихревое движение воздуху, очищает последний от примеси влаги и масла. Нижняя камера снабжена краном для спуска воды.

Между нижней и верхней камерами воздухоочистителя на стержне свободно подвешен лёгкий зонтик, который предотвращает обратный унос скопившейся внизу жидкости при быстрых движениях воздуха в трубе, вызывающего разрежение над зонтиком.

Воздухоочиститель с винтовым патрубком внутри (фиг. 13) применять не рекомендуется



Фиг. 13. Воздухоочиститель с винтовым патрубком

из-за большого сопротивления, препятствующего выделению влаги и движению воздуха. Он очищает воздух лучше, если из него удалить винтовой патрубок.

### КРАН МАШИНИСТА СИСТЕМЫ КАЗАНЦЕВА

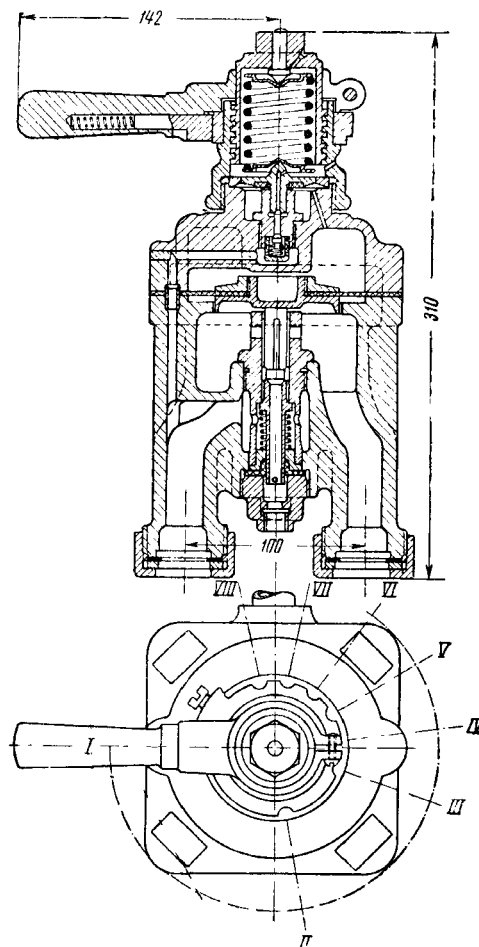
В 1927 г. Ф. П. Казанцевым был запроектирован кран машиниста для управления товарными тормозами системы Казанцева и Матросова, имеющими ступенчатое торможение и ступенчатый отпуск.

К левому патрубку крана (фиг. 14) присоединяется напорная труба от главного резервуара, а к правому — магистральный тормозной трубопровод.

Работа крана характеризуется тем, что давление в магистрали автоматически поддерживается на уровне, равном давлению над большой диафрагмой, так как неравенство давлений с верхней и нижней сторон отклоняет

её от среднего положения, что даёт либо выпуск воздуха в магистраль, либо выпуск из неё. При среднем положении диафрагмы получается перекрыша

Давление воздуха над большой диафрагмой соответствует углу поворота рукоятки крана, сжимающей или разжимающей винтовым стаканом большую пружину в головке крана.



Фиг. 14. Кран машиниста системы Казанцева № 183

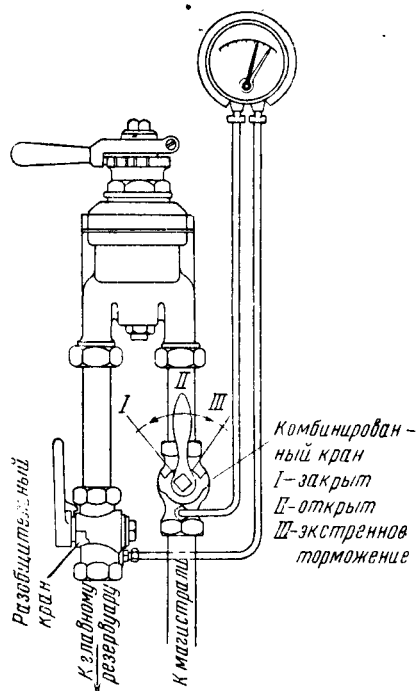
Последняя изменяет нагрузку находящейся под ней малой диафрагмы, работа которой аналогична большой диафрагме.

Если при поездном положении рукоятки большая пружина крана отрегулирована на поддержание давления в магистрали  $5 \text{ ат}$ , то при повороте рукоятки до упора в сторону торможения давление в магистрали снизится до  $3,4—3,5 \text{ ат}$ .

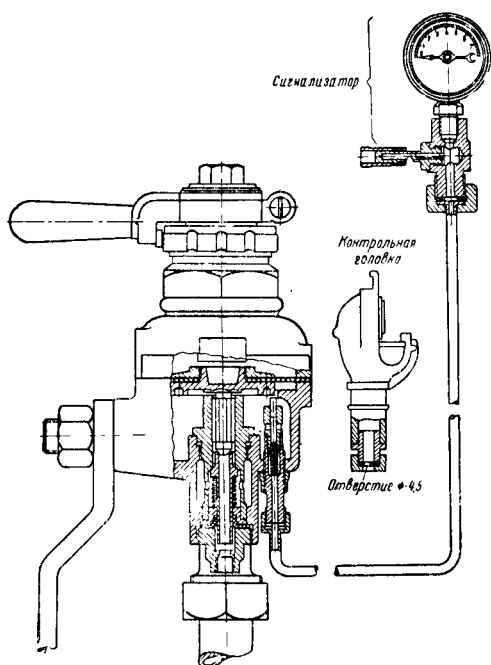
При надобности снизить давление до нуля (экстренное торможение) пользуются комбинированным краном (фиг. 15). Он же является и краном двойной тяги для отъединения крана машиниста второго паровоза от магистрали.

Происходит это потому, что большая диафрагма крана машиниста при резких падениях давления в магистрали прогибается вниз более

чем на 1 мм, нажимает специальный клапан и воздух из магистрали поступает к манометру и свистку.



Фиг. 15. Комбинированный кран при кране машиниста № 183

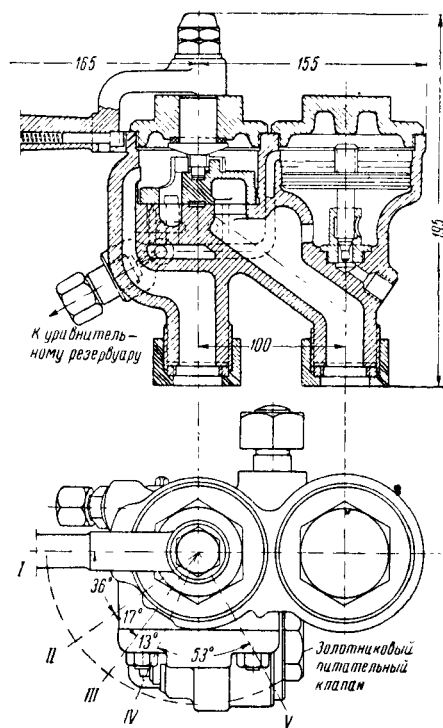


Фиг. 16. Сигнализатор

При отпуске тормозов сигнализатор тоже действует, что является контролем его исправности.

### КРАН МАШИНИСТА СИСТЕМЫ ВЕСТИНГАУЗА

Для управления тормозами рукоятка крана имеет пять положений (фиг. 17): I — отпуск и зарядка тормозов; II — поездное положение; давление в магистрали поддерживается на одном уровне (например 5 ат) благодаря наличию питательного клапана; III — перекрыша (магистраль изолирована); IV — служебное торможение, которое фиксируется постановкой рукоятки вперекрышу; V — экстренное торможение (полный и быстрый выпуск воздуха из магистрали).



Фиг. 17. Кран машиниста № 344 с золотниковым питательным клапаном

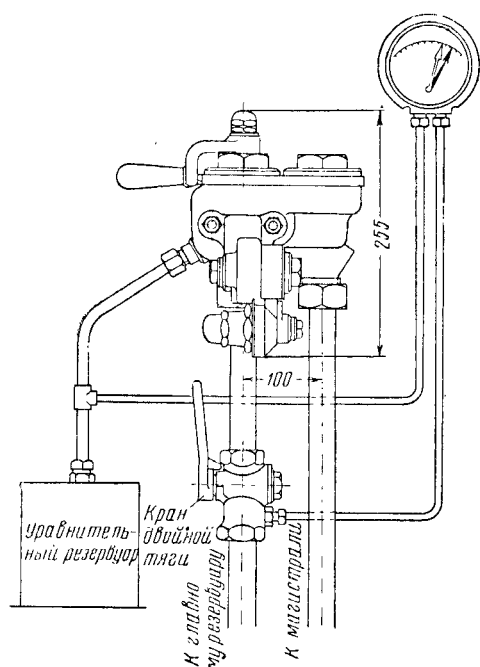
При служебном торможении машинист снижает давление воздуха в уравнительном резервуаре (фиг. 18) на требуемую величину. Этот резервуар служит для дополнения объема над уравнильным поршнем крана машиниста.

По давлению воздуха в этом резервуаре равняется давление в магистрали вследствие подъема поршня и выпуска избыточного воздуха в атмосферу.

Кран Вестингауза непрямодействующий. В положении перекрыши давление воздуха в поездной магистрали снижается вследствие наличия утечек.

Ступенчатого закономерного повышения давления в магистрали (как при понижении) кран не даёт.

Кран двойной тяги установлен на напорной трубе (фиг. 18). При следовании вторым паровозом его закрывают.



Фиг. 18. Уравнительный резервуар и кран двойной тяги при кране машиниста № 344

Золотниковый питательный клапан (фиг. 19) служит для поддержания определённого зарядного давления в магистрали независимо от изменяющегося высшего давления в главном резервуаре.

Его прикрепляют к крану машиниста. При поездном положении рукоятки крана сжатый воздух из главного резервуара через отверстие 1 попадает в золотниковую камеру 3.

Поршень 4 преднамеренно пригнан во втулке неплотно, и поэтому давление с обеих сторон его, если клапан 6 закрыт, выравнивается и пружиной поршень ставится в левое крайнее положение, закрывая золотником питание магистрали.

Когда же вследствие утечки воздуха давление в магистрали снизится и диафрагма 5 под действием пружины отожмёт клапан 6, то равенство давлений с обеих сторон поршня 4 нарушится и поршень с золотником отклонится вправо, открывая во втулке отверстие для питания магистрали по каналу 2.

Вспомогательный кран машиниста (фиг. 20) предназначен для управления прямодействующим паровозным тормозом. К нему подведена труба для подвода воздуха через клапан максимального давления (фиг. 21) от главного резервуара и другая труба для подачи воздуха в тормозной цилиндр через переключаемый клапан (фиг. 22). Последний служит для отключения воздухораспределителя от тормозного цилиндра при работе вспомогательным краном и отключения вспомогательного крана при работе воздухораспределителя. Поэтому клапан имеет соответственно три отборотка для приключения труб от названных приборов.

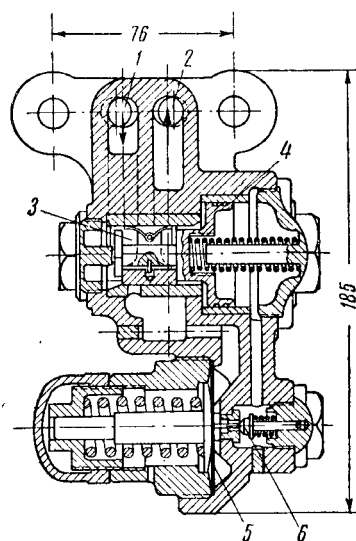
На паровозах серий Е и Ша, а также на некоторых тепловозах разных серий имеются краны машиниста Вестингауза Н-6 и Кнорра.

Краны машиниста Н-6 и Кнорра непрямодействующие, как и кран Вестингауза. Положения ручки у них те же, что у обычного крана Вестингауза, но имеется VI положение (между поездным и перекрышей), которое у крана Н-6 является поездным для тормозов состава и перекрышей для тормоза локомотива, а у крана Кнорра — положением двойной тяги.

Эти краны в грузовых поездах неудобны из-за отсутствия прямодействия во время торможения.

### ПАРОВОЗНЫЙ ТРОЙНОЙ КЛАПАН

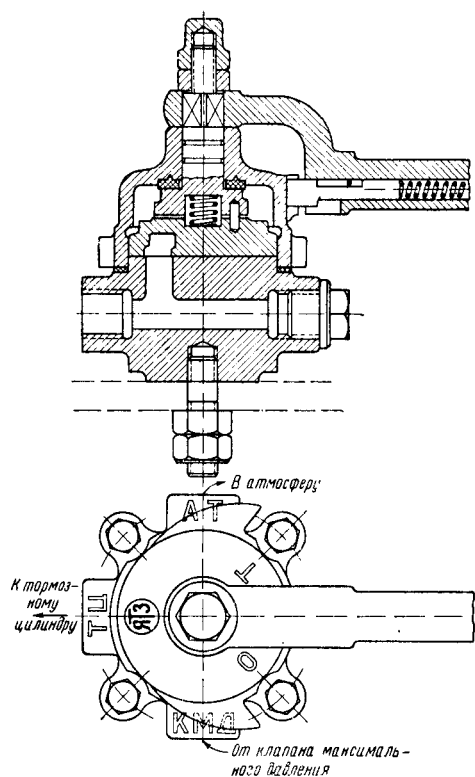
Тройной клапан 5 (фиг. 23) устанавливают на пассажирских паровозах; он даёт воздух в тормозной цилиндр только при экстренном торможении. При частичном или даже полном служебном торможении этот клапан хотя и приходит в действие, но запасный резервуар сообщает не с тормозным цилиндром, а с атмосферой, и паровоз не тормозится. Если отверстие, служащее для сообщения запасного резервуара с атмосферой, заглушить, то тормоз приходит в действие уже при всех видах торможения. Это и сделано в настоящее время на паровозах, оборудованных профильными тормозными колесами. Благодаря этому получается более частое торможение, которое сглаживает прокат бандажей и увеличивает межподъёмный пробег паровозов.



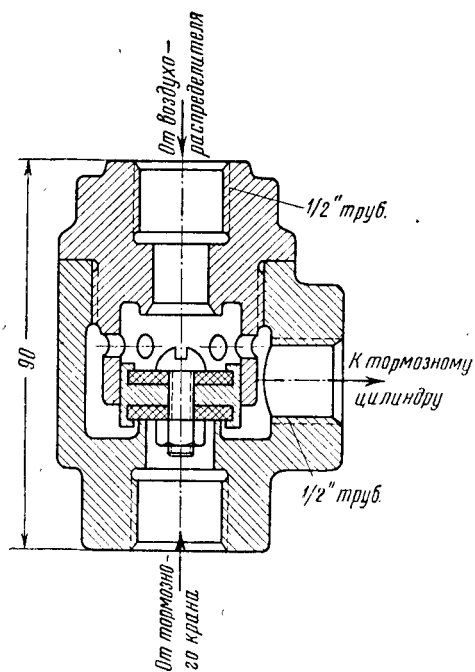
Фиг. 19. Золотниковый питательный клапан № 350

Воздухораспределитель системы Матросова описан на стр. 858. Ставится он на грузовых паровозах и тендерах вместе с рабочей камерой объёмом 9,5 л. К кронштейну камеры подводятся трубы от магистрали, запасного резервуара и тормозного цилиндра. Режимную упорку на его колпачке закрепляют наглухо на гружёном режиме.

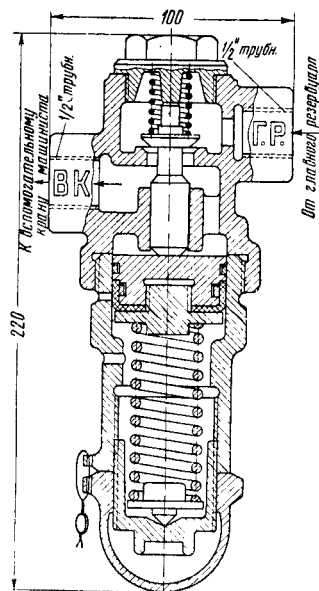
Скородействующий тройной клапан (фиг. 43) ставят на тендерах пассажирских паровозов. Устройство клапана описано на стр. 861.



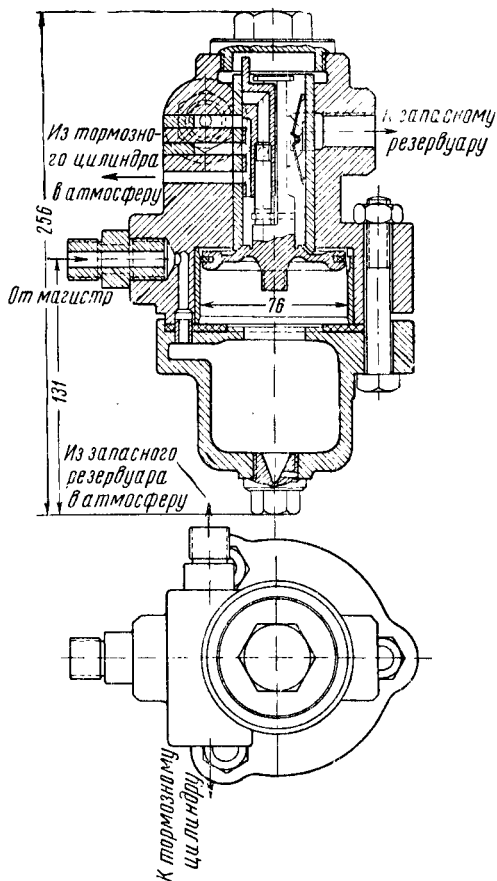
Фиг. 20. Вспомогательный кран машиниста (№ 4 ВК)



Фиг. 22. Переключательный клапан (ЗПК)



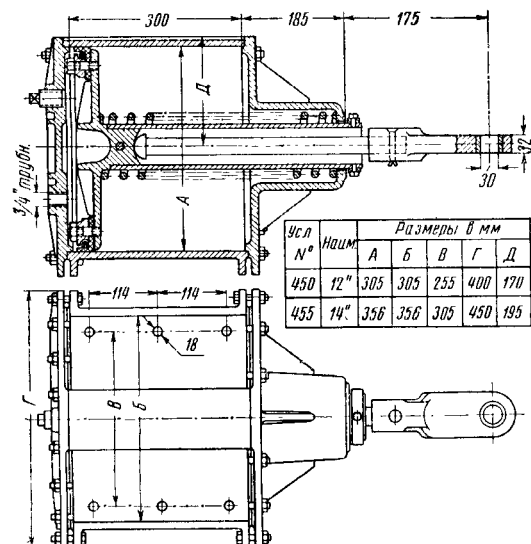
Фиг. 21. Клапан максимального давления (№ 3 МД)



Фиг. 23. Тройной клапан № 5

## ТОРМОЗНЫЕ ЦИЛИНДРЫ

Тормозные цилиндры на паровозах применяют со свободными штоками (фиг. 24), так как главный рычаг, на который шток передаёт силу поршня, качается на оси, закреплённой в неподвижных подшипниках, и шарнирное соединение его со штоком описывает дугу. Между рычагом и тормозным



Фиг. 24. Тормозной цилиндр со свободным штоком

цилиндром снаружи устанавливается пружина для возврата в отпускное положение штока вместе с поршнем. На тендерах применяются тормозные цилиндры такие, как на вагонах — с направленными штоками, так как горизонтальные прицилиндровые рычаги устанавливаются свободно. Поэтому шток может быть жестко связан с поршнем, и оттягивающих наружных пружин не требуется.

Характеристика тормозных цилиндров дана в табл. 5, стр. 20.

## РЫЧАЖНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Рычажная передача увеличивает силу, воспринимаемую ею от тормозного цилиндра, и распределяет её равномерно между всеми тормозными колодками. Расчёты рычажной передачи см. на стр. 865, 866.

На фиг. 25 изображена рычажная передача паровоза с вертикальными тормозными цилиндрами, укрепленными между рамами впереди паровоза.

Главные передаточные рычаги 1 с плечами  $a$  и  $b$  служат для выигрыша величин и изменения направления сил, развиваемых тормозными цилиндрами; подвески 8 тормозных колодок работают так же, как рычаги, что даёт добавочный выигрыш силы. Распределительные рычаги 4, 5, 6 и 7, расположенные в горизонтальной плоскости, предназначены для распределения сил от главных рычагов поровну между всеми балками 3, передающими усилия к колодкам.

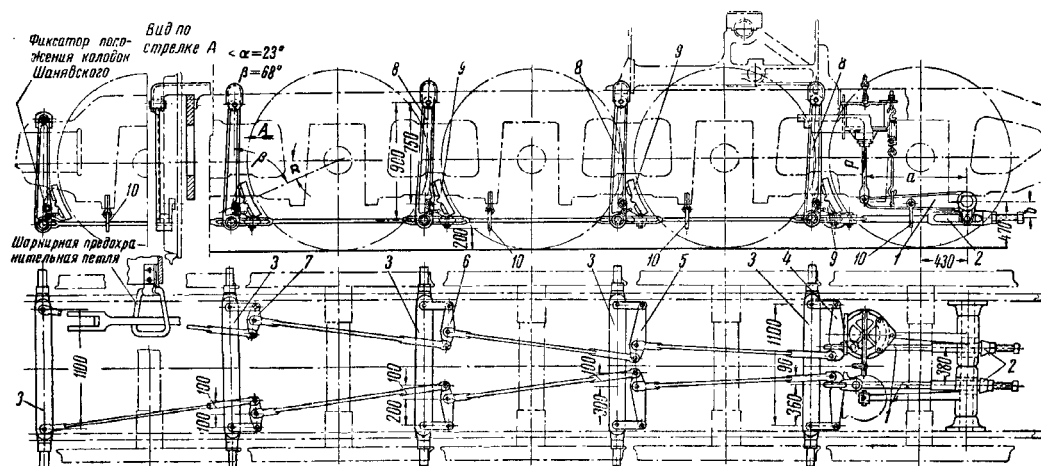
Все подвешенные части должны быть защищены поддерживающими скобами от случайного падения на путь.

Если такие предохранители расположены слишком низко, менее 200 мм от головки рельса, то они должны быть шарнирными во избежание поломки при задевании выступающих препятствий.

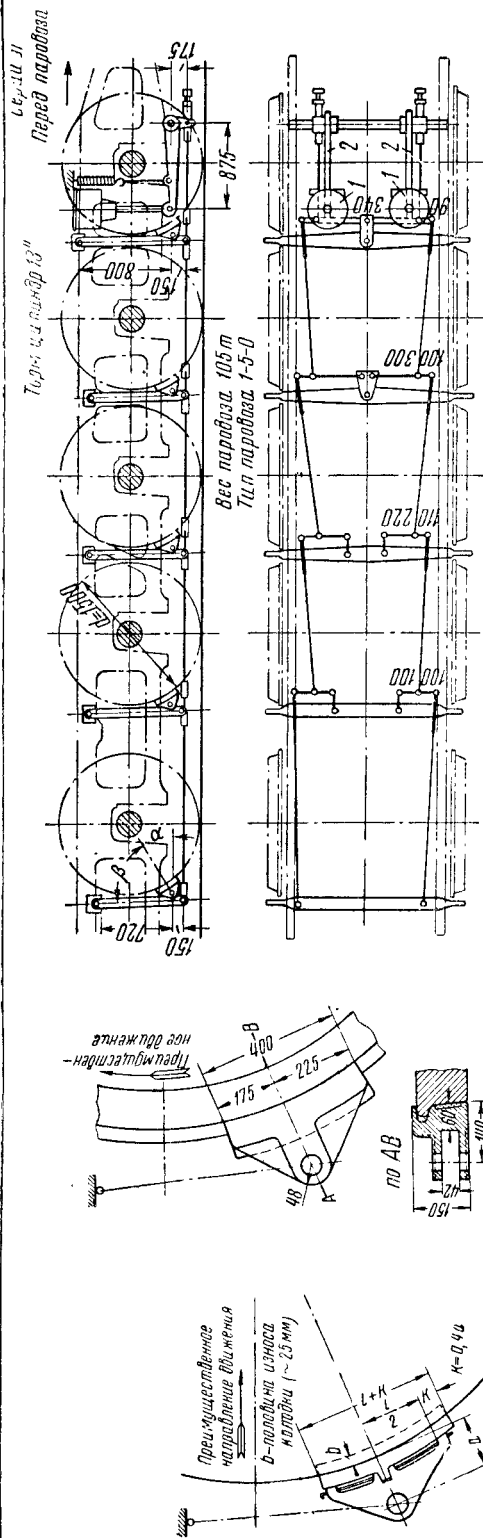
Для стягивания (регулирования) рычажных передач по мере износа колодок должны быть предусмотрены у главных рычагов кулисы 2 с винтовыми установками.

Так как паровоз имеет преимущественное направление движения вперёд, то во избежание клиновидного износа колодок следует ставить несимметричные тормозные колодки (фиг. 26).

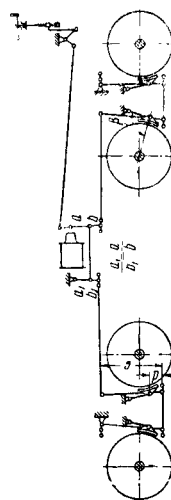
С целью увеличения пробега между точками колёс паровоза применяют фасонные (гребневые) тормозные колодки (фиг. 27), которые большей частью бывают цельнолитые, т. е. без башмаков. На трущихся поверхностях таких колодок имеются залитые твёрдые включения (вставки) из специального (белого) чугуна. Износ колодок с включениями происходит значительно медленнее, а бан-



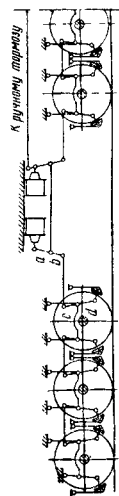
Фиг. 25. Рычажная передача паровоза



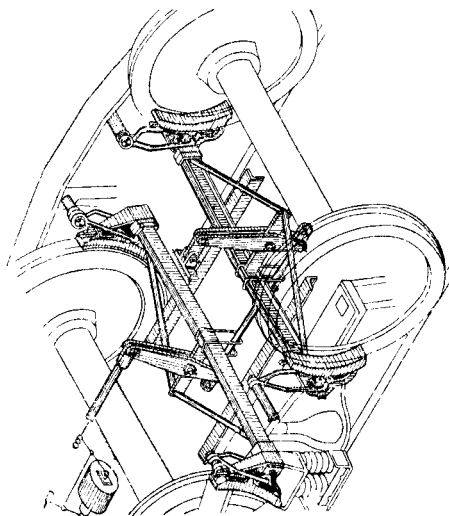
Фиг. 28. Схема рычажной передачи паровоза серии Л



Фиг. 29. Схема рычажной передачи четырёхосного тендера с односторонним торможением



Фиг. 31. Схема рычажной передачи тележки шестиступенчатого тендера



Фиг. 30. Схема рычажной передачи на тележке шестиступенчатого тендера (с двусторонним торможением)



дажи и их гребни изнашиваются в такой мере, в какой требуется для сглаживания проката по кругу катания и сохранения высоты и закруглённого профиля гребня.

На фиг. 28 представлена схема рычажной передачи паровоза серии Л.

На фиг. 29 изображена схема рычажной передачи четырёхосного тендера с односторонним нажатием тормозных колодок. Конструкция триангелей с колодками, подвесками и рычагами для рассматриваемой схемы показана на фиг. 30.

На фиг. 31 приведена схема рычажной передачи тележки шестиосного тендера с двусторонним торможением (колодки расположены с обеих сторон колёс).

Для стягивания тендерных рычажных передач предусмотрены запасные отверстия или стяжные муфты на концах тяг.

### УСЛОВИЯ ПОДВЕШИВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК

Нормально тормозные колодки с их башмаками должны быть подвешены так, чтобы при отпущенном тормозе во время тряски они не приближались к колёсам и сохраняли определённый, допускаемый рычажной передачей, одинаковый для всех колодок зазор.

Кроме того, при перемене направления вращения колёс система подвешивания по возможности должна меньше влиять на расчётную величину нажатия.

Эти два условия диктуют следующие правила подвешивания тормозных колодок, которые могут быть полностью выполнены у тендерных тележек и частично у паровозных осей (по конструктивным условиям):

1) колодки (фиг. 32) должны нажимать на колёса несколько ниже уровня их центров (не менее 40 мм);

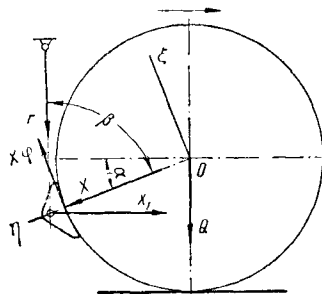


Фиг. 32. Условия подвешивания тормозных колодок у тендерных колёс

2) направления подвесок тормозных колодок (по линии, проходящей через центры верхнего и нижнего валиков) должны быть перпендикулярны радиусам колёс, проходящим через середины колодок (при половинном износе тех и других).

Для общего случая подвешивания колодок, когда угол  $\beta$  (фиг. 33) не равен прямому углу, расчёт нажатия колодок для переднего и заднего хода паровоза (или для колодок, подвешенных спереди или сзади колёс) и расчёт усилий в подвесках можно производить по формулам, выведенным из следующей системы сил.

Сила  $X_1$  нажатия на тормозную колодку со стороны рычажной передачи принимается горизонтальной. Она вызывает нормальное нажатие на колесо или равную и противоположную ему силу реакции  $X$ ;  $X\varphi$  и  $r$  — соответственно силы трения и реакции подвески на колодку, возникающие вследствие вращения колеса ( $\varphi$  — коэффициент трения колодки).



Фиг. 33. Определение нормального нажатия колодок и реакции подвески

Проектирование полученной системы сил (без учёта малой величины расстояния от колеса до нижнего шарнира подвески) на оси  $\xi$  и  $\eta$  даёт уравнения, при решении которых находят

$$X = X_1 \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta \pm \varphi \cos \beta} \quad (1)$$

Для определения силы  $r$ , действующей по подвеске, например для расчёта её прочности, можно пользоваться формулой

$$r = X_1 \frac{\sin \alpha + \varphi \cos \alpha}{\sin \alpha \pm \varphi \cos \beta} \quad (2)$$

В знаменателе в обеих формулах берётся плюс для случая, когда движение колеса направлено в сторону от колодки, как показано стрелкой, и с минусом — в сторону колодки. Это правило остаётся в силе при любом положении колодки, т. е. с левой или правой стороны колеса.

При подвешивании тормозных колодок впереди колёс (по переднему ходу паровоза) усилие по подвеске зависит от силы трения в большей степени (в знаменателе берётся знак минус), чем при подвешивании сзади колёс.

При выполнении вышеперечисленных правил подвеса колодок (фиг. 32), когда угол  $\beta = 90^\circ$ , формула (1) принимает вид:

$$X = X_1 \cos \alpha \quad (3)$$

В формулах (1), (2) и (3) величина горизонтальной силы  $X_1$  на одну ось от рычажной передачи (коэффициент полезного действия которой во время хода паровоза благодаря наличию вибраций можно считать приблизительно равным единице) получается из формулы

$$X_1 = P \frac{acg}{bdf} \quad (4)$$

где  $P$  — сила по штоку тормозного цилиндра (произведение давления воздуха на площадь поршня);

$ace$  — произведение ведущих плеч рычагов (фиг. 25);

$bdf$  — произведение ведомых плеч рычагов.

Тормозные колодки и рычажные передачи характеризуются:

1) коэффициентом трения  $\varphi$  колодок о колёса;

2) передаточным числом  $n$  рычажной передачи;

3) коэффициентом нажатия тормозных колодок  $\delta$ ;

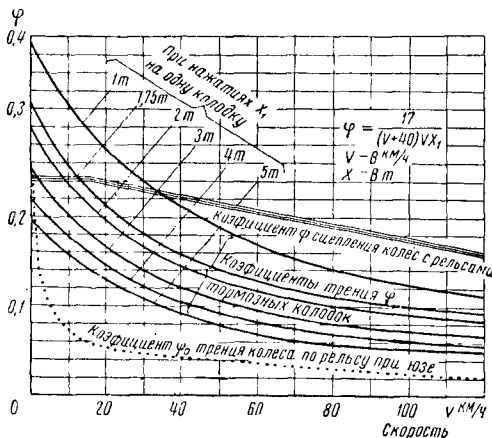
4) коэффициентом полезного действия рычажной передачи  $\eta$  (в покое равный приблизительно 0,6, во время хода  $0,9 \div 1,0$ ).

Коэффициент трения показывает отношение величины тангенциальной силы трения к величине силы нажатия колодки.

Коэффициент трения чугунной колодки о колесо зависит от скорости движения и величины нажатия, а именно: коэффициент уменьшается с повышением того и другого фактора.

В то же время закон изменения коэффициента трения почти не зависит от нагрева колодки до  $500 - 600^\circ$ , хотя при этом происходит значительный износ колодки вследствие пластического выжимания металла в виде боковых наплывов, которые потом отваливаются.

Зависимость величины коэффициента трения  $\varphi$  от скорости и нажатия на колодку показана графически на фиг. 34. Там же показан



Фиг. 34. Диаграмма коэффициентов трения тормозных колодок и сцепления колёс с рельсами

и граничный коэффициент сцепления колёс с рельсами  $\psi$ , а также и коэффициент трения колеса  $\varphi_0$  при скольжении его по рельсу при юзе.

Коэффициент трения  $\varphi$  между чугунными тормозными колодками и стальными бандажами определяют по формуле, приведённой на стр. 836; диаграмма на фиг. 34 построена Б. Л. Карвацким по формуле, приведённой на той же фиг. 34).

Передаточным числом  $n$  называется отношение суммы сил нажатия тормозных колодок (принимая условно к. п. д. рычажной передачи равным единице) к величине силы, развиваемой поршнем тормозного цилиндра.

На практике оно бывает от 4 до 8, иногда и более.

Чем меньше передаточное число (т. е. чем больше диаметр тормозного цилиндра), тем реже приходится стягивать (регулировать) рычажную передачу по мере износа тормозных колодок, что облегчает обслуживание тормоза.

Передаточное число рычажной передачи вытекает из равенства сил нажатия всех тормозных колодок на колёса.

Пользуясь формулами (1) и (4), можно определить нажатие первой пары колодок (фиг. 25):

$$X = P \frac{ace}{bdf} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta + \varphi \cos \beta},$$

а так как по условию плечи распределительных рычагов должны иметь такие относительные размеры, чтобы силы нажатия колодок на все оси были одинаковыми, то при числе пар колодок  $k$  сумма сил нажатия

$$Xk = Pk \frac{ace}{bdf} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta + \varphi \cos \beta}.$$

Откуда передаточное число

$$n = \frac{Xk}{P} = k \frac{ace}{bdf} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta + \varphi \cos \beta}. \quad (5)$$

В частности, при  $\beta = 90^\circ$  (например у тендера)

$$n = k \frac{ac}{bd} \cos \alpha. \quad (6)$$

Отношение величины наибольшего нажатия  $X$  тормозных колодок на ось (фиг. 33) к величине давления оси на рельсы  $Q$  (обычно при порожнем состоянии) называется коэффициентом нажатия тормозных колодок  $\delta$ . Чрезмерно большой коэффициент опасен в отношении заклинивания и скольжения колёс по рельсам, называемого юзом; чрезмерно малый — понижает эффект торможения.

При проектировании величина  $\delta$  на основании опыта берётся для паровоза  $0,3 - 0,4$  и для тендера —  $0,8 - 0,9$ .

Однако выбор коэффициента  $\delta$  правильнее делать на основании сравнения возможной наибольшей силы трения колодок (при полном торможении при скорости, близкой нулю) и силы сцепления колёс с рельсами (при качении), вводя в расчёт коэффициент  $\gamma$ , представляющий отношение сил трения колодок  $X\varphi$  оси к силе её сцепления  $Q\psi$  с рельсами: для тендеров и вагонов —  $0,80$ , для паровозов в целях уменьшения опасности порчи от юза ведущих осей —  $0,30$  и для тепловозов и электровозов —  $0,35$ .

К. п. д. рычажной передачи на ходу паровоза, т. е. в условиях тряски, когда силы трения в шарнирах значительно снижаются, можно принимать с учётом сопротивления пружин внутри цилиндров  $\mu = 0,9 \div 1,0$ .

Для определения силы, развиваемой тормозным цилиндром, можно пользоваться табл. 5.

Для ручного тормоза сила человека на концах рукоятки может достигать  $30$  кг.

Таблица 5

Размеры тормозных цилиндров и величина силы, развиваемой ими

Диаметр тормозного цилиндра	Площадь поршня в см <sup>2</sup>	Сила поршня при давлении воздуха в кг		Сила пружины внутри цилиндра в кг
		3,5 кг/см <sup>2</sup>	1,9* кг/см <sup>2</sup>	
8	23,32	323	614	85
10	25,40	506	961	120
12	30,48	730	1 387	160
13	33,02	850	1 626	160
14	33,56	995	1 890	180

\* Относится к порожнему режиму воздухо-распределителя системы Матросова. На тендере и паровозе установлен и закреплён только груженный режим.

Пример определения передаточного числа. Для фиг. 25 примем следующие ориентировочные данные: нагрузка на ось 20 т, коэффициент нажатия тормозных колодок примем равным 0,45, поэтому нажатие колодок на одну ось будет 9 т.

Нажатие на все пять осей

$$\Sigma X = 9 \cdot 5 = 45 \text{ т.}$$

Два тормозных цилиндра диаметром 12" при давлении воздуха 3,5 ат развивают силу

$$P = 2 \cdot 2555 = 5110 \text{ кг.}$$

Передаточное число

$$n = \frac{\Sigma X}{P} = \frac{45}{5,1} \approx 9.$$

Для подбора плеч рычагов  $a, b, c, d, e, f$  можно воспользоваться формулой (6).

Из схемы (фиг. 40) имеем:  $k = 5$ ;  $\alpha = 23^\circ$ ,  $\beta = 68^\circ$ ;  $\sin(23 + 68) \approx 1$ ;  $\sin 68^\circ = 0,927$ ;  $\cos 68^\circ = 0,375$ .

Коэффициент трения колодки при скорости, близкой нулю,  $\varphi \approx 0,3$ .

$$n = k \frac{ace}{bdf} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta + \varphi \cos \beta},$$

$$9 = 5 \frac{ace}{bdf} \cdot \frac{1}{0,927 + 0,3 \cdot 0,375}$$

или

$$\frac{ace}{bdf} = 1,87.$$

Отношение плеч  $c : d$  первого передаточного рычага должно быть равно  $1/5$  (ввиду наличия на пяти осях пяти пар колодок).

По конструктивным и габаритным условиям отношение плеч  $e : f$  рычага-подвески выбрано равным 900 : 750. Остаётся найти отношение плеч главного рычага

$$\frac{a}{b} = 1,87 \cdot 5 \frac{750}{900} = 7,8.$$

Если малое плечо взять 150 мм, то большое будет 1 170 мм.

## ТОЧЕЧНЫЙ АВТОСТОП СИСТЕМЫ ТАНЦЮРЫ

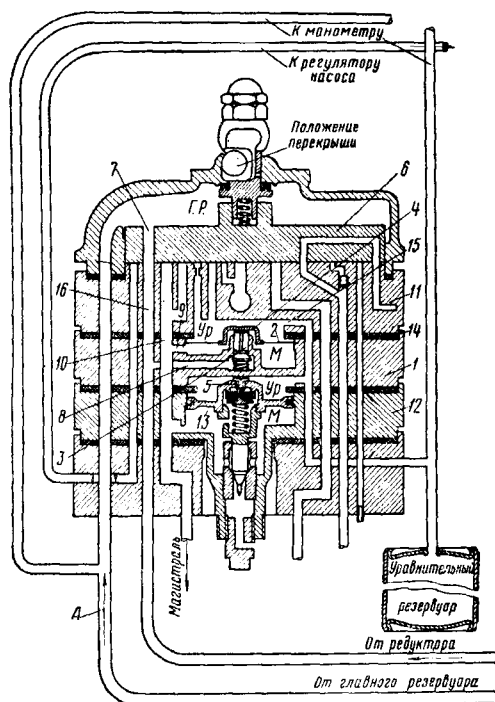
К тормозному оборудованию паровоза принадлежит также автоостоп системы Танцюры и непрерывный автоостоп с локомотивной сигнализацией ЦНИИ, установленные на многих паровозах. Подробно о них см. ТСЖ, т. 8, стр. 404.

## УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫЙ КРАН МАШИНИСТА ДЛЯ ПАРОВОЗОВ СЕРИЙ ЕА, ЕМ и ША

ЦНИИ по предложению Н. А. Албегова, В. Н. Горн и М. М. Сергейчука разработал конструкцию промежуточной части крану машиниста типа Н-6.

Устройство промежуточной части способствует устранению главного недостатка — истощимости. В связи с этим стало возможно применять такие краны на грузовых локомотивах.

Устройство и действие усовершенствованного крана машиниста заключается в следующем: между разъемными корпусами 11 и 12 крана машиниста Н-6 вставляется дополнительный корпус 1 с прокладкой 14 (фиг. 35).



Фиг. 35. Усовершенствованный кран машиниста

В этом корпусе расположены металлическая диафрагма 2, клапан 3 и шайба 4. Пространство над диафрагмой с уравнительным резервуаром сообщается каналом 15, а пространство под диафрагмой с магистралью — каналами 9 и 10.

Пространство под клапаном 3 сообщается с главным резервуаром — каналами 7 и 16 при положении ручки крана машиниста на пере

крыше и с редуктором (поездное давление)— при остальных положениях ручки крана.

После усовершенствования крана отверстие в верхней части поршня 13 заглушается винтом 5.

В результате этого при торможении, когда давление в уравнительном резервуаре УР и в магистрали снижено на требуемую величину и крышка, давление в магистрали может снижаться ввиду расхода воздуха из неё на пополнение неплотных тормозных цилиндров и неплотностей в самой магистрали. Снижение давления в магистрали, а следовательно и в пространстве М, при постоянной величине давления (в рассматриваемый момент) в уравнительном резервуаре и пространстве УР нарушает состояние равновесия диафрагмы 2, которая под действием более высокого давления со стороны пространства УР прогнётся вниз и откроет клапан 3.

Воздух из главного резервуара начнёт поступать в магистраль по каналам 7, 16, 8, а в пространство М — по каналам 9 и 10. Как только давление в магистрали восстановится до первоначального уровня, диафрагма 2, испытывая с обеих сторон одинаковое давление, займёт среднее положение, клапан 3 закроется и пополнение магистрали воздухом прекратится.

При непрерывном расходе воздуха из магистрали диафрагма 1 открывает клапан 3 настолько, чтобы в образовавшийся зазор между клапаном и седлом клапана проходило воздуха ровно столько, сколько требуется для пополнения магистрали.

### ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЬ И МАСЛООТДЕЛИТЕЛЬ СИСТЕМЫ ЗАВЬЯЛОВА И КРАВЧЕНКО

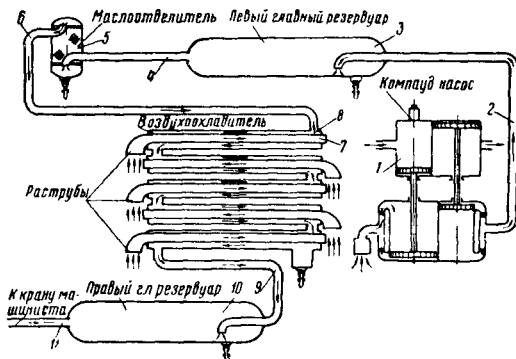
Надёжность и устойчивость работы автоматических тормозов, особенно в зимнее время, во многом зависит от качества сжатого воздуха, которым снабжаются автоматические тормоза поезда.

Избыточность влаги в воздухе влечёт за собой опасность замораживания тормозной системы, а компрессорное масло в воздухе отрицательно влияет на трущиеся детали тормозных приборов, главным образом на кожаные уплотнения поршней, прожированные и смазанные специальными смазками.

Принятый МПС в 1950 г. для оборудования паровозов воздухоохладитель и маслоотделитель системы Завьялова и Кравченко (фиг. 36) имеет следующее устройство.

Сжатый воздух из цилиндров насоса 1 через

нагнетательную трубу 2 поступает в главный резервуар 3, расположенный с левой стороны паровоза (на паровозах серий Л, ФД и СО). Здесь ввиду большой поверхности резервуара температура сжатого воздуха несколько снижается, в результате чего выделяется влага. В этом же резервуаре ввиду резкого изменения направления движения воздуха выделяется и часть смазки. Далее воздух по трубе 4 попадает в маслоотделитель 5, в котором происходит второе, ещё более резкое изменение направления движения воздуха, благодаря чему происходит эффективное вы-



Фиг. 36. Воздухоохладитель и маслоотделитель системы Завьялова и Кравченко

деление из воздуха потерявших скорость капелек масла.

Очищенный от масла воздух ещё с достаточно высокой температурой подаётся по трубе 6 в трубную батарею-радиатор 7.

Батарея состоит из последовательно соединённых наружных труб 8, по которым проходит сжатый воздух из маслоотделителя во второй (правый) главный резервуар, и из внутренних сквозных труб, внутренняя поверхность которых омывается наружным воздухом. Сжатый воздух получает в батарее вращательное движение и охлаждается. Воздух из батареи по трубе 9 попадает во второй главный резервуар 10, где и выделяется наибольшее количество влаги и воды из воздуха.

Осушенный и очищенный от масла воздух подаётся по трубе 11 к крану машиниста и далее в тормозную сеть поезда.

Применение воздухоохладителей позволяет снизить температуру сжатого воздуха, поступающего во второй главный резервуар, до температуры наружного воздуха на 3—5°.

## ТОРМОЗНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ВАГОНОВ

### ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

#### Классификация и основные схемы автотормозов

Несмотря на сложность и разнообразие конструкций и качеств, воздухораспределители можно свести к трём схемам по признаку комбинаций рабочих органов, а именно:

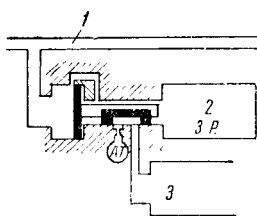
1) орган двух давлений, 2) орган трёх давлений, 3) повторитель.

По первой схеме (фиг. 37) управление воздухораспределителем возможно благодаря разнице между давлением воздуха в магистрали 1 и запасном резервуаре 2.

По второй схеме (фиг. 38) управление воздухораспределителем возможно благодаря

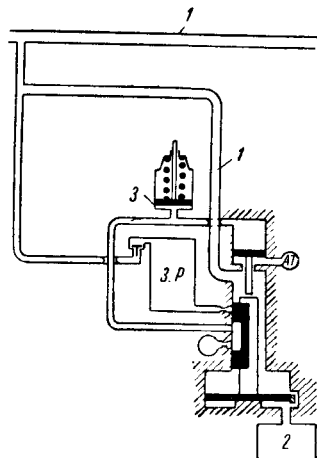
разнице между давлением воздуха в магистрали 1 и особом резервуаре 2, а также автоматически получающемуся третьему давлению в тормозном цилиндре 3.

Воздухораспределитель с органом двух давлений является схемой обычного тормоза Вестингауза и многих ему подобных, в том числе Кнорра. Эти тормоза непрямодействующие, потому что давление тормозного цилиндра не участвует в управлении и, в случае пропусков из цилиндра, оно не пополняется из магистрали с локомотива. Этот тормоз работает на любом зарядном давлении и имеет лёгкий отпуск потому, что достаточно немного (на 0,1—0,2 ат) повысить давление в магистрали перед поршнем, как поршень с золотником перейдёт в отпускное положение и воздух из тормозного цилиндра выйдет в атмосферу полностью.



Фиг. 37. Разностный орган двух давлений

Тормоза, которые могут работать на любом зарядном давлении в магистрали и легко отпускают, называются нежесткими (мягкими). Орган трёх давлений положен в основу схем всех вводимых вариантов тормоза Казанцева. Эти тормоза—прямодействующие, потому



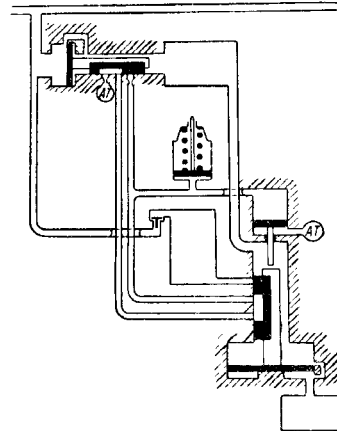
Фиг. 38. Разностный орган трёх давлений

что давление тормозного цилиндра участвует в управлении и в случае утечки воздуха из цилиндра; вторичный орган автоматически приходит в действие, нарушая ранее установившееся равновесие; тормозной цилиндр пополняется воздухом из запасного резервуара, а последний восполняет израсходованный воздух из магистрали. Эти тормоза—с ступенчатым (тяжёлым) отпуском, так как для полного выпуска воздуха из тормозного цилиндра надо поднять давление в магистрали до величины, которая была перед торможением.

Тормоз, который может работать только при одном определённом зарядном давлении

в магистрали (на которое отрегулирована пружина), называется жестким. Тормоза же с камерой постоянного давления и им подобные, имеющие ступенчатый отпуск (как жесткие тормоза), но работающие на любом зарядном давлении (как нежесткие тормоза), называются полужесткими.

Комбинация из двух органов, находящихся под действием двух и трёх давлений, представлена на фиг. 39. По этой схеме



Фиг. 39. Комбинация из органов двух и трёх давлений

утечки из тормозного цилиндра будут компенсироваться из запасного резервуара, который в свою очередь будет питаться из магистрали. Следовательно, тормоз прямодействующий.

По этой схеме тормоз может иметь лёгкий и полужесткий отпуск. Тормоз имеет постоянно процессы торможения и отпуска.

По этой принципиальной схеме, но с приданием поршням вторичного органа непрерывного ряда положений в зависимости от понижения давления в золотниковой камере и от давления в тормозном цилиндре при отсутствии механической связи между поршнями с приданием каждому поршню своего золотника сделан в 1928 г. эксплуатируемый тормоз Матросова.

#### Воздухораспределитель системы Казанцева АП-1

Воздухораспределитель системы Казанцева АП-1 (фиг. 40) является нетиповым, его изготовление прекращено в 1928 г., в эксплуатации имеется в количестве не более 1% от общего количества типовых воздухораспределителей. Он состоит из двух частей: корпусов 1 и 2, внутри которых расположены три резиновые диафрагмы 3, 4 и 5, укрепленные на одном общем стержне 9; клапана 6 с двумя приточными поверхностями; двух пружин 10 и обратных клапанов 7 и 12.

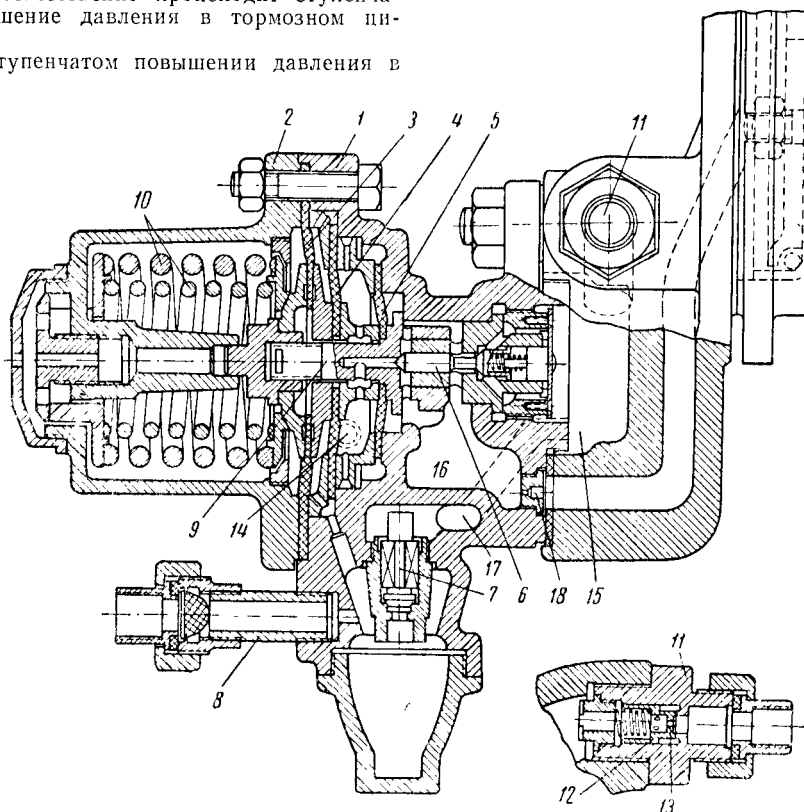
При зарядке тормоза воздух из магистрали через штуцер 8 попадает под клапан 7, поднимает его и через канал 17 заполняет запасный резервуар через дроссельное отверстие 13 в клапане 12, размещённом в штуцере 11; одновременно заполняется пространство между диафрагмами 3 и 4.

При торможении давление в пространстве между диафрагмами 3 и 4 понижается и диафрагмы 3, 4 и 5 силой пружин 10 прогибаются вправо (по чертежу). Клапан 6 открывается и воздух из запасного резервуара, открывая клапан 12, через полости 15 и 16 и канал 18 поступает в тормозной цилиндр. При ступенчатом снижении давления в магистрали соответственно происходит ступенчатое повышение давления в тормозном цилиндре.

При ступенчатом повышении давления в

стии 21, полость 22 и отверстие 23 в клапане 8 воздух заполняет запасный резервуар и полость между диафрагмами 4 и 6.

При торможении давление в полости между диафрагмами 4 и 6 понижается и система диафрагм прогибается вправо (по чертежу). Давление в полости 22 резко понижается, клапан 8 давлением воздуха из запасного



Фиг. 40. Воздухораспределитель системы Казанцева АП-1

магистрали соответственно происходит ступенчатое понижение давления в тормозном цилиндре, из которого воздух уходит в атмосферу через отверстие 14. Из-за наличия предварительно сжатых пружин 10 тормоз АП-1 может работать только при жёстко определённом зарядном давлении в магистрали, поэтому он называется жёстким.

#### Воздухораспределитель системы Казанцева К

Воздухораспределитель К встречается на вагонах чаще, чем АП-1, но он давно уже снят с производства и постепенно заменяется воздухораспределителем Матросова. Он состоит (фиг. 41) из трёх частей: корпусов 1, 2 и 3; трёх резиновых диафрагм 4, 5 и 6; клапанов 7, 8, 9, 11 и 18 и поршней 10 и 19.

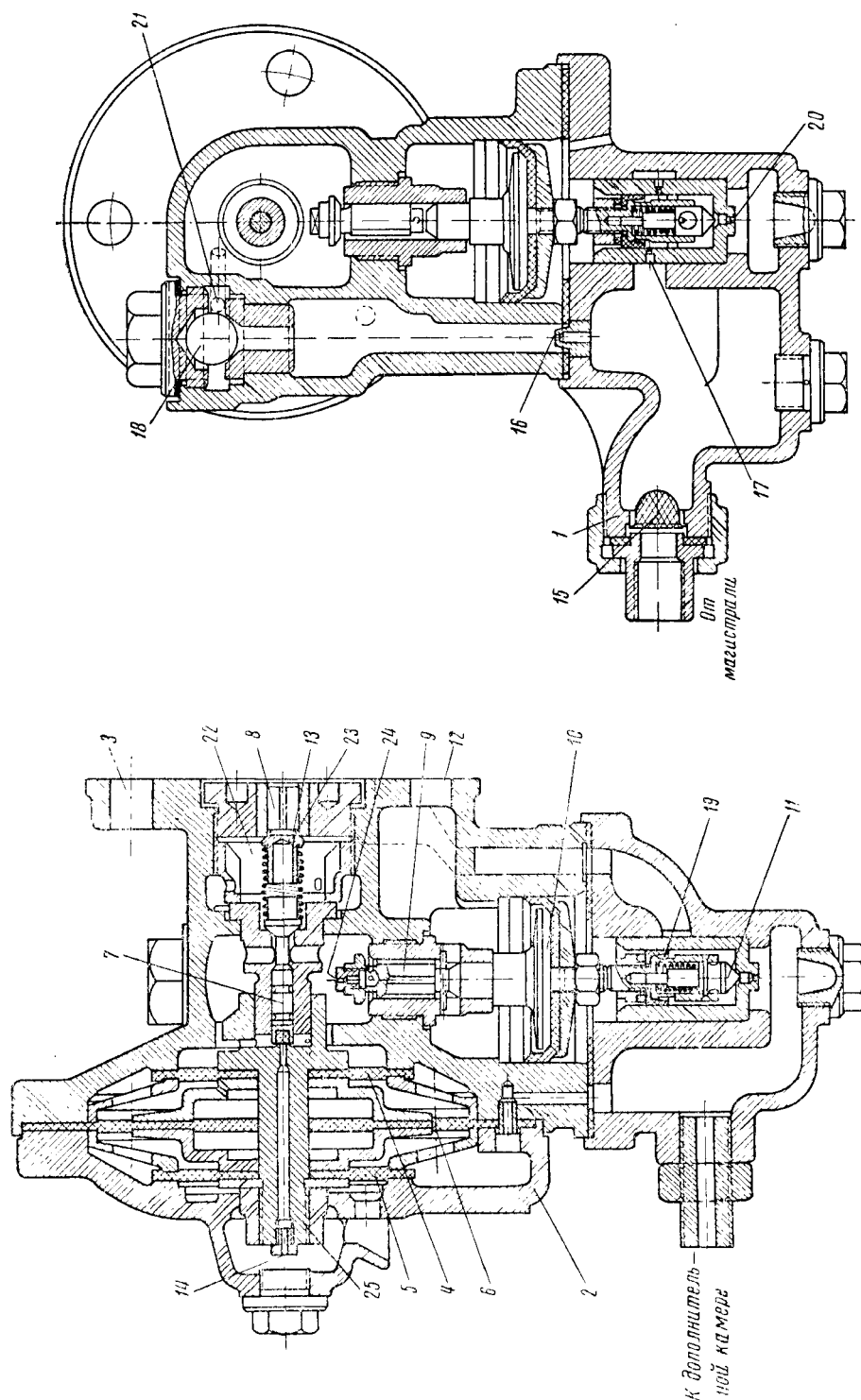
При зарядке воздух из магистрали поступает через отверстия 17 и 20 в дополнительный резервуар (опорную камеру) и в полость между диафрагмами 5 и 6. Одновременно через отверстие 16 (под обратный клапан 18), отвер-

резервуара открывается, сжимая пружину 13, и воздух оттуда идёт в тормозной цилиндр. После того как давление в тормозном цилиндре повысится до 0,6 ат, поршень 10 опустится, клапан 11 разобьёт дополнительный резервуар с магистралью, клапан скачка 9 закроется и дальнейшее поступление воздуха в тормозной цилиндр (медленное) будет происходить через отверстие 24.

Для отпуска тормоза давление в магистрали, а следовательно, и в полости между диафрагмами 4 и 6 повышается. Воздух из тормозного цилиндра уходит в атмосферу через отверстие 14 в стержне 25.

#### Воздухораспределитель системы Матросова

Воздухораспределитель системы Матросова является типовым. Основная масса грузовых тормозных вагонов снабжена этим прибором. Его ставят на новых грузовых вагонах подвижного состава. Он состоит (фиг. 42) из трёх основных частей: корпуса, цилиндра и режимного колпака. В воздухораспределителе тор-



Фиг. 41. Воздухораспределитель системы Казанцева К. Продольный и поперечный разрезы

моза Матросова имеются три рабочих органа, действующих в такой последовательности:

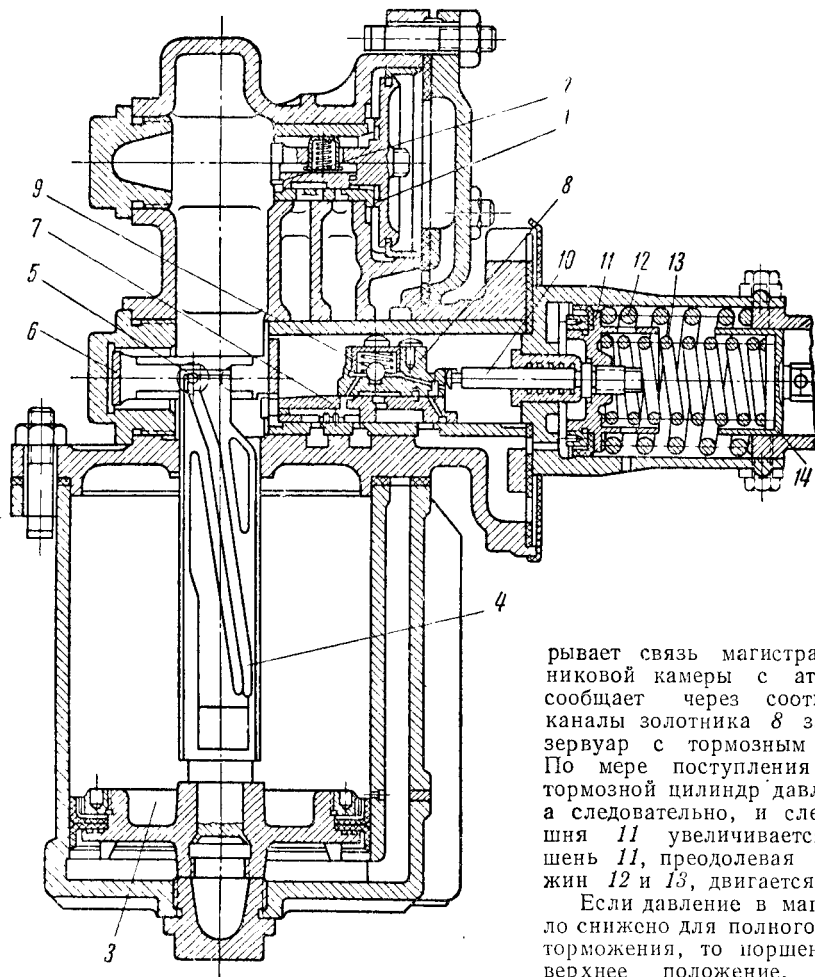
1) магистральный поршень 1 с золотником 2 приводится в действие изменением давления в магистрали;

2) главный поршень 3 перемещается вверх или вниз в зависимости от изменения давления в надпоршневом пространстве, передвигая золотник 7 при помощи кулисы 4, рамки 6 и кулисного камня 5;

3) уравнильный поршень 11 испытывает с одной стороны давление пружин, а с дру-

нинем положением воздух по каналу поступает в рабочий резервуар объёмом 9 л.

При торможении поршень 1 с золотником 2 передвигается вправо, сообщив своими каналами магистраль и золотниковую камеру с атмосферой. Происходит дополнительная (к произведённой краном машиниста) разрядка магистрали в атмосферу, что ускоряет прохождение тормозной волны по поезду. Вследствие снижения давления в золотниковой камере поршень 3 движется вверх, перемещает вправо кулисой 4 золотник 7, который пре-



Фиг. 42. Воздухораспределитель системы Матросова грузового типа

гой—давление воздуха, поступающего в тормозной цилиндр, и, передвигаясь, устанавливает в соответствующее положение уравнильный золотник 8 при помощи лабиринтового штока 10.

Кроме того, в золотнике помещается обратный питательный стальной шаровой клапан 9 (впоследствии заменённый клапаном с мягким седлом).

При зарядке тормоза воздух из магистрали поступает в золотниковую камеру и по каналам в золотниках 7 и 8 заполняет запасный резервуар. При нахождении поршня 3 в

рывает связь магистрали и золотниковой камеры с атмосферой и сообщает через соответствующие каналы золотника 8 запасный резервуар с тормозным цилиндром. По мере поступления воздуха в тормозной цилиндр давление в нём, а следовательно, и слева от поршня 11 увеличивается, и поршень 11, преодолевая силу пружин 12 и 13, движется вправо.

Если давление в магистрали было снижено для полного служебного торможения, то поршень 3 займёт верхнее положение, а поршень 11 — крайнее правое положение. Если же давление в магистрали было снижено до степени торможения, то поршни 3 и 11 займут соответственно промежуточные положения.

Величина конечного давления в тормозном цилиндре определяется силой режимных пружин 12 и 13. При груженом режиме упорка 14 выворачивается внутрь и поршень 11 должен преодолеть силу обеих пружин, равновеликую давлению воздуха в 3,5 ат на площадь поршня 11. При порожнем режиме упорка 14 выворачивается настолько, что пружина 13 выключается и поршень 11 преодолевает силу одной пружины 12, которая сжимается при давлении воздуха 1,8 ат.

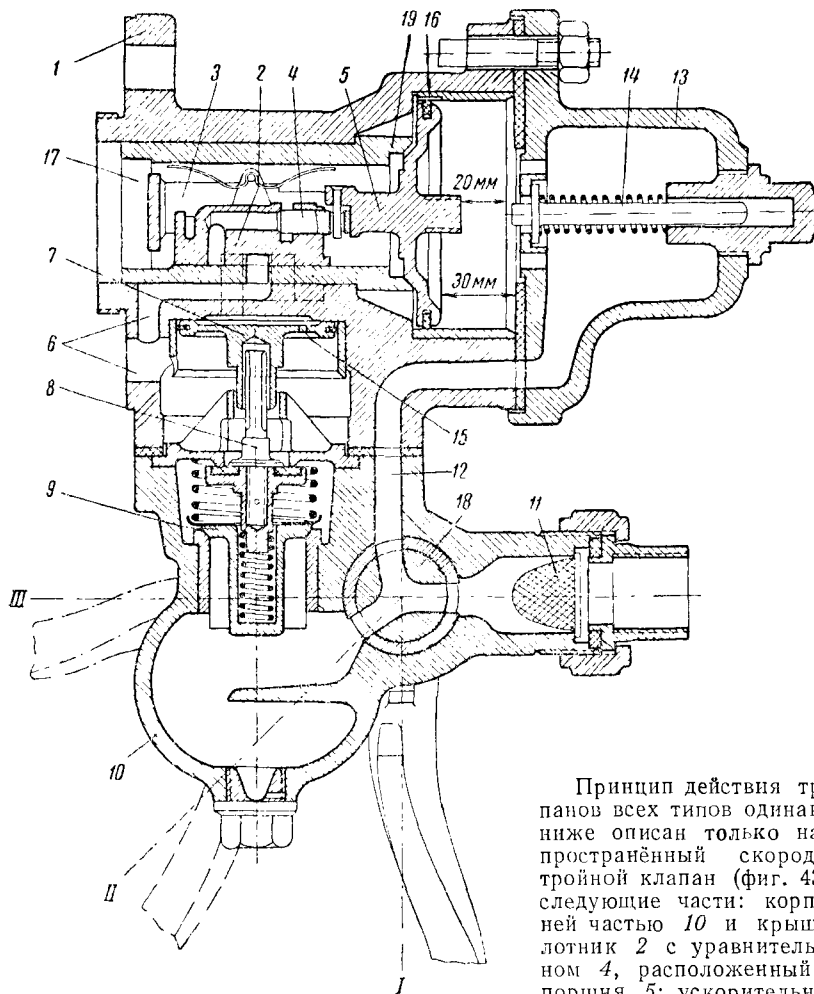


При неплотном тормозном цилиндре утечки воздуха тормозом системы Матросова автоматически пополняются.

В отличие от других тормозов тормоз системы Матросова обеспечивает постоянство времён тормозных и отпускных процессов независимо от размеров тормозных цилиндров, ходов поршней и их плотности.

### Воздухораспределители Вестингауза (тройные клапаны)

В настоящее время эти воздухораспределители применяют в основном двух типов (лишь на пассажирском подвижном составе): паровозные тройные клапаны — экстренного торможения и вагонные — скородействующие тройные клапаны.



Фиг. 43. Скородействующий тройной клапан Вестингауза

Воздухораспределитель Матросова укрепляется на специальной чугунной камере, представляющей рабочий резервуар. К камере подведены трубы от магистрали, запасного резервуара и тормозного цилиндра.

В 1950 г. в широкой эксплуатации испытывался новый тормоз Матросова с грузовым и пассажирским режимами с лёгким отпуском и специальным режимом — горным — с тяжёлым отпуском. Тормоз имеет отдельный ускоритель экстренного торможения. Испытания показали его значительные преимущества перед существующим типовым тормозом, которым оборудован подвижной состав грузового парка.

Принцип действия тройных клапанов всех типов одинаков, поэтому ниже описан только наиболее распространённый скородействующий тройной клапан (фиг. 43). Он имеет следующие части: корпус 1 с нижней частью 10 и крышкой 13; золотник 2 с уравнивающим клапаном 4, расположенный в рамке 3 поршня 5; ускорительный поршень 7 с верхним ускорительным клапаном 8, нижним ускорительным клапаном 9; переключающую пробку 18, втулку 19.

При зарядке тормоза воздух из магистрали через сетку 11, канал 12 и по питательному отверстию 16 поступает в запасный резервуар.

При служебном торможении поршень 5 передвигается до пружинного упора 14, устанавливая золотник 2 в положение, при котором воздух из запасного резервуара через открытое отверстие клапаном 4 по каналу 6 поступает в тормозной цилиндр.

При экстренном торможении (резком падении давления в магистрали) поршень 5 делает полный ход в 30 мм и ставит золотник 2 в такое положение, при котором воздух из запасного резервуара через полость 17

поступает в надпоршневое пространство поршня 7, опускает его, открывая клапан 8, и воздух из магистрали устремляется в тормозной цилиндр. Одновременно воздух из запасного резервуара поступает в тормозной цилиндр через отверстие 15 в поршне 7.

Для отпуска тормозов давление в магистрали повышается, золотник 2 разобщает тормозной цилиндр с запасным резервуаром и сообщает его с атмосферой.

Скоростействующие тройные клапаны имеют невысокую скорость тормозной волны при служебном торможении (около 60 м/сек), в результате этого начало торможения хвостовых вагонов в поезде сильно опаздывает, отчего они набегают на головные, вызывая толчки и отяжки.

В табл. 6 приведены основные данные воздухораспределителей системы Матросова старого и нового типов и Вестингауза.

Таблица 6

Основные характеристики воздухораспределителей системы Матросова существующего типа (М-320), нового (М-135) и Вестингауза

Характеристика	Воздухораспределители		
	Матросова старый	Матросова новый	Вестингауза
Время наполнения тормозного цилиндра от 0 до 3 ат при полном служебном торможении в сек.:			
грузовой режим . . . . .	25	20	—
пассажирский режим . . . . .	—	7—8	7—8
Время наполнения тормозного цилиндра от 0 до 3 ат при экстренном торможении в сек.:			
грузовой режим . . . . .	25	15	—
пассажирский режим . . . . .	—	4—5	4—5
Время отпуска в сек.:			
грузовой равнинный режим . . . . .	—	40	—
грузовой горный режим . . . . .	до 250	60—200	—
пассажирский режим . . . . .	—	8—9	5—7
Давление в тормозном цилиндре при полном служебном торможении в ат:			
порожний режим . . . . .	1,7—2,0	1,6—1,9	—
гружённый режим . . . . .	3,3—3,6	3,5—3,8	3,0—3,8
Давление в тормозном цилиндре при экстренном торможении в ат:			
порожний режим . . . . .	1,7—2,0	1,9—2,1	—
гружённый режим . . . . .	3,5—3,6	4,0—4,2	3,8—4,2
Скорость тормозной волны в м/сек:			
при ступени торможения . . . . .	110—130	140—160	30—50
при полном служебном торможении . . . . .	110—130	150—170	40—60
при экстренном торможении . . . . .	140—160	180—200	150—180
Время зарядки запасного резервуара до 4,6 ат в сек. . . . .	270—300	250—270	70—100
Диаметр поршня в мм:			
магистрального . . . . .	82	82	88,9
главного . . . . .	140	140	—
уравнительного . . . . .	70	66	—
Ход поршня в мм:			
магистрального . . . . .	10,5	14	28,75
главного . . . . .	139	105	—
уравнительного . . . . .	19,5	17	—
Вес воздухораспределителя в кг (без камер и ускорительной части Матросова) . . . . .	32	33	22

## ТОРМОЗ МТЗ-135 СИСТЕМЫ МАТРОСОВА

С 1952 г. начато серийное производство тормоза МТЗ-135, предложенного лауреатом Сталинской премии И. К. Матросовым.

Длительные лабораторные исследования и эксплуатационные испытания нового тормоза дали положительные результаты.

Тормоз системы Матросова является выдающимся достижением советского тормозостроения, утвердившим новый приоритет Советского Союза.

Тормоз МТЗ-135 обладает следующими свойствами: имеет три режима — равнинный с лёгким отпуском, горный с тяжёлым (ступенчатым) отпуском и пассажирский с быстрыми тормозным и отпускным процессами (порожний и гружённый режимы остаются прежними); экстренное торможение при всех режимах; одновременный отпуск тормозов у всех вагонов по поезду; он взаимозаменяем по месту привалки с эксплуатируемым тормозом Матросова (МТЗ-320).

Тормоз МТЗ-135 (фиг. 44) состоит из воздухораспределителя, ускорителя экстренного торможения и камерного кронштейна.

Воздухораспределитель МТЗ-135 (фиг. 44) имеет следующие рабочие детали: магистральный поршень 1 с двумя золотниками 2 и 3; главный поршень 8 с пружиной 9, шайбой 11 и кулисой 10, которая через рамку 7 связана с главным золотником 5; уравнительного поршня 16, связанного лабиринтовым штоком 13 с уравнительным золотником 6 (с обратной стороны уравнительного поршня находятся пружины порожнего и гружённого режимов 14 и 15 с режимной упоркой 17); переключательного крана с пробкой 4; питательного клапана 12 запасного резервуара.

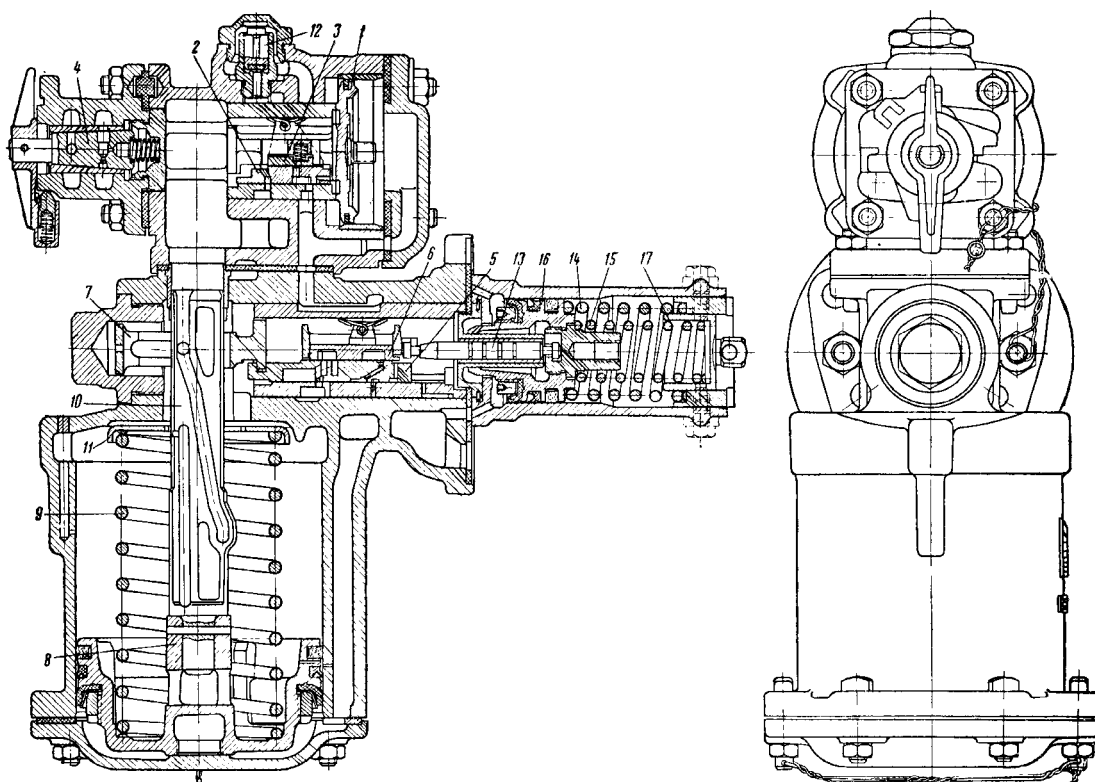
Зарядка тормоза сжатым воздухом и служебное торможение происходят в общем так же, как и в эксплуатируемом тормозе МТЗ-320.

Для ускорения и отпуска в длинносоставных грузовых поездах в тормозе МТЗ-135 при вертикальном положении ручки переключательного крана, т. е. на равнинном режиме, происходит следующее: при повышении давления в магистрали поршень 1 передвинется влево и сообщит через каналы в золотнике 2 верхнее и нижнее пространства поршня 8 между собой; затем поршень под давлением пружины 9 опустится в крайнее нижнее положение, после чего произойдёт полный отпуск тормоза.

Следовательно, если в эксплуатируемом тормозе Матросова для полного отпуска давление в магистрали нужно повысить почти до того же уровня, с которого было произведено торможение (что в хвостовой части длинного поезда происходит очень медленно — несколько минут), то в новом тормозе отпуск происходит легко, как только давление в магистрали повысится на 0,2—0,3 ат против установившегося в ней при торможении.

В современных длинных тяжеловесных поездах лёгкий отпуск тормоза является одним из важнейших требований.

При горизонтальном положении, соответствующем горному режиму, ручки пробки 4 переключательного крана пространства над и под поршнем 8 во время отпуска изолированы



Фиг. 44. Тормоз МТЗ-135 системы Матросова

друг от друга. Поэтому для полного отпуска давление в магистрали должно быть восстановлено до уровня предтормозного, т. е. так же, как и при тормозе МТЗ-320. Естественно, что при горном режиме тормоза, особенно в хвостовой части поезда, отпускают медленно, а за время отпуска запасные резервуары успевают восстановить израсходованный на торможение воздух. Тормоз становится практически неистощимым.

При наклонном положении ручки пробки 4, соответствующем пассажирскому режиму, время торможения и отпуска протекает значительно быстрее, чем при двух других грузовых режимах. Отпуск тормоза при пассажирском режиме происходит так же легко (без ступеней), как и при равнинном грузовом режиме.

Для экстренного торможения давление в магистрали снижается быстрым темпом (не менее  $0,8 \text{ ат/сек}$ ); ускоритель экстренного торможения приходит в действие, а воздухо-распределитель в основном работает так же, как при служебном торможении за исключением того, что время торможения, характер повышения и величина давления в тормозном цилиндре изменяются.

Время экстренного торможения равно 15 сек. (вместо 20 сек. при служебном торможении); характер повышения давления в тормозном цилиндре представляет собой трёхфазную кривую: скачок давления, замедленное повышение давления и снова скачкообразное повышение давления до полного.

Верхний предел давления в тормозном цилиндре выше, чем при служебном торможении, при экстренном торможении поршень 8 с золотником 5 делает больший ход.

В конструкции нового тормоза использованы современные достижения в тормозостроении, что должно обеспечить устойчивую работу этого тормоза в эксплуатации.

### УСКОРИТЕЛЬ ЭКСТРЕННОГО ТОРМОЖЕНИЯ

Ускоритель (фиг. 45) состоит из следующих основных деталей: поршня 20 с двумя золотниками 21 и 22; срывного клапана 18 с ускорительным поршнем 19; выключателя-ускорителя 23.

Действие ускорителя экстренного торможения: во время зарядки тормоза воздухом из магистрали через соответствующие каналы заполняются пространства по обе стороны поршней 19 и 20, причём пространство по левую сторону поршня 20 (золотниковая камера) сообщается с камерой объёмом 4 л, отлитой заодно с рабочей камерой.

При служебном торможении поршень 20 с золотником 21 немного смещается, сообщая через определённое отверстие в золотнике 21 камеру ускорителя с атмосферой. Темп снижения давления по обе стороны поршня 20 устанавливается одинаковый; поршень останавливается в этом положении и срывной клапан 18 в действие не приходит.

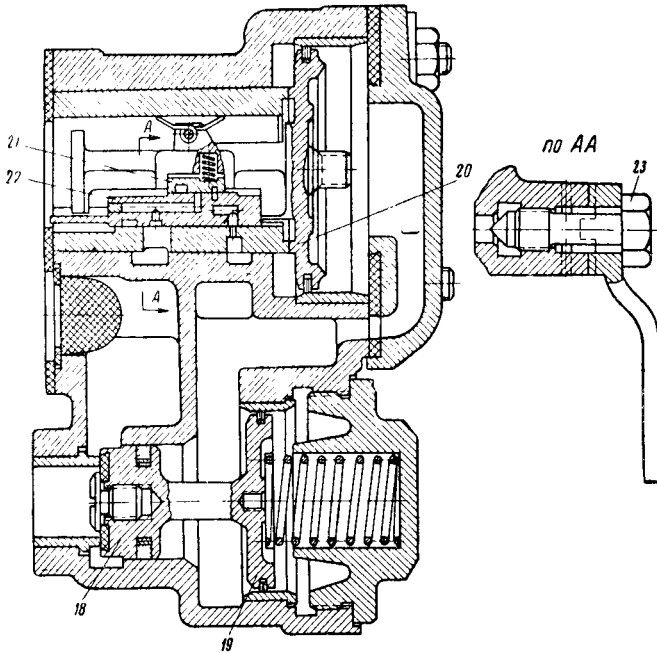
При экстренном торможении краном машиниста, стоп-краном или разрыве поезда давление в магистрали резко снижается, поршень 20 с золотниками 21 и 22 приходит в крайнее правое положение. При таком положении поршня и золотников пространство с правой стороны поршня 19 сообщается с ат-

ставе имеется тормозная магистраль, представляющая трубу с внутренним диаметром 25 мм. Труба заканчивается концевыми кранами, на которые надевают резиновые рукава с наконечниками и соединительными головками.

Магистраль (фиг. 46) имеет отводы к воздухораспределителям и стоп-кранам у всех пассажирских вагонов и у грузовых с тормозными площадками.

Магистральная труба в поезде (при длине  $\frac{1}{2}$  км и больше) с концевыми кранами создаёт большие сопротивления движению сжатого воздуха и приводит к сильному запаздыванию всех тормозных процессов в конце длинного поезда (зарядка, торможение, отпуск). Поэтому намечен (и частично уже проводится в жизнь) переход в ближайшие годы на магистральные трубы внутреннего диаметра 32 мм и концевые краны малого сопротивления того же диаметра, что значительно уменьшит сопротивление магистрали.

Для уменьшения утечек воздуха из магистрали производится переход на стандартное расположение концевого крана справа от сцепки (если смотреть на буферный брус) и на соединительные головки с самоуплотняющимися прокладками резиновыми кольцами.



Фиг. 45. Ускоритель экстренного торможения

мосферой, поршень 19 с клапаном 18 передвигается вправо — происходит экстренная разрядка магистрали в атмосферу.

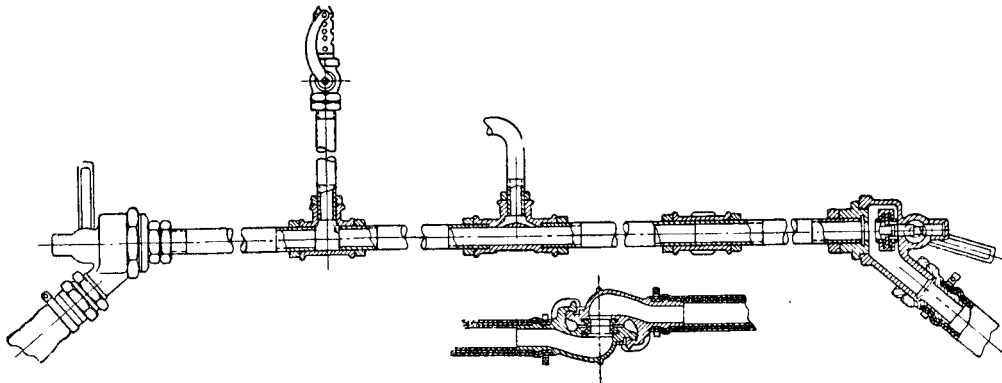
### ВОЗДУХОПРОВОД, ЦИЛИНДРЫ, РЕЗЕРВУАРЫ

#### Магистраль

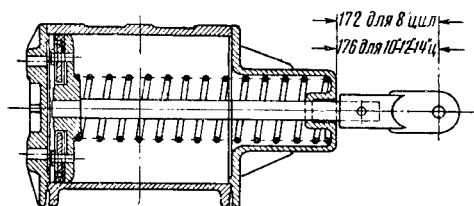
Для питания тормозов сжатым воздухом и управления их работой на подвижном со-

#### Тормозные цилиндры

Цилиндры (фиг. 47) применяют разных размеров и конструкций (горизонтальные — вагонные и вертикальные — паровозные). На пассажирских вагонах тормозные цилиндры имеют заднюю крышку с кронштейном для постановки на нём тройного клапана, на задней же крышке имеется кронштейн мёртвой точки рычажной передачи.



Фиг. 46. Схема воздухопровода вагона



Фиг. 47. Тормозной цилиндр

Основные данные тормозных цилиндров приведены в табл. 7.

Таблица 7

Основные данные тормозных цилиндров

Диаметр тормозного цилиндра		Площадь поршня в см <sup>2</sup>	Сила отпущной пружины в кг			Диаметр пружинных ложек в мм
в дм	в мм		в отпущенном состоянии	при ходе поршня в 150 мм	при ходе поршня в 200 мм	
8	203,2	323	50	81	90	8
10	254,0	506	80	131	150	9
12	304,8	730	100/120	160/194	180/220	9/10
13	330,2	856	45/60	103/140	—	9/10
14	355,6	995	100/120	160/194	180/220	9/10

Поршни цилиндров уплотняются кожаными (прожированными) или резиновыми воротниками.

### Резервуары

Главные и запасные резервуары применяются сварной конструкции, дополнительные резервуары к тормозу системы Матросова—чугунные литые, к тормозу системы Казанцева и крану машиниста Вестингауза—сварные (табл. 8).

Главные резервуары устанавливаются на локомотивах и содержат в себе запас сжатого воздуха для ускорения зарядки и отпуска тормозов.

Запасные резервуары устанавливаются под каждой тормозной единицей подвижного состава и содержат в себе запас воздуха для торможения.

Дополнительные резервуары служат для увеличения объема рабочих камер воздухораспределителей и кранов машиниста.

### РЫЧАЖНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### Назначение и передаточное число

Рычажная передача под тормозной единицей подвижного состава представляет собой систему рычагов и тяг, при помощи которых усилие человека (при ручном тормозе) или давление воздуха на поршень тормозного цилиндра (при работе воздушного тормоза) передается через башмаки на тормозные колодки, прижимая их к колёсам.

Рычажные передачи применяют с односторонним нажатием колодок на колесо, например на грузовом четырёхосном вагоне, двусторонним нажатием на грузовом двухосном и на пассажирском четырёхосном вагонах с ручным приводом и без него (фиг. 45, 46, 47). Рычажные передачи паровозов см. на стр 851.

Передаточным числом рычажной передачи является произведение числа пар колодок на отношение длины плеч рычагов, ведущих к ведомым:

$$n = m \frac{av}{bg},$$

где  $m$  — число пар колодок или количество триангелей;

$a$  и  $v$  — длины ведущих плеч рычагов;  
 $b$  и  $g$  — длины ведомых плеч рычагов.

Таблица 8

Характеристика главных запасных и дополнительных резервуаров

Наименование	Диаметр в мм	Длина в мм	Вес в кг	Объем в л	Для каких тормозных цилиндров в дм	Для каких тормозных приборов
Главный резервуар . . . . .	510	2 310	172×2=344	450×2=900	—	Паровоз серий ИС—ФД
» . . . . .	847	1 935	315	1 000	—	» серии Э
» . . . . .	365	1 310	—	135×6=810	—	Электроваз серии ВЛ
Запасный резервуар . . . . .	250	550	11,0	24	8	Тормоз Вестингауза
» . . . . .	300	590	14,5	24	10 и 13	»
» . . . . .	300	860	21,0	55	12	»
» . . . . .	300	1 210	27,4	78	14	»
» . . . . .	250	450	10,0	20	8	Тормоз Матросова и Казанцева
» . . . . .	300	470	13,6	30	10	То же
» . . . . .	300	700	17,5	44	12	»
» . . . . .	300	860	22,0	55	14	»
Дополнительный резервуар	250	400	9,5	17	—	Тормоз Казанцева
Рабочая камера чугунная литая . . . . .	—	—	27,5	9,5	—	» Матросова
Уравнительный резервуар	—	—	7,0	8—8,2	—	Кран машиниста Вестингауза



Конструкция колодок позволяет производить быструю смену их, особенно при креплении чекой.

Обычная вагонная колодка имеет ширину 80 мм, высоту 430 мм, толщину 60 мм.

Колодки отливают из чугуна по ГОСТ 963-41 твёрдостью около 200 единиц по Бринеллю. Повышение твёрдости, например до 300, значительно уменьшая износ, влечёт уменьшение и коэффициента трения колодки. Проблема состоит в подборе такого материала, который, давая хороший коэффициент трения и малый износ, имел бы хорошую теплопроводность (для уменьшения местных перегревов поверхности катания колёс).

Перечень стандартов на основные материалы и изделия для тормозного оборудования приведён в табл. 3, стр. 6.

### Грузовой авторежим

При увеличении веса вагона его тормозной путь увеличивается примерно в той же пропорции. Чтобы тормозной путь не увеличился, повышают нажатие колодок вагона в несколько большей пропорции, чем увеличивают вес. Особенно резкое изменение веса происходит в грузовых вагонах.

Поэтому в тормозе Матросова при грузённом режиме давление в тормозном цилиндре увеличивается почти вдвое. Переключение режима осуществляется вручную.

На вагонах московского метро при тормозе Матросова (сходном с грузовым тормозом Матросова) установлен авторежим системы Матросова—Клыкова с приводом от рессоры тележки к режимной упорке воздухораспределителя. При прогибе рессоры привод поворачивает режимную упорку, нажимая на режимную пружину, увеличивает соответствующее давление в тормозном цилиндре. В привод включён амортизатор, не передающий на упорку колебания рессор.

### Электропневматические тормоза

Невысокая скорость тормозной волны (150 — 200 м/сек) у пневматических тормозов вынуждает удлинять время наполнения сжатым воздухом и опораживания тормозных цилиндров во избежание сильных ударов хвостовых вагонов в головные ввиду значительной разницы во времени между началом действия тормозов тех и других.

При добавлении к пневматическим тормозам электропневматических вентиля, связанных электрической цепью с краном машиниста и источником электроэнергии, управление тормозами производится при помощи электрического тока. Такие тормоза называются электропневматическими.

При электропневматических тормозах торможение и отпуск во всех вагонах происходят одновременно, что позволяет сократить до минимума время тормозного процесса при хорошей плавности торможения. Длина тормозных путей при этом уменьшается на 20 — 30%.

При частых остановочных пунктах у коротких платформ труд машиниста при электро-

пневматических тормозах значительно облегчается.

В пригородных моторвагонных секциях Московского, Ленинградского и других узлов введён электропневматический тормоз конструкции 1947 г. — ЭТ-47.

В 1948 г. к тормозу ЭТ-47 был добавлен автоматический регулятор, устанавливающий давление в тормозных цилиндрах в зависимости от скорости движения поезда (тормоз ЭТ-48).

На фиг. 51 изображён схематический чертёж тормоза ЭТ-48 на моторвагонной секции: кран машиниста с двумя контактами — тормозным и отпускным, замыкаемым ручкой крана; вентиль перекрыши; электровоздухораспределитель с тормозным и отпускным вентилями; скоростной регулятор, состоящий из реле-регулятора, регулятора и контактов, расположенных на скоростемере; срывной электропневматический вентиль.

Остальные устройства — тормозной переключатель, блок-реле, сигнальные лампы и другие, имеют вспомогательное значение.

Для приведения в действие электропневматического тормоза ручка крана машиниста устанавливается в положение IV, при котором оба контакта на кране замыкаются, а ток от источника питания (напряжением 50 в) поступает по проводам поездного кабеля в тормозные и отпускные вентили воздухораспределителей; вентиль перекрыши при наличии напряжения в его катушке не допускает выпуска воздуха из магистрали через кран машиниста.

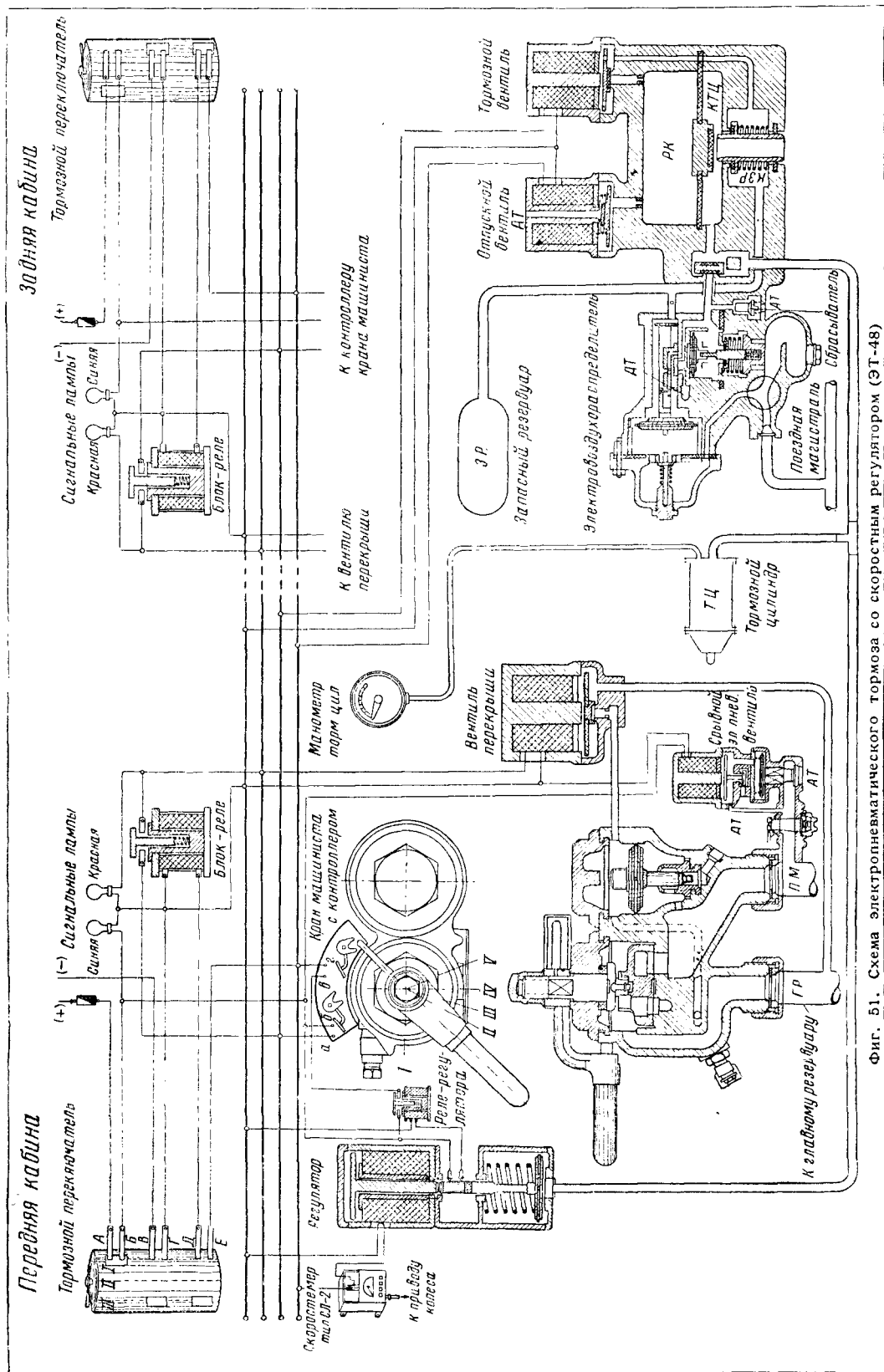
Через открывшийся клапан тормозного вентиля воздух из запасного резервуара поступает в камеру РК. Под давлением воздуха диафрагма прогибается вниз, отжимает выпускной клапан и воздух из запасного резервуара перетекает в тормозной цилиндр.

При перемещении ручки крана в положение III тормозной (левый) контакт размыкается, поступление тока в тормозные вентили прекращается, якорь вентиля садится на клапан, разобщая камеру РК с запасным резервуаром. Давление воздуха над диафрагмой перестаёт повышаться, следовательно, дальнейшее поступление воздуха в тормозной цилиндр также прекращается (ступень торможения).

Для отпуска тормозов ручка крана устанавливается в положение II, при котором отпускной (правый) контакт размыкается, напряжение с отпускного вентиля снимается. При этом происходит выпуск воздуха из камеры РК, диафрагма, прогнувшись вверх, открывает выпускной клапан и воздух из тормозного цилиндра уходит наружу. Если ручка крана была переведена в положение II на короткое время и затем снова возвращена в положение III, то в камере РК давление понизится только частично, соответственно в тормозном цилиндре будет снижено давление на такую же величину (ступень отпуска).

Таким образом, величина ступеней торможения и отпуска зависит от времени нахождения ручки крана машиниста в том или ином положении.

Скоростей действующий тройной клапан никакого участия в описанных тормозных процессах не принимает (через него только проис-



Фиг. 51. Схема электропневматического тормоза со скоростным регулятором (ЭТ-48)



ходит зарядка запасного резервуара) и действует обычным порядком только в случае нарушения электрического управления. В таких случаях вначале автоматически приходит в действие срывной клапан, производя при этом экстренное торможение, а затем тормоз переводится на пневматическое управление с предварительным выключением срывного клапана.

### Скоростные тормоза

В поездах,двигающихся со скоростью выше 120 км/час, применение только электрического управления тормозами недостаточно ввиду недопустимо большой длины тормозных путей. Нужно сильно увеличивать силу нажатия тормозных колодок на колёса. В обычных поездах отношение силы нажатия колодок к весу вагонов не превышает 0,8, в поездах со скоростями 150—200 км/час это отношение может достигать 1,5—2,5. Однако по мере снижения скорости сила нажатия колодок должна уменьшаться специальными регуляторами во избежание заклинивания колёс. Обычно скоростные регуляторы применяют ступенчатого действия, автоматически снижающие давление в тормозных цилиндрах ступенями (от одной до трёх ступеней) по мере понижения скорости поезда. Регуляторы управляют работой тормозов посредством электропневматических устройств, поэтому тормоза скоростных поездов представляют собой электропневматический тормоз с добавлением скоростных регуляторов.

Скоростной регулятор (фиг. 48) действует так. При высокой скорости контакты на

скоростемере замкнуты и катушки электромагнитов регулятора и реле-регулятора находятся под напряжением. В тот момент, когда скорость движения поезда снизится до заданной, контакты на скоростемере разрываются и подача напряжения в катушки прекращается. Это влечёт автоматическое выключение напряжения во всей управляющей сети, а следовательно, и отпуск тормозов. Как только давление в тормозных цилиндрах снизится до определённой величины, пружина регулятора опустит поршень, шток которого снова замкнёт цепь отпускных вентилей, прекратив дальнейший выпуск воздуха из тормозных цилиндров.

Таким образом, при тормозе ЭТ-48 давление в тормозных цилиндрах на больших скоростях устанавливается более высокое, чем у обычных тормозов, а при снижении скорости давление в тормозных цилиндрах автоматически снижается до уровня давления, применяемого в обычных тормозах.

Применяют также и инерционные регуляторы, которые срабатывают и понижают давление в тормозных цилиндрах при повышении замедления поезда до некоторого предела, за которым уже возможен юз колёс.

При высоких скоростях (выше 150 км/час) и высоких нажатиях колодок (свыше 200%), во избежание случайных юзов отдельных колёсных пар при большой скорости, иногда применяются ещё противоюзные приборы, индивидуальные на каждой оси. Эти приборы реагируют на быстрое замедление вращения оси (при начале её юза) и понижают при этом давление в тормозном цилиндре.

## ОБСЛУЖИВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ

### УХОД ЗА ТОРМОЗАМИ

Уход выражается в повседневном наблюдении в эксплуатации за состоянием всех тормозных устройств, содержании в порядке, проверке работы тормозов перед отправлением поездов, наблюдении за сроками планового осмотра и ремонта, смене неисправных приборов.

На локомотивах обслуживание и мелкий текущий ремонт выполняют локомотивные бригады под руководством машинистов.

В составах обслуживание тормозов производят осмотришки-автоматчики и поездные вагонные мастера.

В пунктах формирования, прибытия и отправления поездов, как правило, производятся осмотр и проба тормозов с зарядкой их от стационарной воздушной магистрали. Во время осмотра и проверки работы тормозов все замеченные недостатки устраняются, регулируются рычажные передачи, чтобы хода поршней тормозных цилиндров у грузовых вагонов были в пределах 75—120 мм, а у пассажирских 130—160 мм. Проверяется плотность тормозной сети поезда, которую можно считать допустимой, если после отъединения от источника питания она будет терять давление не быстрее 0,2 ат/мин.

Перед отправлением поезда, после сцепки локомотива к составу, производится

проба тормозов, и осмотришки вручают машинисту справку о состоянии и количестве действующих тормозов в поезде.

Перед затяжными и крутыми спусками производится специальная проба тормозов с 10-минутной выдержкой их в заторможенном состоянии. Проверяется также надёжность действия ручных тормозов; давление в магистрали в грузовых поездах с тормозами Матросова повышается до 6—6,5 ат.

### РЕВИЗИЯ И ПЕРИОДИЧЕСКИЕ ОСМОТРЫ

Ревизию тормозов (предупредительная проверка) без разборки производят на паровозах при промывке, на грузовых вагонах — через 6 месяцев; на пассажирских вагонах — через 3 месяца.

Периодический осмотр-ремонт с разборкой и заменой неисправных частей производится на паровозах — при подъёмном, среднем и капитальном ремонте, на грузовых вагонах — через 12 месяцев, на пассажирских вагонах — через 6 месяцев и приурочивается к очередному годовому, среднему или капитальному ремонту вагона.

При ревизии тормозов производится внешний осмотр и очистка тормозного оборудования, устранение мелких неисправностей, проверка и регулировка рычажных передач,



хвостовых вагонов), во-вторых, потому, что ступенчатый отпуск очень медленный.

На затяжных спусках следует возможно реже отпускать тормоза, потому что при отпуске уходит в атмосферу сжатый воздух, который трудно пополнить по магистрали с локомотива. Чтобы соблюсти это требование, надо

по возможности не давать полных торможений и отпускать только при малой скорости.

В табл. 12 и 13 представлены тормозные пути пассажирского и грузового поездов на разных спусках при разных скоростях и нажатиях. Следует брать, нажатия на ось, указанные на стр. 836.

Таблица 13

Тормозной путь грузового поезда в м

Нажатие (расчётное) в т (на 100 т)	Спуск в ‰	Скорость в км/час						
		20	30	40	50	60	70	80
		20	30	40	50	60	70	80
16	0	110	210	350	540	780	1 080	—
	—5	130	250	420	660	970	1 380	—
	—10	150	300	530	860	1 300	—	—
	—15	170	370	680	1 160	—	—	—
	—20	210	470	960	—	—	—	—
17	0	110	200	340	520	750	1 030	1 370
	—5	125	240	400	630	930	1 300	—
	—10	145	290	500	800	1 200	—	—
	—15	170	340	630	1 060	—	—	—
	—20	190	430	840	—	—	—	—
18	0	105	200	330	500	720	990	1 320
	—5	120	230	390	600	880	1 230	—
	—10	140	270	430	750	1 140	—	—
	—15	160	330	590	970	—	—	—
	—20	180	390	760	1 380	—	—	—
19	0	100	190	320	485	700	960	1 270
	—5	120	225	375	530	850	1 180	—
	—10	135	260	450	720	1 070	—	—
	—15	160	310	550	900	1 400	—	—
	—20	180	370	700	1 230	—	—	—
20	0	100	190	310	470	670	930	1 230
	—5	115	220	360	560	810	1 130	—
	—10	130	250	430	680	1 010	—	—
	—15	150	290	520	840	1 300	—	—
	—20	170	350	640	1 100	—	—	—
22	0	100	180	295	445	635	870	1 150
	—5	110	210	340	520	750	1 040	1 400
	—10	120	240	400	620	920	1 300	—
	—15	140	270	470	750	1 140	—	—
	—20	150	310	560	940	—	—	—
24	0	95	175	280	420	600	820	1 080
	—5	110	200	320	490	700	970	1 290
	—10	120	220	370	530	850	1 190	—
	—15	130	250	430	680	1 020	—	—
	—20	150	290	500	830	1 300	—	—

Нажатие (расчётное) в т (на 100 т)	Спуск в ‰	Скорость в км/час						
		20	30	40	50	60	70	80
		20	30	40	50	60	70	80
26	0	95	170	270	405	570	730	1 030
	—5	105	190	305	460	660	900	1 200
	—10	110	210	350	540	780	1 100	—
	—15	130	240	400	630	930	1 340	—
	—20	140	270	460	740	1 140	—	—
28	0	90	165	260	390	550	740	990
	—5	100	185	290	440	620	850	1 130
	—10	110	200	330	500	730	1 020	1 380
	—15	120	230	380	580	860	1 220	—
	—20	130	250	430	680	1 030	—	—
30	0	90	160	250	375	525	710	940
	—5	100	180	290	420	590	810	1 030
	—10	110	190	320	480	690	960	1 290
	—15	120	220	360	550	800	1 130	1 225
	—20	130	240	400	630	940	1 360	—
32	0	90	160	250	360	510	680	900
	—5	100	175	270	400	570	770	1 030
	—10	110	190	300	470	650	900	1 210
	—15	110	210	340	520	750	1 050	—
	—20	120	230	380	590	870	1 240	—
35	0	90	150	240	350	480	650	850
	—5	95	170	260	380	530	730	960
	—10	100	180	290	430	610	840	1 020
	—15	115	190	305	445	615	825	1 060
	—20	120	220	350	540	780	1 110	—
40	0	85	145	225	325	450	600	780
	—5	90	160	240	350	490	660	860
	—10	100	170	270	390	550	750	1 000
	—15	100	180	290	430	610	840	1 130
	—20	110	200	320	480	690	960	1 300

## ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Агафонов М. И. и др. Тормозной справочник. Трансжелдориздат, М., 1948.
2. Агафонов М. И. и Перов А. Н. Устройство и ремонт автотормозов, изд 2-е. Трансжелдориздат, М., 1950.
3. Завьялов Г. Н. Организация автотормозного хозяйства и ремонт тормозов в паровозных депо. Трансжелдориздат, М., 1948.
4. Карвацкий Б. Л. Автоматические тормоза. Трансжелдориздат, М., 1951.
5. Карвацкий Б. Л. Общая теория автотормозов, изд. 2-е. Трансжелдориздат, М., 1947.

# ТЯГОВЫЕ РАСЧЁТЫ



## ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

Тяговые расчёты являются областью прикладной механики и преследуют практические цели решения задач, связанных с движением поезда, на основе: а) общих законов теоретической механики; б) специально поставленных тяговых испытаний локомотивов и в) эксплуатационного опыта и опыта передовиков-новаторов в области вождения поездов.

Тяговые расчёты включают: а) определение сил, действующих на поезд (силы тяги локомотива, сил сопротивления движению поезда, тормозных сил); б) составление и решение уравнения движения поезда под действием приложенных к нему сил. Как следствие решения уравнения движения поезда—расчёты весов составов поездов, определение времени хода поездов по перегонам, решение различного рода тормозных задач; в) определение механической работы локомотива; г) определение расхода воды, топлива и энергии; д) разрешение всех других вопросов, связанных с перечисленными.

Тяговые расчёты на железнодорожном транспорте регламентируются особыми «Правилами производства тяговых расчётов», утвержденными Министерством путей сообщения.

Точность арифметических действий в 1% при тяговых расчётах следует считать вполне достаточной во всех случаях, а пользование логарифмической линейкой длиной 25 см вполне допустимо.

При тяговых расчётах исчисляют: силы тяги, сопротивлений и тормозные с округлением до 50 кг; удельные силы — в килограммах на тонну с одним знаком после запятой; силу тока—с округлением до 5 а; скорости —

в целых километрах в час с одним знаком после запятой; расстояния—в целых метрах для элементов профиля и в километрах с двумя знаками после запятой (в десятках метров)—для перегонов; уклоны (подъёмы и спуски) — в тысячных с одним знаком после запятой; веса составов (за исключением пригородных)—с округлением до 50 т, а пригородных — до 10 т; расход воды—с округлением до 50 кг; расход топлива — с округлением до 10 кг; расход электроэнергии — с округлением до 10 кВт-ч; перегонное время — в минутах, а для поездов с частыми остановками—с округлением до полминуты и моторвагонных пригородных электропоездов до  $\frac{1}{4}$  мин.; температуру нагревания — до 1° С.

При графическом изображении зависимости одной переменной величины от другой как исходных данных, так и результатов тяговых расчётов следует: а) положительные величины откладывать направо или вверх, отрицательные—налево или вниз; б) на любом графике обязательно иметь нулевую абсциссу, нулевую ординату и полную сетку; в) масштабы выбирать так, чтобы определение значений переменных с помощью миллиметровой линейки (между линиями сеток) не встречало затруднений; г) оси координат вычерчивать толще других линий сетки; д) на осях координат проставлять буквенные обозначения переменных.

Для избежания ошибок и облегчения чтения и проверки встречающихся при тяговых расчётах величин и единиц измерения следует руководствоваться табл. 1 сокращённых обозначений величин и единиц измерения.

## СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ПОЕЗД

### СИЛА ТЯГИ

Силой тяги называется активная сила, создаваемая двигателем локомотива при помощи рельсов, приложенная к центру колеса и вращающая колесо вокруг точки касания его с рельсом. Иногда силой тяги условно называют вызываемую двигателем локомотива внешнюю силу (горизонтальную реакцию рельса), приложенную от рельсов к движущим колёсам локомотива в направлении его движения.

### Точка приложения силы тяги

В любом локомотиве можно всегда найти внутренние пары сил (вращающие моменты) обязательно двух родов и взаимноуравновешивающиеся: а) пары сил, стремящиеся вращать движущие колёса относительно рамы, и б) пары сил, стремящиеся вращать раму относительно колёс.

Эти пары сил появляются вследствие механической работы, создаваемой двигателем локомотива.

Т а б л и ц а 1

Условные обозначения и сокращения, принятые в тяговых расчётах

Обозначение	Размерность	Значение
$A$	кг	Расход воды из тендера за поездку
$A$	квт·ч	Общий расход энергии на пантографе электровозов
$a$	втч/10 <sup>3</sup> ткм	Удельный (на тысячу тонно-километров брутто) расход энергии на пантографе электровозов
$A_ч$	км/час·час	Ускорение в километрах в час за час
$A_м$	км/час·мин	Ускорение в километрах в час за минуту
$A_с$	км/час·сек	Ускорение в километрах в час за секунду $A_ч = 60 A_м = 3 600 A_с$
$A_т$	м <sup>3</sup>	Ёмкость водяного бака тендера
$\Sigma a$	кг	Расход воды из тендера на потери при закачке инжекторами, на поливку угля, заливку зольника и дымовой коробки
$B_м$	кг	Расход пара влажного или перегретого на машину паровоза
$B_к$	кг	Расход пара котлом паровоза
$B_{кн}$	кг	Расход нормального пара котлом паровоза, т. е. расход котлом влажного или перегретого пара, приведённого к теплосодержанию 640 ккал/кг
$\Sigma b$	кг	Расход влажного или перегретого пара на служебные нужды
$B_т$	кг	Тормозная сила поезда от действия тормозных колодок
$B_{кп}$	кг	Тормозная сила поезда от действия контрпара
$B_{тэ}$	кг	Тормозная сила при электрическом торможении
$b_т$	кг/т	Удельная тормозная сила от действия тормозных колодок $b_т = \frac{B_т}{P + Q}$
$C$	кг/час	Часовой расход рабочего топлива паровозом
$C_д$	кг/час	Часовой расход топлива основными двигателями тепловоза
$C$	—	Серийное (последовательное) включение тяговых двигателей
$CП$	—	Серийно-параллельное (последовательно-параллельное) включение тяговых двигателей
$c$	м/сек	Средняя скорость поршня
$D$	мм, см	Диаметр движущих колёс локомотива по кругу качания
$D_к$	кг/час	Часовая паропроизводительность паровозного котла
$d$	мм, см	Диаметр цилиндра машины однократного расширения или цилиндра двигателя внутреннего сгорания
$d_в$	мм, см	Диаметр цилиндра высокого давления
$d_н$	мм, см	Диаметр цилиндра низкого давления
$d_ш$	мм	Диаметр штока
$d_{кш}$	мм	Диаметр контрштока
$E$	кг	Общий расход натурального топлива
$E_x$	кг	Общий расход натурального топлива в ходу

Продолжение табл. 1

Обозначение	Размерность	Значение
$E_{ст}$	кг	Общий расход натурального топлива на стоянках
$E_y$	кг	Общий расход условного топлива
$e$	кг/10 <sup>4</sup> ткм	Расход натурального топлива на измеритель 10 <sup>4</sup> ткм брутто
$e_y$	кг/10 <sup>4</sup> ткм	Расход условного топлива на измеритель 10 <sup>4</sup> ткм брутто
$e$	—	Основание натуральных логарифмов
$F$	кг	Сила тяги
$F'$	кг	Мгновенное значение силы тяги
$F_i$	кг	Индикаторная (фиктивная) сила тяги, отнесённая к ободу движущих колёс локомотива
$F_к$	кг	Касательная сила тяги или сила тяги на ободе движущих колёс локомотива
$F_{кд}$	кг	Сила тяги на ободе (касательная), развиваемая одним двигателем
$F_д$	кг	Динамометрическая сила тяги, т. е. сила тяги, измеряемая динамометром
$F_n$	кг	Сила тяги на сцепке локомотива при равномерном движении поезда
$f_к$	кг/т	Удельная касательная сила тяги (на 1 т веса поезда)
$G_д$	кг/мин	Расход топлива двигателем тепловоза в минуту
$H$	м <sup>2</sup>	Испаряющая поверхность нагрева котла (водяная)
$H_n$	м <sup>2</sup>	Поверхность нагрева пароперегревателя (газовая)
$I_2$	а	Ток генератора
$I_a$	а	Ток возбуждения тягового двигателя
$I_д$	а	Ток тягового двигателя
$I_{ср}$	а	Ток средний за некоторый промежуток времени
$I_э$	а	Полный ток, потребляемый двигателем электровоза
$I_я$	а	Ток якоря
$i$	‰	Величина уклона (подъёма или спуска) в тысячных; знак «+», обозначающий подъём, ставится при цифре подъёма, знак «-», обозначающий спуск, ставится при цифре спуска
$i_к$	‰	Величина приведённого уклона (подъёма или спуска), т. е. с учётом влияния кривой $i_к = i + w_f$
$i_p$	‰	Величина расчётного подъёма, т. е. подъёма, который поезд проходит с постоянной расчётной скоростью и по которому рассчитывается вес состава
$i'_c$	‰	Величина уклона (подъёма или спуска) спрямлённого в продольном профиле участка
$i''_c$	‰	Величина подъёма, которым заменяются кривые на спрямляемом участке
$i_c$	‰	Величина уклона спрямлённого участка с учётом подъёма, заменившего кривые, $i_c = i'_c + i''_c$
$\Delta i$	‰	Абсолютная разность между уклоном спрямлённого участка и уклоном данного элемента

Продолжение табл. 1

Обозначение	Размерность	Значение
$K$	$t$	Сила нажатия на одну тормозную колодку
$K_p$	$t$	Расчётная сила нажатия на одну тормозную колодку
$L$	$m, km$	Длина участка
$l$	$mm, cm$	Длина хода поршня
$l_n$	$m$	Длина поезда
$M$	$kg$	Модуль силы тяги паровоза по машине
$M$	$kgm$	Момент на роторе
$N_i$	$л. с.$	Мощность локомотива индикаторная, на ободу (касательная) и на сцепке
$N_k$		
$N_n$		
$N_e$	$л. с.$	Мощность на валу двигателя тепловоза
$N_2$	$л. с.$	Мощность генератора на его клеммах
$n$	—	Число цилиндров у паровоза с машиной однократного расширения или у двигателя внутреннего сгорания
$n_2$	—	Число цилиндров высокого давления у паровоза с машиной многократного расширения
$n_0$	$об/мин.$	Число оборотов двигателя тепловоза в минуту
ОП-1	—	Первая ступень ослабления поля возбуждения тягового двигателя
ОП-2	—	Вторая ступень ослабления поля возбуждения тягового двигателя
$P$	$t$	Расчётный вес локомотива с тендером, т. е. вес локомотива с тендером и $\frac{1}{2}$ запасов воды и топлива
$P_k$	$t$	Сцепной вес локомотива, т. е. вес, приходящийся на движущие оси
$P_k$	$kg/cm^2$	Рабочее давление пара в котле манометрическое
$P_i$	$kg/cm^2$	Среднее индикаторное давление в цилиндрах паровой машины или двигателя внутреннего сгорания
$\Pi$	$t$	Статическая нагрузка, передаваемая колесом на рельс
$\Pi$	—	Параллельное включение тяговых двигателей
$\Pi\Pi$	—	Полное поле возбуждения тягового двигателя
$Q$	$t$	Вес состава (вагонов)
$Q$	$m^3/мин$	Количество воздуха, охлаждающего тяговый двигатель
$q$	$t$	Вес вагона брутто
$q_0$	$t$	Нагрузка на ось вагона
$R$	$m^2$	Площадь колосниковой решётки
$R$	$m$	Радиус кривой
$R$	$mm, cm$	Радиус движущего колеса
$r$	$mm, cm$	Радиус кривошипа
$r_1$	$mm$	Радиус зубчатки на валу тягового двигателя
$r_2$	$mm$	Радиус зубчатки на движущей оси
$S$	$km, m$	Длина пути
$S_m$	$m$	Полный (расчётный) тормозной путь
$S_0$	$m$	Действительный тормозной путь, равный полному пути за вычетом пути, пройденного во время подготовки тормозов к действию
$S_{nd}$	$m$	Путь, во время прохождения которого тормоза готовятся к действию

Продолжение табл. 1

Обозначение	Размерность	Значение
$S_{кр}$	$m$	Длина кривого участка пути
$S_c$	$m$	Длина спрямлённого участка профиля
$T$	$мин.$	Постоянная времени (коэффициент в формуле перегрева)
$t$	$час., мин., сек.$	Время
$t_p$	$час., мин.$	Время хода паровоза с открытым регулятором
$t_{p.з}$	$час., мин.$	Время хода паровоза с закрытым регулятором
$t_x$	$час., мин.$	Время хода поезда по участку
$t_{ст}$	$час., мин.$	Время стоянок
$t_0$	$сек.$	Время подготовки тормозов к действию
$t_{нв}$	$^{\circ}C$	Температура наружного воздуха
$\Delta t$	$мин.$	Интервал времени
$U$	$kg/час$	Часовой расход пара машины паровоза
$U$	$v$	Напряжение тока
$U/N_k$	$kg/л. с.-час$	Расход пара на одну касательную лошадиную силу в час
$U_0$	$v$	Напряжение тока на коллекторе тягового двигателя
$U_2$	$v$	Напряжение тока на пантографе электровагона
$u$	$kg$	Расход пара на один (одиночный) ход поршня цилиндра, работающего свежим паром
$u_k$	$kg/kg$	Испарительность 1 кг топлива в видимом паре
$u_n$	$kg/kg$	Испарительность 1 кг условного топлива в нормальном паре, равная 10,93 кг/кг
$V$	$km/час$	Скорость
$V_n$	$km/час$	Скорость в начале тормозного пути
$V_k$	$km/час$	Скорость конечная
$W_n$	$kg$	Полное сопротивление состава (вагонов)
$W_k$	$kg$	Полное сопротивление поезда как ряда сцепленных повозок
$w_0$	$kg/t$	Удельное сопротивление от двигателя и передачи при движении без тока
$w_2$	$kg/t$	Удельное (на 1 т веса паровоза с тендером) сопротивление машины паровоза при езде с закрытым регулятором
$w_0'$	$kg/t$	Удельное (на 1 т веса локомотива, если паровоза, то с тендером) основное сопротивление локомотива как повозки
$w_0''$	$kg/t$	Удельное (на 1 т веса вагонов) основное сопротивление вагонов
$w_k$	$kg/t$	Общее удельное (на 1 т веса поезда) сопротивление поезда как ряда сцепленных повозок
$w_r$	$kg/t$	Удельное дополнительное сопротивление поезда от кривой
$w_m$	$kg/t$	Удельное дополнительное сопротивление поезда при трогании с места
$w_m$	$kg/t$	Удельное сопротивление машины локомотива, приведённое к ободу движущих колёс

Продолжение табл. 1

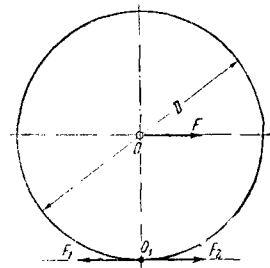
Обозначение	Размерность	Значение
$y$	$кг/м^2 \text{ час}$	Интенсивность горения топлива, т. е. количество топлива, сгоревшего в час на одном квадратном метре колосниковой решетки
$y_x$	$кг/м^2 \text{ час}$	Интенсивность горения топлива в ходу
$y_0$	$кг/м^2 \text{ час}$	Интенсивность горения топлива на стоянке
$z_m$	$кг/м^2 \text{ час}$	Форсировка испаряющей поверхности нагрева котла по машине, т. е. часовой расход пара на машину паровоза, отнесенный к $1 м^2$ испаряющей поверхности нагрева
$z_k$	$кг/м^2 \text{ час}$	Форсировка котла, т. е. число килограммов пара, снимаемое с $1 м^2$ испаряющей поверхности нагрева котла в час
$z_{kn}$	$кг/м^2 \text{ час}$	То же, но в нормальном паре
$z_0$	$кг/м^2 \text{ час}$	Форсировка испаряющей поверхности нагрева котла, соответствующая служебным расходам пара на стоянках и при движении с закрытым регулятором
$Э$	—	Технический эквивалент топлива, т. е. количество килограммов условного топлива, заменяющего $1 кг$ натурального топлива
$\alpha$	—	Коэффициент, учитывающий превышение расхода пара котлом над расходом пара машиной во время работы паровоза при открытом регуляторе
$\alpha$	градусы	Центральный угол кривой в градусах
$\beta$	—	Коэффициент, учитывающий влияние перегрева на паропроизводительность котла
$\beta$	—	Коэффициент, учитывающий расход воды на потерю при закачках инжекторов и на поливку угля, заливку зольника и дымовой коробки
$\gamma$	—	Коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс при движении поезда
$\gamma$	—	Коэффициент, учитывающий возврат сконденсировавшегося пара в котёл при инжекторе мягкого пара, водоподогревателе смешения и тендер-конденсаторе
$\delta$	—	Коэффициент нажатия, т. е. отношение силы нажатия на колодку к статической нагрузке от колеса на рельс
$\epsilon$	—	Степень наполнения (отсечка) в цилиндрах машины однократного расширения
$\zeta$	$км/час^2$	Ускорение поезда в километрах в час за час ( $A_\zeta$ ) при действии на поезд равнодействующей силы в $1 кг/т$ . Величина $\zeta$ может быть принята во всех случаях равной $120 км/час^2$ , возможная ошибка при разгоне компенсируется обратной ошибкой при замедлении

Продолжение табл. 1

Обозначение	Размерность	Значение
$\eta_d$	—	Коэффициент полезного действия тягового двигателя (на его валу)
$\eta_2$	—	Коэффициент полезного действия основного генератора электрического тока
$\eta_3$	—	Коэффициент полезного действия зубчатой передачи
$\eta_n$	—	Коэффициент полезного действия всей передачи от вала основного двигателя к движущим осям
$\eta_k$	—	Коэффициент полезного действия котла
$\eta_m$	—	Механический коэффициент полезного действия машины или двигателя
$\eta_{\Sigma}$	—	Коэффициент полезного действия электровоза на обод движущих колёс
$\theta$	$^{\circ}C$	Расчётная температура обмотки тягового двигателя
$\theta$	—	Тормозной коэффициент поезда, равный отношению суммы сил нажатия всех колодок на колёса к весу поезда
$\lambda$	$ккал/кг$	Теплосодержание нормального пара, равное $640 ккал/кг$
$\mu$	—	Передаточное число зубчатой передачи на движущую ось
$\epsilon$	—	Коэффициент индикаторного давления, равный отношению $P_i/P_k$
$\rho$	—	Степень открытия регулятора в долях от полного
$\sigma$	$^{\circ}$	Подача топлива в двигатель тепловоза в граммах на одну вспышку
$\tau$	$^{\circ}C$	Перегрев обмотки тягового двигателя, т. е. превышение её температуры над температурой наружного воздуха
$\tau_{\infty}$	$^{\circ}C$	Перегрев обмотки тягового двигателя при стационарном длительном режиме
$\tau_0$	$^{\circ}C$	Перегрев обмотки тягового двигателя в начале расчётного промежутка времени
$\tau_0$	$^{\circ}C$	Температура воды в тендере
$\tau_{пит}$	$^{\circ}C$	Температура воды, подаваемой в котёл водоподогревателем или инжектором мягкого пара
$\tau_0$	—	Коэффициент трения между колесом и рельсом во время качения
$\tau_k$	—	Коэффициент трения тормозной колодки о бандаж колеса
$\tau_{кр}$	—	Расчётный коэффициент трения тормозной колодки, равный коэффициенту трения при расчётном нажатии $K_p = 1,75 т$ на колодку
$\psi$	—	Физический коэффициент сцепления катящегося колеса с рельсом
$\psi_k$	—	Расчётный коэффициент сцепления движущих колёс с рельсом

В результате преобразования вращающих моментов во всех случаях приходят к схеме, изображённой на фиг. 1.

При закреплении (или уравнивании) момента на раму и одной из сил момента на колесо, т. е. силы



Фиг. 1. Схема получения силы тяги

на его ободе, с оставлением силы на оси колеса (а к этой паре сил приводится момент на колёса в любом локомотиве) получается перемещение колеса.

В точке касания колеса с рельсом (фиг. 1) горизонтальная сила  $O_1 F_1$ , приложенная от колеса к рельсу, вызывает по закону действия и противодействия горизонтальную реакцию  $O_1 F_2$  от рельса к колесу и равную силе  $O_1 F_1$ . Эти две силы сцепляют колесо с рельсом, отнимая колесо от системы локомотива и переводя колесо в систему пути. Тогда сила  $OF$ , приложенная к оси колеса, оказывается внешней силой по отношению к локомотиву. Она вызывает вращательное движение колеса вокруг точки  $O_1$ , как мгновенного центра, и тем самым — поступательное движение локомотива; поэтому сила  $OF$  является движущей силой локомотива.

Однако часто силой тяги на ободе называют не силу  $OF$ , а горизонтальную реакцию  $O_1 F_2$ , приложенную от рельсов к колёсам. Хотя она и не тянет локомотива вперёд, но является явно внешней по отношению ко всему локомотиву первопричиной возникновения движущей силы  $OF$ .

Сила тяги на ободе  $O_1 F_2 = O_1 F_1 = OF$ ; в то же время она равна:

$$O_1 F_2 = F'_k = p \frac{r}{R} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta},$$

от одного цилиндра паровоза, где  $\beta$  — угол, составленный шатуном с осью, проходящей через цилиндр и центр ведущего колеса, и

$\alpha$  — угол, составленный радиусом кривошипа с этой же осью.

$$O_1 F_2 = F'_k = M \frac{r_2}{R r_1};$$

при трамвайной подвеске тяговых двигателей в электровазе и тепловозе с электрической передачей;

$$O_1 F_2 = F'_k = \frac{M}{R}$$

при расположении тягового двигателя на движущей оси электроваза или тепловоза с электрической передачей.

Приведённые значения силы  $O_1 F_2 = F'_k$  есть мгновенные значения силы тяги, непрерывно меняющиеся с поворотом колеса (особенно у паровозов), так как при этом меняется вращающий момент. Для удобства производства всех расчётов, а также вследствие наличия большой массы локомотива, поглощающей изменение силы тяги малым изменением

скорости, введено понятие о средней силе тяги (по работе за один оборот колеса), которая и называется силой тяги локомотива  $F_k$ .

#### Различные понятия о силе тяги

В локомотиве различают три основные последовательные стадии передачи механической работы: а) в цилиндрах паровоза, или в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания, или на валах моторов электроваза; б) через передаточный механизм на рельсы и в) на сцепку. В соответствии с этим и различают три понятия о силе тяги:

а) индикаторная (цилиндровая) сила тяги, или сила тяги на валу мотора, —  $F_i$ ;

б) касательная сила тяги, или сила тяги на ободе движущих колёс, —  $F_k$ ;

в) сила тяги на сцепке локомотива (полезная сила тяги) —  $F_n$ .

Индикаторная сила тяги  $F_i$  — фактивная сила тяги, определяемая из условия, что её работа за один оборот движущих колёс  $F_i \pi D$  равняется работе пара или газа в цилиндрах локомотива за этот же оборот. Эта сила тяги называется фиктивной потому, что при её определении не учтена потеря работы на трение в частях движущего и парораспределительного механизмов.

Касательная сила тяги  $F_k$  — действительная сила тяги, приложенная от рельсов к ободе движущих колёс локомотива.

Касательная сила тяги  $F_k$  определяется:

а) для паровоза — из условия, что её работа за один оборот движущих колёс равна полной работе пара в цилиндрах паровой машины за вычетом работы сил трения в частях движущего и парораспределительного механизмов за тот же оборот движущих колёс;

б) для тепловоза — из условия, что её работа за один оборот движущих колёс равняется работе газа в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания за вычетом работы, затрачиваемой на вспомогательные нужды (компрессор, холодильники), и работы сил сопротивлений в передаточном механизме за тот же оборот движущих колёс;

в) для электроваза — из условия, что её работа за один оборот движущих колёс равняется работе сил на валах моторов за тот же оборот за вычетом работы сил сопротивлений в передаточном механизме.

Касательная сила тяги всегда меньше индикаторной

$$F_k = F_i \eta_{лм} = F_i - Pw_{лм}, \quad (1)$$

где  $\eta_{лм} = \frac{F_k}{F_i} = 1 - \frac{Pw_{лм}}{F_i}$  — механический к.п.д.

Сила тяги на сцепке  $F_n$  — внешняя сила по отношению к составу, приложенная к сцепке первого за локомотивом вагона, определяется из условия, что её работа за один оборот движущих колёс локомотива при равномерном движении поезда  $F_n \pi D$  равна работе касательной силы тяги за вычетом работы сил полного сопротивления локомотива (сопротивления как повозки, сопротивления от подъёма и сопротивления от кривой), т. е.

$$F_n = F_k - Pw' = F_k - P(w'_o + i + w_r). \quad (2)$$



Динамометрическая сила тяги  $F_d$  — действительная сила, действующая по сцепному прибору между локомотивом и первым за ним вагоном, непосредственно измеряемая динамометром. Динамометрическая сила тяги  $F_d$  равна силе тяги на сцепке  $F_n$  только при условии равномерного движения локомотива. При ускоренном движении  $F_d < F_n$ , так как часть работы касательной силы тяги  $F_k$  расходуется на повышение кинетической энергии локомотива и на сцепку передаётся меньше, чем по формуле (2). При замедленном движении локомотива (без торможения)  $F_d > F_n$ , так как сила, действующая по сцепному прибору, увеличивается за счёт уменьшения живой силы локомотива:

$$F_d = F_n \pm P \Delta V, \quad (3)$$

где  $\Delta V$  — приращение скорости в км/час за полминуты.

Тяговые расчёты для всех видов тяги (паровозной, тепловозной и электровозной) производят только по касательной (действительной) силе тяги  $F_k$ , развиваемой локомотивом на обода движущих колёс.

В соответствии с различными понятиями о силе тяги следует различать и различные мощности, развиваемые локомотивом: индикаторную, касательную, на сцепке и динамометрическую.

Если  $F$  — сила тяги в кг, а  $V$  — скорость в км/час, то мощность локомотива

$$N = \frac{F \cdot V \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{F \cdot V}{270} \text{ л.с.}; \quad (4)$$

пользуясь тем или иным понятием о силе тяги  $F$ , находят:

$$N_i = \frac{F_i V}{270}; \quad N_k = \frac{F_k V}{270};$$

$$N_n = \frac{F_n V}{270}; \quad N_d = \frac{F_d V}{270}.$$

### ОГРАНИЧЕНИЯ СИЛЫ ТЯГИ

Во всяком локомотиве происходит преобразование подводимой к нему извне энергии во внешнюю механическую работу. В паровозе и тепловозе энергия подводится в виде химической энергии топлива, в электровозе — в виде электрической энергии. Каждый из преобразователей энергии может переработать только вполне определённое её количество.

Поэтому в соответствии с различными фазами преобразования энергии вводят понятие о следующих ограничениях силы тяги:

а) в паровозе величина силы тяги ограничивается котлом, машиной и сцеплением. Поэтому различают: силу тяги по котлу, силу тяги по машине и силу тяги по сцеплению.

Наименьшая из этих сил тяги и ограничивает использование мощности паровоза в целом при его эксплуатации. Классификация силы тяги по котлу, машине и сцеплению является условной и имеет смысл лишь с точки зрения сопоставления работоспособности основных частей паровоза;

б) в тепловозе также имеются три ограничения силы тяги: сила тяги по двигателю,

сила тяги по передаче и сила тяги по сцеплению;

в) в электровозе (постоянного или переменного тока без преобразования его в постоянный) имеются только два ограничения силы тяги: сила тяги по тяговым двигателям и сила тяги по сцеплению. Мощность генератора, расположенного вне локомотива (на электростанции), обычно значительно больше мощности двигателей и практически не ограничивает мощности электровоза. В преобразовательных электровозах переменного тока вводится ещё выпрямитель.

### Сила тяги локомотива по сцеплению

Сила тяги не может быть больше той предельной, при которой нарушается сцепление движущих колёс с рельсами и начинается боксование. Отношение максимально возможной силы тяги (наибольшей силы сцепления между движущимися колёсами и рельсами), получаемой без боксования, к сцепному весу локомотива называется коэффициентом сцепления (физическим коэффициентом сцепления), т. е.

$$\psi = \frac{F_{k \max}}{1000 P_k},$$

и тогда

$$F_{k \max} \leq 1000 P_k \psi, \quad (5)$$

т. е. сила тяги по сцеплению пропорциональна сцепному весу.

Величина физического коэффициента сцепления зависит от многих факторов, не поддается точным теоретическим вычислениям и определяется на основе специальных опытных исследований.

Для получения расчётной силы тяги по сцеплению принимается расчётный коэффициент сцепления, т. е. отношение наибольшей надёжно реализуемой силы тяги на обода движущих колёс к сцепному весу локомотива. Расчётный коэффициент сцепления меньше физического; его величина задаётся на основе опыта работы локомотивов в рядовых, эксплуатационных условиях и является одной из основных норм, регламентирующих величину веса составов.

По действующим в настоящее время нормам величины расчётного коэффициента сцепления принимаются равными:

для паровозов

$$\psi_k = \frac{1}{a + 0,035V}, \quad (6)$$

где  $a$  имеет значения, приведённые в табл. 2.

Таблица 2  
Значения величины  $a$

Группы паровозов	$a$
Грузовые с симметричной машиной	3,8
Грузовые с несимметричной машиной	4,6
Пассажирские с симметричной машиной	4,0
Пассажирские с несимметричной машиной	4,8

Т а б л и ц а 3

Величины расчётного коэффициента сцепления по формуле  $\psi_k = \frac{1}{a + 0,035 V}$

$a \backslash V$	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
3,8	0,263	0,252	0,241	0,231	0,222	0,214	0,206	0,199	0,192	0,186	0,180
4,0	0,250	0,240	0,230	0,221	0,213	0,205	0,198	0,191	0,185	0,180	0,174
4,6	0,218	0,210	0,202	0,195	0,189	0,183	0,177	0,172	0,167	0,162	0,158
4,8	0,208	0,201	0,194	0,188	0,182	0,176	0,171	0,166	0,161	0,157	0,153

Т а б л и ц а 3а

Величины расчётного коэффициента сцепления по формуле  $\psi_k = \frac{A}{100 + V}$

$A \backslash V$	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
28	0,28	0,267	0,255	0,244	0,233	0,224	0,215	0,207	0,200	0,193	0,188
27	0,27	0,257	0,245	0,235	0,225	0,214	0,208	0,200	0,193	0,186	0,180
23	0,23	0,219	0,209	0,200	0,192	0,184	0,177	0,170	0,164	0,158	0,153
22	0,22	0,210	0,200	0,191	0,183	0,176	0,169	0,163	0,157	0,152	0,147

Величины расчётного коэффициента сцепления для паровозов при различных значениях  $a$  в зависимости от скорости приведены в табл. 3.

По разработанному в ЦНИИ МПС и находящемуся в стадии утверждения новому проекту Правил производства тяговых расчётов<sup>1</sup> расчётный коэффициент сцепления для паровозов рекомендуется принимать по формуле (6а) или по табл. 3а:

$$\psi_k = \frac{A}{100 + V}, \quad (6a)$$

где  $A = 28$ —для грузовых паровозов с симметричной машиной;

$A = 23$ —для грузовых паровозов с несимметричной машиной;

$A = 27$ —для пассажирских паровозов с симметричной машиной;

$A = 22$ —для пассажирских паровозов с несимметричной машиной.

Величины расчётного коэффициента сцепления для паровозов с симметричной машиной, подсчитанные по формуле (6а), примерно на 5% выше этих же величин, но подсчитанных по формуле (6)

для тепловозов:  $\psi_k = 0,24$  и  $\psi_k = 0,30$  — при трогании с места;

для электровозов:  $\psi_k = 0,24$  до выхода на автоматическую тяговую характеристику;  $\psi_k = 0,30$  — при трогании с места;

для моторных вагонов электросекций серий С<sub>д</sub>, С<sup>Р</sup>, С<sup>М</sup>, не имеющих песочниц:  $\psi_k = 0,18$  — при скорости до 20 км/час;  $\psi_k = 0,16$  — при скорости от 20 до 40 км/час.

В кривых малого радиуса, совпадающих с расчётным подъёмом, расчётный коэффициент сцепления уменьшается на основании опытных данных.

В тоннелях расчётный коэффициент сцепления уменьшается согласно табл. 4.

<sup>1</sup> Проект был утверждён во время печатания настоящего раздела.

Т а б л и ц а 4

Уменьшение  $\psi_k$  в тоннелях

Длина тоннеля в км	Сухие и вентилируемые сырые тоннели	Невентилируемые сырые тоннели
От 0,3 до 1	Уменьшение на 5%	Уменьшение на 10%

В тоннелях длиной свыше 1 км снижение коэффициента сцепления определяется опытным путём.

#### Сила тяги паровоза по машине

При условии равенства работ сил пара в цилиндрах и силы тяги (индикаторной) на ободе за один оборот движущих колёс для паровоза с машиной однократного расширения имеет место равенство

$$F_i = \frac{\left(d^2 - \frac{d_{ш}^2 + d_{кш}^2}{2}\right) n l}{200 D} p_i.$$

Вводя понятие о коэффициенте индикаторного давления, представляющем собой отношение среднего индикаторного давления  $p_i$  к котловому давлению  $p_k$ , т. е.

$$\xi = \frac{p_i}{p_k},$$

и заменяя  $p_i$  равным значением  $p_i = \xi p_k$ , получим

$$F_i = \frac{\left(d^2 - \frac{d_{ш}^2 + d_{кш}^2}{2}\right) n l p_k \xi}{200 D}. \quad (7)$$

Первая часть формулы (7) представляет собой постоянную величину, и поэтому формула (7) преобразуется в

$$F_i = M \xi. \quad (8)$$

где

$$M = \frac{\left(d^2 - \frac{d_{ш}^2 + d_{кш}^2}{2}\right) n l}{200 D} p_k \approx$$

$$\approx 0,98 \frac{d^2 n l p_k}{200 D}$$

для паровозов с машиной однократного расширения и

$$M = \frac{\left(d^2 - \frac{d_{ш}^2 + d_{кш}^2}{2}\right) n_6 l}{200 D} p_k \approx$$

$$\approx 0,97 \frac{d^2 n_6 l p_k}{200 D}$$

для паровозов с машиной двукратного расширения.

Величина  $M$  называется модулем силы тяги паровоза и представляет собой количественную характеристику, зависящую главным образом от размеров машины.

Физически модуль  $M$  есть та наибольшая индикаторная сила тяги  $F_i$ , которая была бы при  $\xi = 1$ , т. е. при  $p_i = p_k$ .

Так как

$$F_k = F_i \eta_M,$$

то

$$F_k = M \xi \eta_M. \quad (9)$$

Величины: коэффициент индикаторного давления  $\xi$  и механический к. п. д.  $\eta_M$  — переменные, меняются с изменением скорости паровоза  $V$ , степени наполнения (отсечки) цилиндров  $\varepsilon$  и степени открытия регулятора  $\rho$ , т. е.

$$\xi = f(V, \varepsilon, \rho) \quad \text{и} \quad \eta_M = \varphi(V, \varepsilon, \rho),$$

следовательно, и

$$F_k = f(V, \varepsilon, \rho), \quad (10)$$

т. е. сила тяги паровоза, определяемая машиной, — величина переменная и при постоянных размерах машины меняется с изменением скорости, отсечки и степени открытия регулятора.

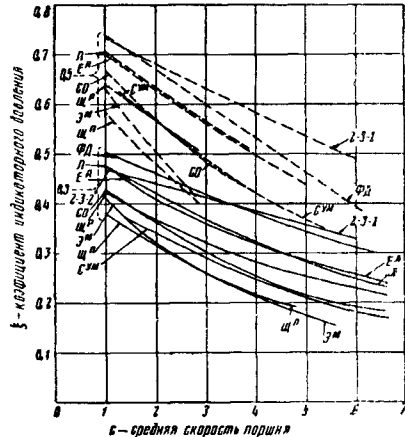
Величины  $\xi$  и  $\eta_M$  определяют опытным путём при испытаниях паровоза. Произведение коэффициентов  $\xi \eta_M$  следует рассматривать, как некоторую качественную характеристику паровоза, так как коэффициентами, входящими в это произведение, определяются, с одной стороны, потери на мятие пара по пути от котла до цилиндров и от цилиндров до выхлопа в атмосферу, а с другой — потери на трение в механизме машины. Оба вида этих потерь зависят не только от скорости, отсечки и открытия регулятора, но также и от того, как хорошо спроектированы все паропроводы (внутренняя обтекаемость), парораспределение и весь механизм и каков уход за паровозом (смазка, утечки пара).

Для примера на фиг. 2 приведена величина коэффициента индикаторного давления в зависимости от средней скорости поршня  $c$  при вполне открытом регуляторе ( $\rho = 1$ ) и различных отсечек некоторых серий паровозов железных дорог СССР.

Для получения скорости  $V$  паровоза в зависимости от средней скорости поршня  $c$  служит формула

$$V = 5,65 \frac{D}{l} c. \quad (11)$$

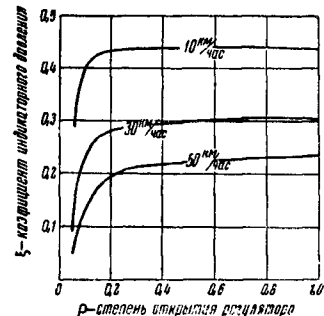
На фиг. 3 показано изменение  $\xi$  в зависимости от степени открытия регулятора  $\rho$  при различных величинах скорости паровоза  $V$ .



Фиг. 2. Коэффициент индикаторного давления в зависимости от средней скорости поршня при вполне открытом регуляторе для разных отсечек некоторых серий паровозов

Из фиг. 3 видно, что при  $\rho > 0,2$  величина  $\xi$  меняется незначительно. Поэтому при тяговых расчётах пользуются данными о силах тяги, относящимися только к вполне открытому регулятору.

Механический к. п. д. машины паровоза  $\eta_M$  изменяется также в зависимости от скорости движения и степени наполнения, но в более узких пределах, чем коэффициент индикаторного давления.



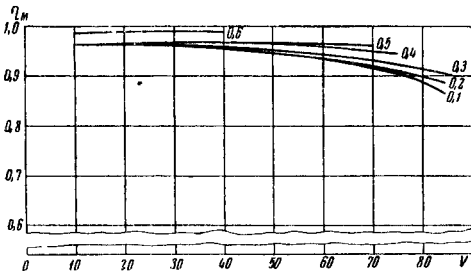
Фиг. 3. Коэффициент индикаторного давления в зависимости от степени открытия регулятора для разных величин скорости при отсечке  $\varepsilon = 0,3$  для паровоза серии Э

На фиг. 4 представлено изменение  $\eta_M$  в зависимости от скорости и отсечки при  $\rho = 1$  для паровоза серии ФД. В среднем можно считать, что  $\eta_M = 0,95 - 0,85$ .

Таким образом, наибольшая сила тяги по машине (ограничение силы тяги по машине) при безотказном обеспечении машины паром определяется размерами машины и наибольшей степенью наполнения, допускаемой кон-

струкцией парораспределительного механизма.

Расчётное ограничение силы тяги по машине принимают у грузовых паровозов с машиной однократного расширения при отсечке  $\varepsilon = 0,6-0,65$ , а у пассажирских — при  $\varepsilon = 0,5-0,6$ . Для паровозов двукратного расширения это ограничение принимают при отсечке  $\varepsilon = 0,7$ .



Фиг. 4. Механический коэффициент полезного действия машины паровоза ФД в зависимости от скорости для разных отсечек при вполне открытом регуляторе

В виде исключения расчётное ограничение по машине принимают:

для паровозов серии СО<sup>К</sup> при отсечке  $\varepsilon = 0,7$ ,

для паровозов серии МР — при отсечке  $\varepsilon = 0,65$ .

По новому проекту Правил производства тяговых расчётов ограничение силы тяги по машине принимают для разных серий паровозов при отсечках:

#### а) Грузовые паровозы

Серия паровоза	Еа,м	Ел,ф,к,с	Л	Оп	Ов	Оч	СО, СОВ	СОК	ФД	Ша	Щ, Щч	Щп	Э	Эу	Эм	Эр	52	140	Ту
Отсечка	0,65	0,6	0,6	0,5	0,7	0,7	0,6	0,7	0,6	0,65	0,7	0,50	0,65	0,65	0,6	0,65	0,6	0,65	0,65

#### б) Пассажирские паровозы

Серия паровоза	В	ИС	К	КУ	МР	Нп	С	СУ	СУм	Пт-31	424
Отсечка	0,5	0,5	0,5	0,5	0,65	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5

#### Сила тяги паровоза по котлу

Ограничение силы тяги по котлу, или, точнее, по паропроизводительности котла, является следствием того, что машина паровоза не может продолжительное время расходовать пара больше, чем даёт его котёл.

Часовая паропроизводительность котла определяется величиной форсировки котла и его испаряющей поверхности нагрева

$$D_k = z_k H.$$

Большая часть этого пара  $U = z_m H$  поступает в цилиндры и сравнительно небольшая  $D_k - U = (z_k - z_m)H$  расходуется на слу-

жебные нужды (насос, сифон, стокер, турбодинамику, свисток и пр.).

Паропроизводительность котла в основном зависит от сорта топлива и от квалификации паровозной бригады.

Если известен общий часовой расход пара машиной паровоза и известен расход пара машиной на 1 л. с.-час.  $\frac{U}{N_k}$ , то мощность, развиваемая паровозом при этих условиях,

$$N_k = \frac{U}{\frac{U}{N_k}} = \frac{z_m H}{\frac{U}{N_k}}.$$

Но, с другой стороны,

$$N_k = \frac{F_k V}{270},$$

откуда

$$F_k = \frac{270 z_m H}{U} \cdot \frac{1}{V}. \quad (12)$$

Сила тяги  $F_k$  по котлу (или котловая сила тяги), т. е. та сила тяги, энергию для которой может приготовить котёл, зависит от скорости  $V$ , форсировки  $z_m$ , от расхода пара на 1 л. с.-час  $\frac{U}{N_k}$ , который в свою очередь меняется в зависимости от  $z_m$  и  $V$  при полном открытии регулятора  $\rho = 1$ , что видно, например, из фиг. 5.

Следовательно,

$$F_k = \varphi(V, z_m). \quad (13)$$

Таким образом, силу тяги по котлу определяют выбранной форсировкой котла.

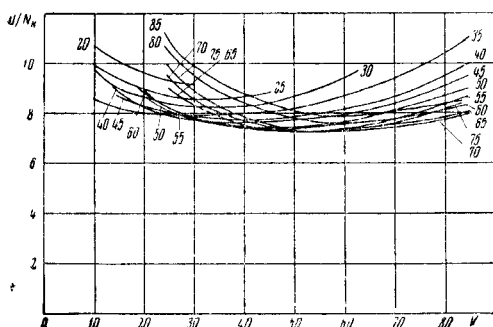
Расчётные форсировки котла  $z_m$  [т. е. длительно (не менее часа) реализуемые без займа из котла расходы пара машиной паровоза, отнесённые к 1 м<sup>2</sup> испаряющей поверхности нагрева] по действующим в настоящее время нормам указаны в табл. 5.

Приведённые машинные форсировки паровозов даны для угля. Машинисты-стахановцы реализуют значительно более высокие фор-

Таблица 5

Расчётные форсировки  $z_m$  для основных серий паровозов в  $\text{кг/м}^2 \text{ час}$

Серии паровозов	$z_m$
О <sup>в</sup> , О <sup>п</sup> , О <sup>ч</sup> , К, Щ, Щ <sup>п</sup> , Щ <sup>ч</sup> , Н <sup>п</sup> Ш <sup>а</sup> , Б, КУ, С, 140, Ту. . .	40
Э, ЭУ, Э <sup>м</sup> , МР, 52, 424, Пт-31, 12, 13	45
СУ, СУ <sup>м</sup> , СО, СО <sup>в</sup> , СО <sup>к</sup> , Е.л.ф.к.с. ЭР . . . . .	50
ФД, ИС, Л, Е <sup>а,м</sup> . . . . .	55
	65



Фиг. 5. Расход перегретого пара на 1 л. с. час в зависимости от скорости и форсировки для паровоза ФД при вполне открытом регуляторе

сировки, порядка 70—80  $\text{кг/м}^2 \text{ час}$ , вследствие высокой культуры содержания паровоза и умелого управления им.

Нефть и дрова в настоящее время сняты с топливного баланса паровозов, а потому расчётные форсировки для этих видов топлива не приводятся.

Для паровозов на ручном отоплении, не вошедших в табл. 5, расчётные форсировки

$$z_m = \beta \frac{2000 + 1800R}{H}. \quad (14)$$

Для паровозов при механизированном отоплении

$$z_m = \frac{3750R - 8000}{H}. \quad (14a)$$

Для паровозов с перегревом пара принимают  $\beta = 1$ , а для паровозов без перегрева  $\beta = 1,15$ .

#### Сила тяги тепловоза по мощности двигателя

Величину касательной силы тяги тепловоза  $F_k$  определяют из условия, что её работа за один оборот движущих колёс равна работе газа в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания за тот же оборот колёс за вычетом потерь.

Работа газа в цилиндрах, с учётом потерь, равна:

$$n \frac{\pi d^2}{4} p_i \frac{2l}{c} \gamma_m i \gamma_n,$$

где  $n \frac{\pi d^2}{4} p_i$  — средняя сила давления газа на площадь поршней  $n$  цилиндров за рабочий ход;

$i$  — передаточное число, т. е. отношение числа оборотов двигателя к числу оборотов движущих колёс. За один оборот колёс вал двигателя делает  $i$  оборотов;

$c$  — тактность двигателя (при четырёхтактном двигателе  $c=4$ ; при двухтактном  $c=2$ ); за  $c$  ходов поршня происходит один рабочий ход;

$\gamma_m$  — условный механический к. п. д. тепловозного двигателя, учитывающий затраты мощности на вспомогательные механизмы (компрессоры, масляный и водяной насосы, вентиляторы холодильников);

$\gamma_n$  — к. п. д. передачи от вала двигателя внутреннего сгорания до движущих колёс тепловоза.

Из условия, что

$$F_k \pi D \cdot 100 = n \frac{\pi d^2}{4} p_i \frac{2l}{c} \gamma_m i \gamma_n,$$

касательная сила тяги

$$F_k = \frac{n d^2 l}{200 D} p_i \gamma_m \frac{i}{c} \gamma_n. \quad (15)$$

Величина среднего индикаторного давления  $p_i$  в обычном тепловозном двигателе внутреннего сгорания практически зависит от количества топлива, впрыснутого в цилиндр перед рабочим ходом. В пределах рабочих чисел оборотов вала двигателя  $p_i$  не зависит от числа оборотов, чем двигатель внутреннего сгорания резко отличается от паровой машины, где  $p_i = f(V)$ .

Условный механический к. п. д. двигателя  $\gamma_m$  меняется в зависимости от числа оборотов в минуту и от подачи топлива  $\sigma$ . Он возрастает с увеличением  $\sigma$  и уменьшением числа оборотов вала двигателя.

Ограничение силы тяги по мощности двигателя возникает вследствие затруднительности повышения  $p_i$  сверх некоторой определённой величины.

Для повышения  $p_i$  в современных двигателях применяется наддув, сущность которого заключается в том, что необходимый для горения топлива воздух нагнетается в цилиндры под некоторым давлением и в повышенном количестве, что позволяет соответственно увеличить и подачу топлива в цилиндр.

Такой наддув применён на тепловозах ТЭ1, ТЭ2, Д<sup>а</sup>. Наличие наддува даёт повышение  $p_i$  до 40—50%.

Кроме  $p_i$ , ограничение силы тяги по мощности двигателя происходит также и по числу оборотов вала двигателя в минуту.

Для тепловозов железных дорог СССР мощности двигателя при тяговых расчётах принимают:

1. Для тепловозов серии Э-ЭЛ. Часовая мощность на валу двигателя при числе оборотов  $n_d = 425$  об/мин. и  $\sigma = 2,75$  г,  $N_e = 1050$  л. с. при температуре наружного воздуха до  $t_{нв} = +30^\circ\text{C}$ .

То же при высоких температурах наружного воздуха (но не выше  $40^\circ\text{C}$ )  $N_e = 970$  л. с.

Наибольшую длительную мощность при  $n_d = 400$  об/мин. и  $\sigma = 2,46$  г принимают равной  $N_e = 900$  л. с.

То же при высоких температурах (но не выше  $40^\circ\text{C}$ )  $N_e = 830$  л. с.

При числе оборотов  $n_d < 400$  об/мин. мощность двигателя

$$N'_e = \frac{N_e n'_d}{n_d} = \frac{900}{400} n'_d = 2,25 n'_d \text{ л. с.}, \quad (16)$$

где  $N_e = 900$  л. с. — мощность на валу двигателя при  $n_d = 400$  об/мин.

2. Для тепловозов серий ТЭ и ДА. Наибольшую длительную мощность на валу двигателя при температуре наружного воздуха не выше  $t_{нв} = 30^\circ\text{C}$  и  $n_d = 740$  об/мин. принимают равной  $N_e = 1000$  л. с.

Часовая мощность при  $n_d = 740$  об/мин.  $N_e = 1100$  л. с.

При температурах наружного воздуха выше  $30^\circ\text{C}$  и скорости  $V = 35$  км/час и выше эксплуатационную длительную мощность следует принимать соответствующую 8-му положению контроллера. При скоростях ниже 35 км/час необходимо переходить на 7-е положение контроллера, чему соответствует мощность  $N_e = 870$  л. с.

#### Сила тяги тепловоза по передаче

Из формулы (15) следует, что при постоянстве мощности двигателя и изменении числа оборотов в минуту с изменением скорости движения сила тяги тепловоза меняется в зависимости от значения передаточного числа  $i$  и к. п. д. передачи  $\eta_d$ . Характер изменения  $i$  и  $\eta_d$  определяется типом передаточного механизма. На всех тепловозах дорог СССР применена электрическая передача, которая допускает плавное и непрерывное изменение передаточного числа.

При электрической передаче генератор, сидящий на одном валу с двигателем внутреннего сгорания, получает от последнего всю развиваемую им эффективную мощность  $N_e$ , превращая её в мощность  $N_z$  электрического тока, напряжением  $U$ , силой тока  $I$ :

$$N_e \eta_z = N_z = \frac{UI}{1000} \text{ кВт} = \frac{UI}{736} \text{ л. с.}, \quad (17)$$

где  $\eta_z$  — к. п. д. генератора.

Мощность генератора передаётся тяговым двигателям за вычетом мощности, затрачиваемой на служебные надобности (компрессор, вентилятор холодильника, возбуждатель и пр.). Тяговые двигатели развивают на обода движущих колёс касательную мощность, равную

$$N_k = N_z \eta_b \eta_{d.z} = N_e \eta_z \eta_b \eta_{d.z},$$

где  $\eta_b$  — коэффициент, учитывающий потери электроэнергии на служебные надобности;

$\eta_{d.z}$  — к. п. д. электродвигателя и зубчатой передачи от двигателя на движущую ось тепловоза.

Следовательно, сила тяги тепловоза, ограниченная электрической передачей, равна

$$F_k = \frac{270 N_k}{V} = 270 \frac{N_z}{V} \eta_b \eta_{d.z} = 270 \frac{N_e}{V} \eta_z \eta_b \eta_{d.z} \quad (18)$$

Коэффициент  $\eta_z$  при мощности генератора от полной до 20% и числе оборотов от полного до 50% изменяется в пределах от 0,85 до 0,93. Коэффициент  $\eta_b$  близок к 0,9 и несколько уменьшается с повышением мощности, от скорости тепловоза не зависит.

Коэффициент  $\eta_{d.z}$  при мощностях от полной до половинной изменяется в пределах от 0,8 до 0,9.

Так как произведение  $\eta_z \eta_b \eta_{d.z}$  в формуле (18) практически от скорости почти не зависит, то при постоянной мощности двигателя мощность тепловоза  $N_k$  на обода колёс также почти не зависит от скорости, а касательная сила тяги приблизительно обратно пропорциональна скорости.

Таким образом, сила тяги тепловоза по передаче ограничивается силой тока в тяговых двигателях.

Силу тяги по току для тепловозов дорог СССР следует принимать:

а) Для тепловоза серии Э-ЭЛ.

По длительному току тяговых двигателей 290 а  $F_k = 12000$  кг;

по часовому току тяговых двигателей 350 а  $F_k = 15600$  кг;

по наибольшему току тяговых двигателей 450 а  $F_k = 21000$  кг.

б) Для тепловозов других серий.

При последовательно-параллельной схеме включения тяговых электродвигателей по длительному току генератора — согласно табл. 6.

Таблица 6

Сила тяги тепловозов по длительному току при последовательно-параллельном включении тяговых электродвигателей

Серия тепловоза	Температура наружного воздуха в $^\circ\text{C}$	Сила тока генератора в а	Сила тяги $F_k$ в кг
ТЭ1	Менее +25 От +25 до +40	1 250 1 150	16 000 14 200
ТЭ2	Менее +25 От +25 до +40	1 250 1 150	21 000 18 000
ДА	Менее +25 От +25 до +40	1 320 1 200	16 800 15 000
Дб	Менее +25 от +25 до +40	1 060 960	22 700 20 000

При последовательной схеме включения тяговых электродвигателей — согласно табл. 7.

Таблица 7

Сила тяги тепловозов при последовательном включении тяговых электродвигателей

Серия тепловоза	Температура наружного воздуха в °C	Часовой ток		Длительный ток	
		сила тока в а	сила тяги в кг	сила тока в а	сила тяги в кг
ТЭ1	Менее +25 От +25 до +40	840 770	20 600 18 800	725 680	17 400 16 000
ТЭ2	Менее +25 От +25 до +40	840 770	27 500 25 100	725 685	22 500 21 500
Д <sup>а</sup>	Менее +25 От +25 до +40	850 780	21 000 19 000	740 700	18 000 16 800

#### Сила тяги электровоза по тяговым двигателям

Касательную силу тяги электровоза по тяговым двигателям (для одного двигателя) определяют по мощности двигателя, отнесённой к ободу колеса:

$$N_d = \frac{U_d I_d \eta_{д.з}}{1000} = \frac{F_k V}{367} \text{ кат},$$

откуда

$$F_k = 0,367 \frac{U_d I_d}{V} \eta_{д.з}, \quad (19)$$

где  $N_d$  — мощность одного двигателя на валу в кат;

$U_d$  — напряжение тока на зажимах электродвигателя в в;

$I_d$  — сила тока в а;

$\eta_{д.з}$  — к. п. д. двигателя, отнесённый к ободу колёс, т. е. включающий потери как в двигателе, так и в передаточном механизме.

Переход от числа оборотов двигателя в минуту  $n_d$  к скорости на ободу колёс  $V$  км/час может быть осуществлён по формуле

$$V = \frac{\pi D n_d 60 \cdot 1}{1000 \cdot 1000 \mu} = \frac{188 D n_d}{10^6 \mu}, \quad (20)$$

где  $D$  — диаметр движущих колёс в мм;

$\mu$  — передаточное число, определяющее отношение числа оборотов двигателя  $n_d$  к числу оборотов колеса  $n_k$ ,

$$\text{тогда } F_k = 0,367 \frac{U_d I_d}{188 D n_d} \eta_{д.з} 10^6 \mu =$$

$$= 1,95 \frac{U_d I_d}{D n_d} \eta_{д.з} 10^3. \quad (21)$$

Напряжение тока на пантографе принимается условно неизменным и к нему относятся все электрические характеристики электрического подвижного состава.

Это напряжение на пантографе электровозов и моторных вагонов при номинальном

напряжении на шинах тяговых подстанций 3 300 и 1 650 в принимают соответственно: при тяговом режиме — 3 000 и 1 500 в; при рекуперативном — 3 300 и 1 650 в.

Напряжение на зажимах двигателей изменяется в зависимости от схемы включения двигателей.

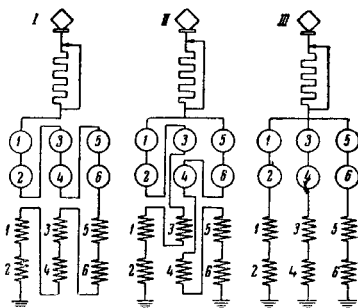
I ступень. Последовательное включение — все шесть двигателей включают последовательно. Напряжение, приходящееся на двигатель, равно 500 в.

II ступень. Последовательно-параллельное включение — три двигателя включают последовательно, а две такие группы — параллельно. Напряжение, приходящееся на двигатель, равно 1 000 в.

III ступень. Параллельное включение — два двигателя включают последовательно, а три такие группы — параллельно. Напряжение, приходящееся на двигатель, равно 1 500 в.

При разгоне двигателя применяют включение пусковых реостатов, которые секционируются и постепенно выключаются, обеспечивая плавное изменение напряжения, подводимого к двигателям.

Принципиальная схема при всех трёх ступенях включения двигателей электровозов приведена на фиг. 6.



Фиг. 6 Схема включения двигателей электровозов: I — последовательно; II — последовательно-параллельно; III — параллельно

Величина силы тока  $I_d$  — практически не ограничена, и мощность двигателя ограничивается только условиями коммутации и механической прочности. Поэтому для каждого двигателя при заданном напряжении и режиме работы существует некоторый гарантированный наибольший ток  $I_{\max}$ . По мере изменения нагрузки изменяется длительность работы двигателя на том или ином режиме, и поэтому различают следующие характеристики мощностей двигателей.

Длительная мощность, т. е. наибольшая мощность на валу, с которой двигатель может работать, не превышая допустимых норм перегрева каких-либо его частей при работе длительное время (больше часа).

Часовая мощность, т. е. наибольшая мощность на валу, с которой двигатель может работать в течение часа, не превышая допустимых норм перегрева при нормальной вентиляции.

Максимальная мощность, т. е. наибольшая мощность на валу, которую

двигатель может развивать кратковременно (в течение 1 мин.), не превышая допустимых норм перегрева при нормальной вентиляции.

Токи, потребляемые при этом двигателем, соответственно называются: длительным ( $I_\infty$ ), часовым ( $I_{час}$ ) и максимальным ( $I_{max}$ ).

Таким образом, в ограничение силы тяги электровоза по двигателям входит и ограничение силы тяги электровоза по нагреванию обмоток двигателей. Это в одинаковой степени относится и к ограничению силы тяги тепловоза по передаче.

Для повышения скорости вращения двигателя применяют ослабление поля возбуждения, т. е. уменьшение магнитного потока  $\Phi$ . Скорость вращения якоря при этом увеличивается, потому что необходимо создать электродвижущую силу, уравновешивающую приложенное напряжение.

Тяговые двигатели, работающие при сильно меняющейся нагрузке, для лучшего использования мощности рассчитываются на работу при ослабленном поле и снабжаются дополнительными полюсами. Поэтому работа двигателя на ослабленном поле является нормальным рабочим режимом.

Электровозные двигатели имеют две ступени ослабления поля: 67 и 50% (остающееся магнитное поле в % от полного).

Наибольшие допускаемые значения тока одного тягового двигателя, ограничивающие силу тяги, принимаются согласно табл. 8.

Таблица 8

Ток, ограничивающий силу тяги

Тип двигателя	Наибольшие допускаемые значения тока двигателя в л				
	разгон поезда		переход на ослабленное поле		равномерное движение на ослабленном поле
	среднее расчётное	пиковое	сплошного на I ступень	с I на II ступень	
<b>Электровозы</b>					
ДПЭ-340 . . .	350	400	240	260	350
ДПЭ-400 . . .	400	450	280	300	400
<b>Моторвагонные секции</b>					
ДПИ-150 и ДПИ-152 . .	400	—	250	—	400
ДК-103А . . .	215	—	126	—	250

## ТЯГОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Выше было указано, что всякий локомотив имеет различные ограничения силы тяги. Так, паровоз имеет ограничение по сцеплению, что можно изобразить выражением  $F_k = f(P_k, V)$ , по машине  $F_k = f(V, \epsilon)$  и по котлу  $F_k = \varphi(V, z_m)$ . У тепловоза соответственно  $F_k = f(V, I_\theta)$  и  $F_k = \varphi(V, \sigma)$ ; у электровоза  $F_k = f(V, I_\theta)$ . От соответствующих ограниче-

ний по силе тяги легко перейти к ограничениям мощности, так как  $N_k = \frac{F_k V}{270}$ .

Графическое изображение семейства кривых сил тяги, определяемых различными ограничениями, называется тяговыми характеристиками локомотива.

На диаграммах (фиг. 7—46) приведены зависимости силы тяги от скорости при различных режимах работы локомотива, т. е. тяговые характеристики паровозов, тепловозов и электровозов.

На фигурах тяговых характеристик паровозов ограничение силы тяги по сцеплению приведено для коэффициента сцепления, определяемого по формуле (6) (кривая  $C_{c1}$ ) и по формуле (6а) (кривая  $C_{c2}$ ).

Ограничение по сцеплению по формуле (6а) примерно на 5% выше ограничения по сцеплению по формуле (6). Цифры у кривых соответствуют различным отсечкам и форсировкам.

Наряду с тяговыми характеристиками для паровозов большое значение имеют теплотехнические характеристики, позволяющие дать оценку экономичности паровоза в отношении расхода пара и топлива на единицу мощности при различных режимах работы паровоза. С этой точки зрения характеристиками паровоза являются зависимости

$$u = f(V, \epsilon); \quad \frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon) \quad \text{и} \quad \frac{U}{N_k} = f(V, z_m),$$

характеризующие тепловую экономичность паровозной машины;  $\eta_k = f(V)$ , характеризующая тепловую экономичность котла, и  $\frac{C}{N_k} =$

$= f(V)$  и  $Y = f(V)$ , характеризующие тепловую экономичность паровоза в целом.

У тепловозов имеются аналогичные характеристики по расходу топлива и общему к. п. д. У электровозов — зависимости силы тока от скорости для различных режимов работы, позволяющие определять расход энергии. У тепловозов и электровозов имеются к тому же характеристики нагревания тяговых двигателей.

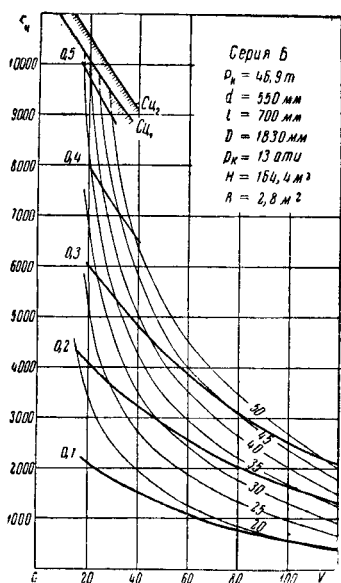
По указанным характеристикам можно установить наимыгоднейшие в смысле затраты топлива (энергии) режимы работы локомотива.

Все тяговые и расходные характеристики локомотивов строятся по результатам специальных испытаний, зародившихся в нашей стране и получивших особый размах после Великой Октябрьской революции. Теперь в СССР всякий вновь появляющийся локомотив прежде всего поступает на испытания для определения его тяговых и расходных характеристик.

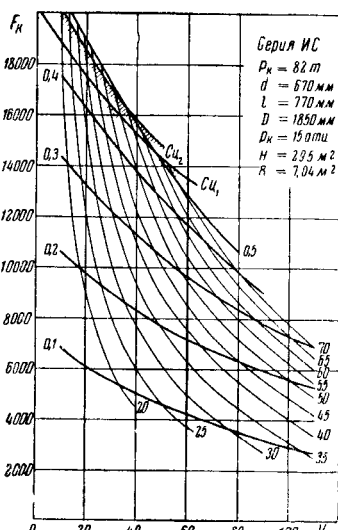
Совокупность таких характеристик приводится обычно в графическом виде в так называемых «паспортных книжках», в связи с чем эти характеристики часто называют паспортными характеристиками локомотива (паровоза, тепловоза и электровоза).

На фиг. 7—46 приведены тяговые характеристики главнейших серий паровозов, тепловозов и электровозов железных дорог СССР, которые и являются основой для производства тяговых расчётов.

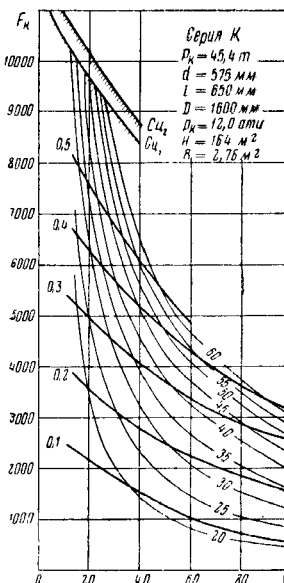




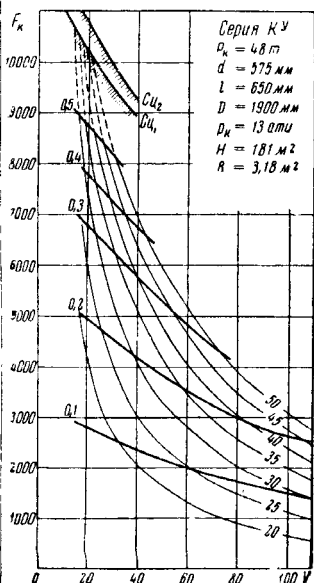
Фиг. 7. Тяговые характеристики пассажирского паровоза серии Б



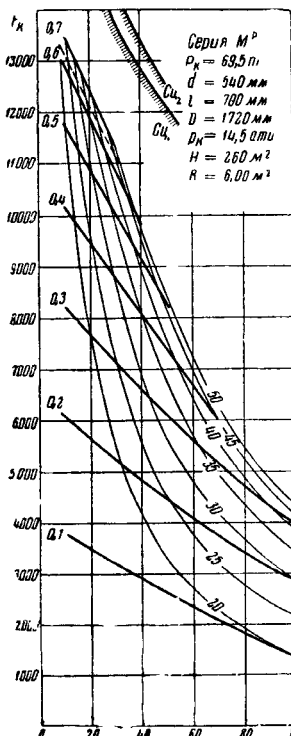
Фиг. 8. Тяговые характеристики пассажирского паровоза серии ИС



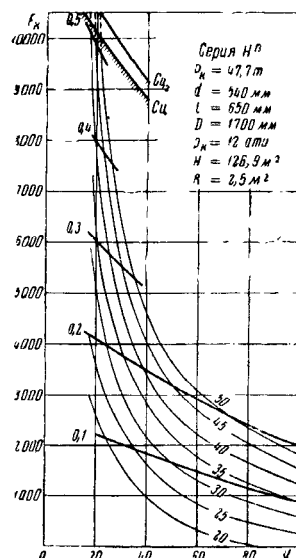
Фиг. 9. Тяговые характеристики пассажирского паровоза серии К



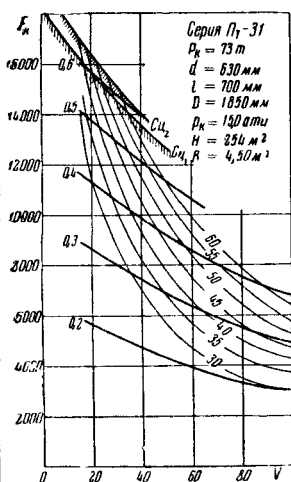
Фиг. 10. Тяговые характеристики пассажирского паровоза серии КУ



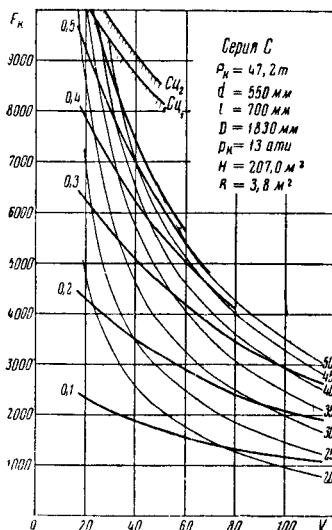
Фиг. 11. Тяговые характеристики пассажирского паровоза серии Мр



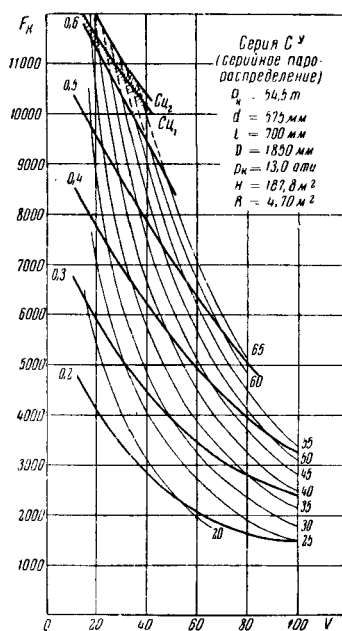
Фиг. 12. Тяговые характеристики пассажирского паровоза серии НР



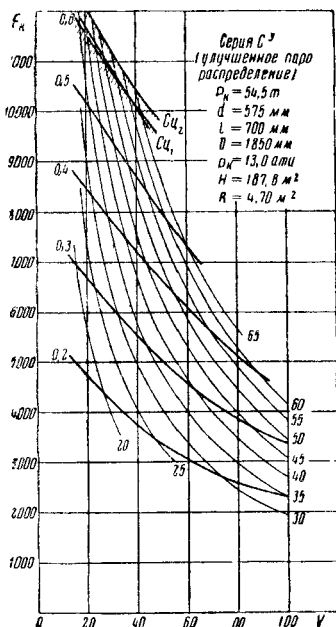
Фиг. 13. Тяговые характеристики пассажирского паровоза серии ПТ-31



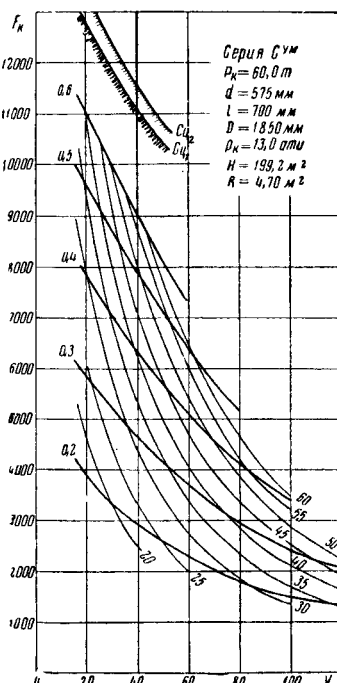
Фиг. 14. Тяговые характеристики пассажирского паровоза серии С



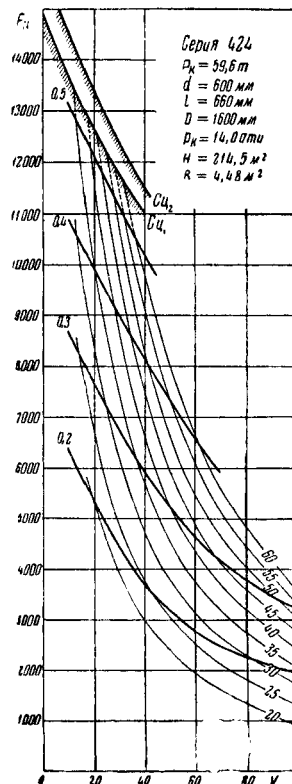
Фиг. 15. Тяговые характеристики пассажирского паровоза серии СУ



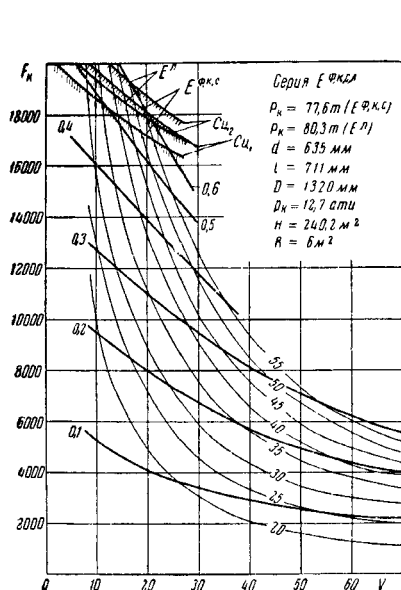
Фиг. 16. Тяговые характеристики пассажирского паровоза серии СУ с улучшенным парораспределением



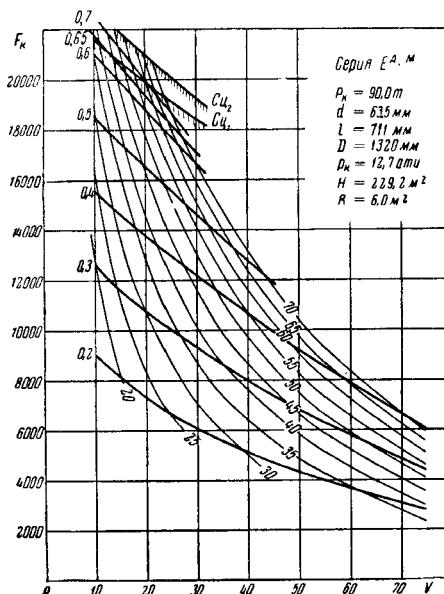
Фиг. 17. Тяговые характеристики пассажирского паровоза серии СУМ



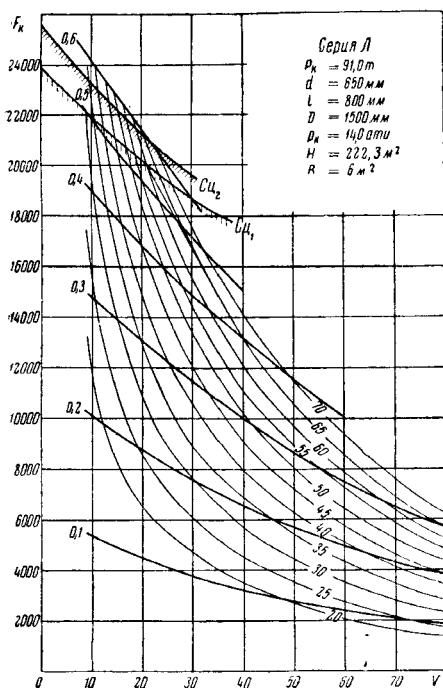
Фиг. 18. Тяговые характеристики пассажирского паровоза серии 424



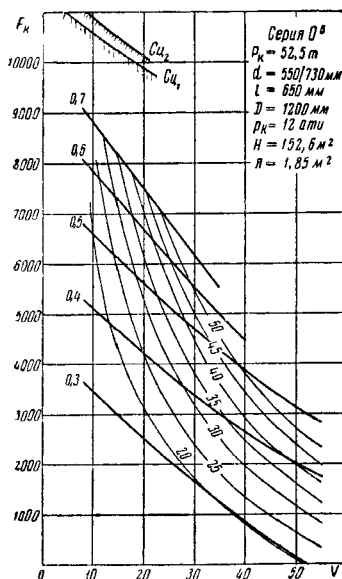
Фиг. 19. Тяговые характеристики грузовых паровозов серий ЕФ, К, С, Л



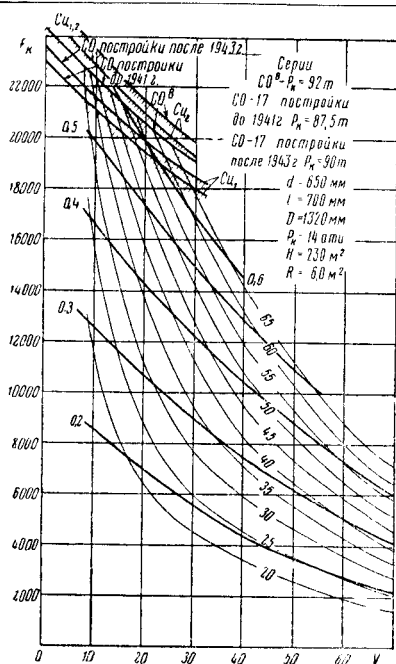
Фиг. 20. Тяговые характеристики грузовых паровозов серии Еа, М



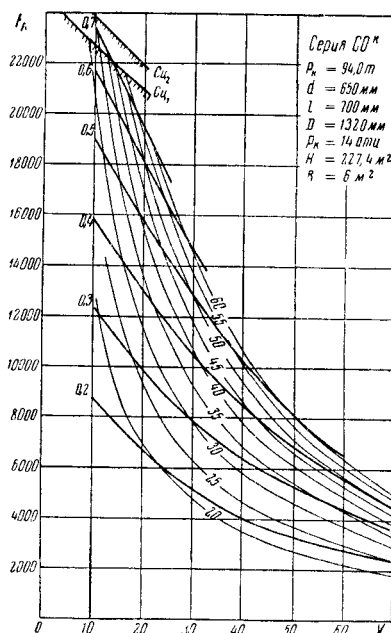
Фиг. 21. Тяговые характеристики грузового паровоза серии Л



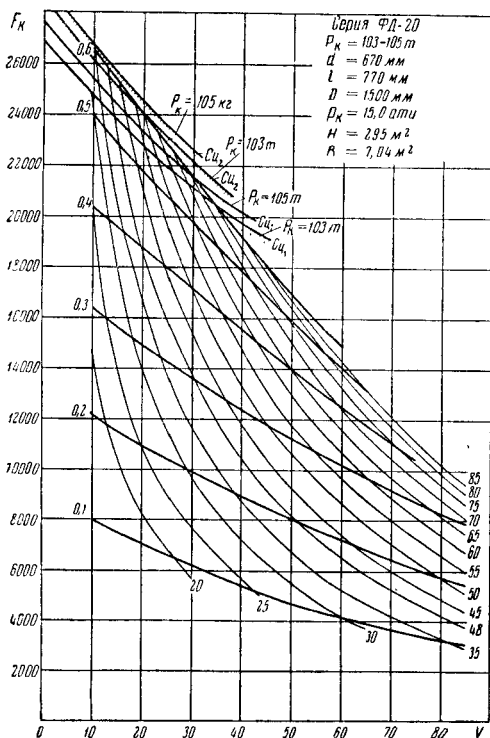
Фиг. 22. Тяговые характеристики грузового паровоза серии О<sup>В</sup>



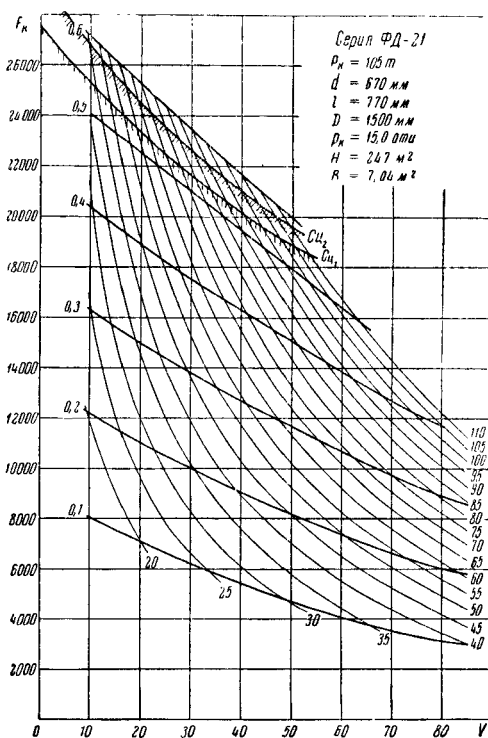
Фиг. 23. Тяговые характеристики грузового паровоза серии СО. Ограничение по сцеплению принимать: для СО постройки до 1941 г. при  $P_k = 87,5$  т, для СО постройки после 1943 г.  $P_k = 90$  т, СОВ при  $P_k = 92$  т



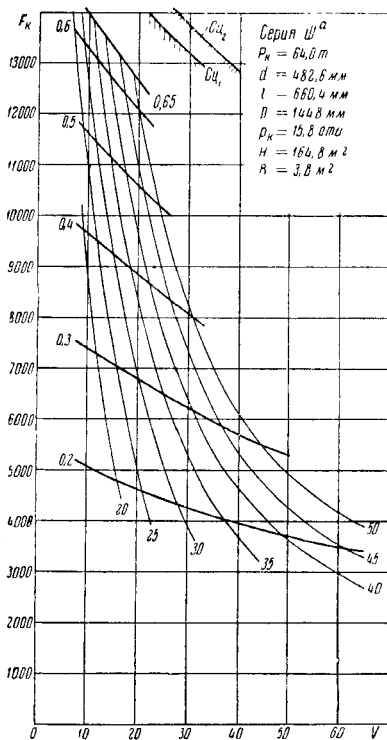
Фиг. 24. Тяговые характеристики грузового паровоза серии СО<sup>К</sup>



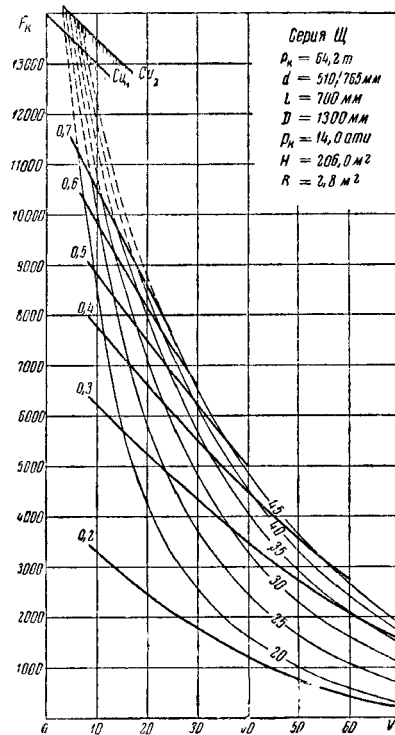
Фиг. 25. Тяговые характеристики грузового паровоза серии ФД-20



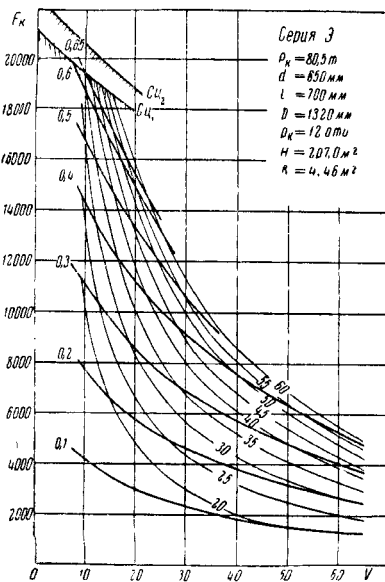
Фиг. 26. Тяговые характеристики грузового паровоза серии ФД-21



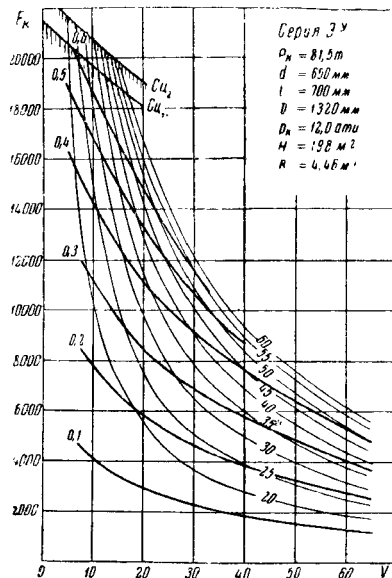
Фиг. 27. Тяговые характеристики грузового паровоза серии ША



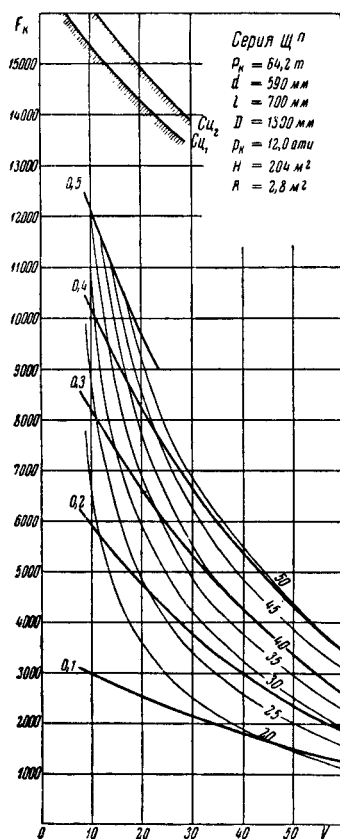
Фиг. 28. Тяговые характеристики грузового паровоза серии Ш



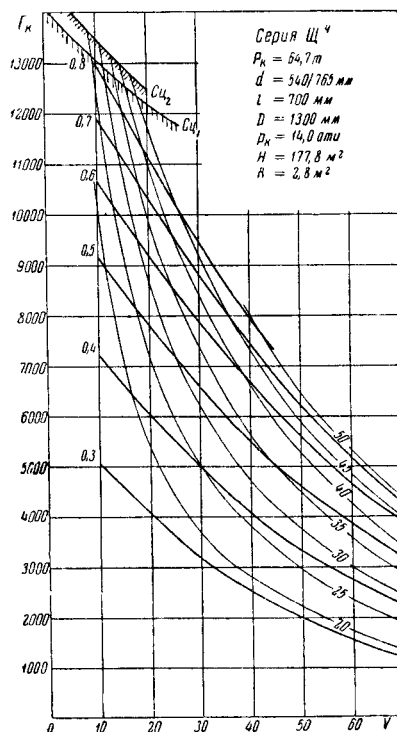
Фиг. 29. Тяговые характеристики грузового паровоза серии Э



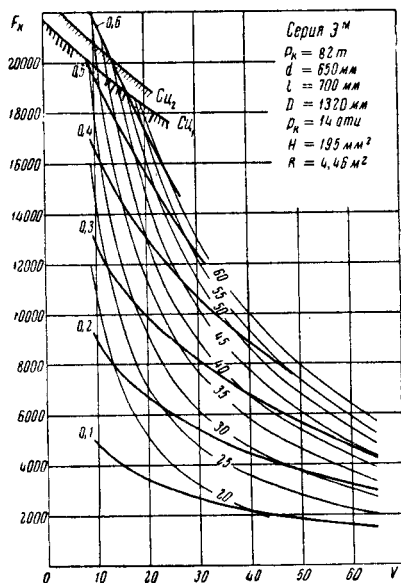
Фиг. 30. Тяговые характеристики грузового паровоза серии ЭУ



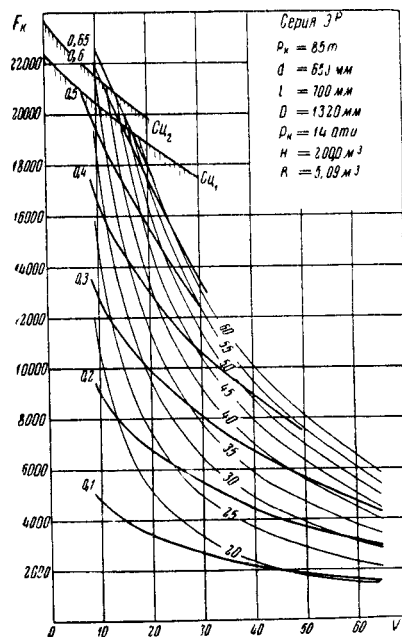
Фиг. 31. Тяговые характеристики грузового паровоза серии ЩП



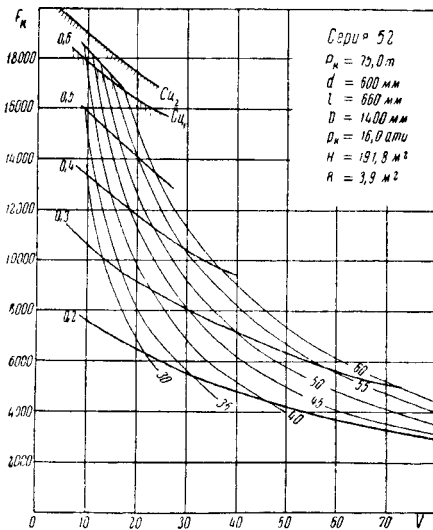
Фиг. 32. Тяговые характеристики грузового паровоза серии ЩЧ



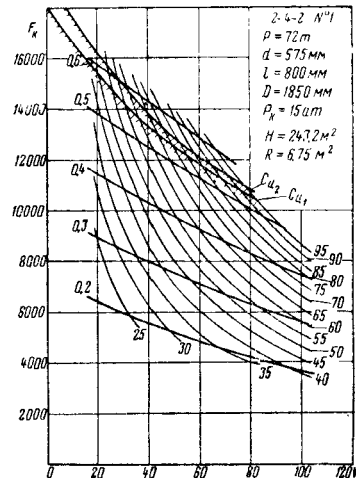
Фиг. 33. Тяговые характеристики грузового паровоза серии ЭМ



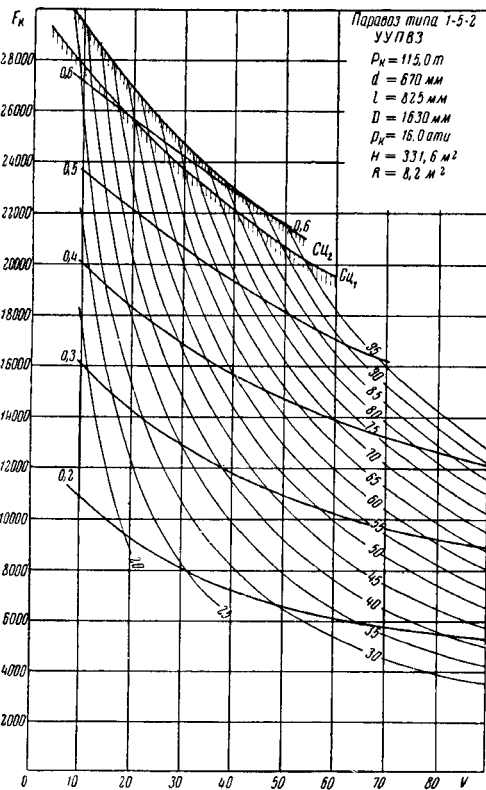
Фиг. 34. Тяговые характеристики грузового паровоза серии ЭР



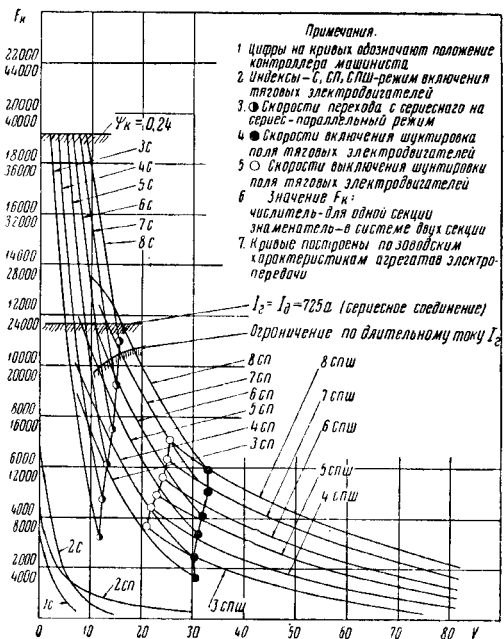
Фиг. 35. Тяговые характеристики грузового паровоза серии 52



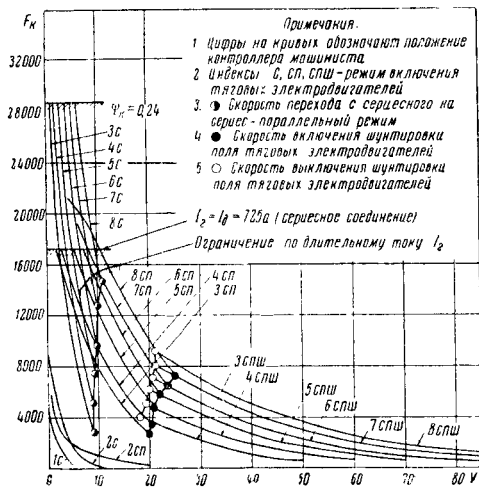
Фиг. 36. Тяговые характеристики пассажирского паровоза типа 2-4-2



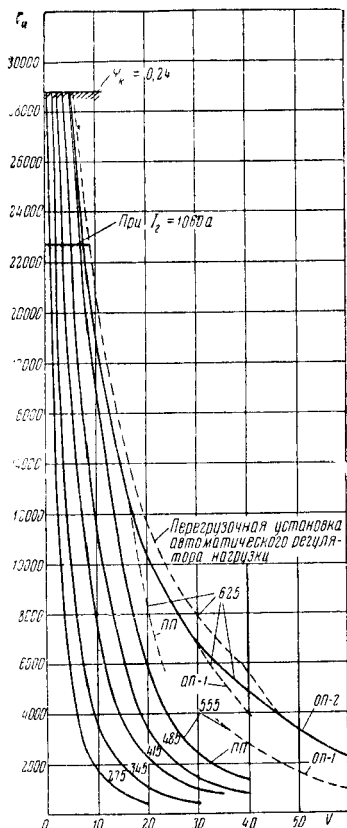
Фиг. 37. Тяговые характеристики грузового паровоза типа 1-5-2 постройки Улан-Удэнского паровозо-вагонного завода



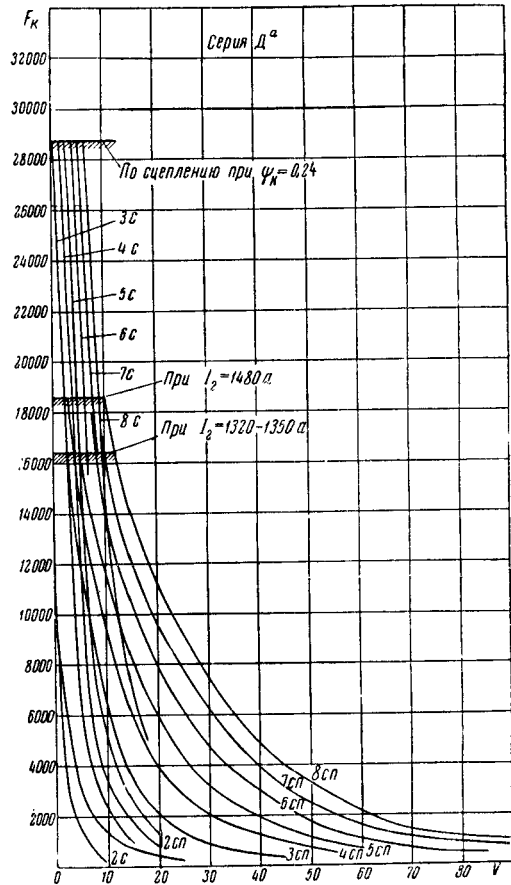
Фиг. 37а. Тяговые характеристики тепловоза ТЭ 2



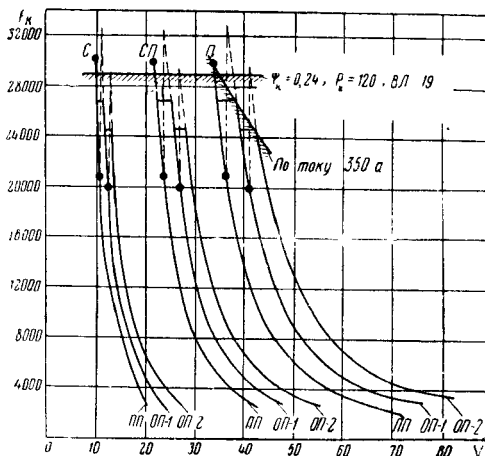
Фиг. 38. Тяговые характеристики тепловоза ТЭ 1



Фиг. 40. Тяговые характеристики тепловоза ТЭ 6. Цифры на кривых обозначают число оборотов двигателя; индексы ПП, ОП-1, ОП-2 обозначают схемы включения тяговых электродвигателей

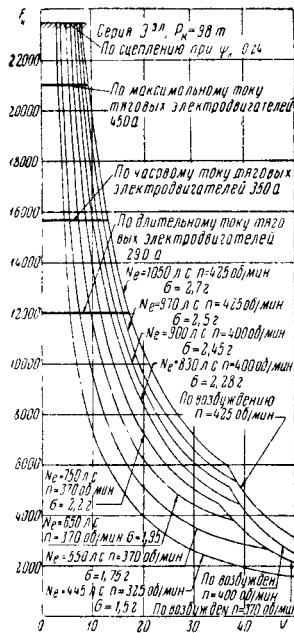


Фиг. 39. Тяговые характеристики тепловоза ДА. Цифры на кривых обозначают позицию контроллера машиниста; индексы С, СП обозначают схемы включения тяговых электродвигателей

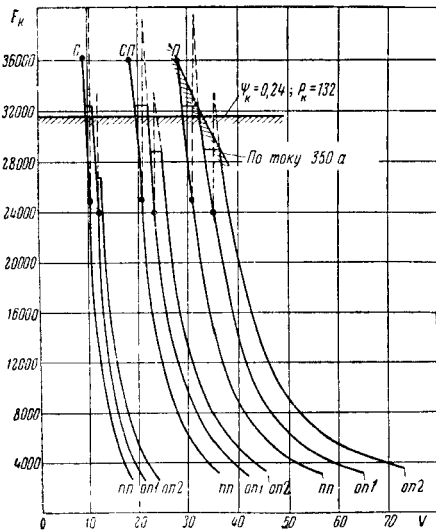


Фиг. 41. Тяговые характеристики электровозов серий ВЛ-19 и ВЛ-22 при  $D = 1200 \text{ мм}$ ,  $\mu = 3,74$

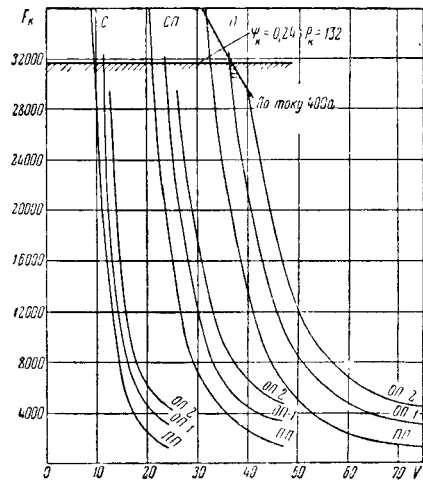




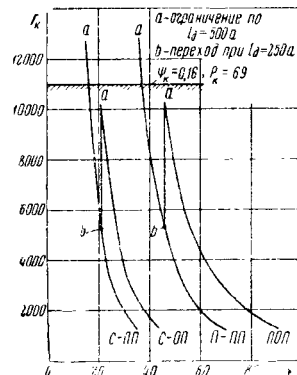
Фиг. 42. Тяговые характеристики тепловоза серии Э-ЭЛ



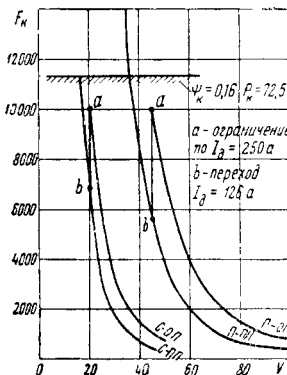
Фиг. 43. Тяговые характеристики электровозов серий СС-11 и ВЛ-22 при  $D = 1\,200$  мм,  $\mu = 4,45$



Фиг. 44. Тяговые характеристики электровоза серии ВЛ-22 М при  $D = 1\,200$  мм,  $\mu = 4,45$



Фиг. 45. Тяговые характеристики моторного вагона серии СД при напряжении на пантографе 1500 в,  $D = 1\,050$  мм,  $\mu = 3,69$



Фиг. 46. Тяговые характеристики моторного вагона серии СМ и СР при напряжении на пантографе 1500 и 3000 в,  $D = 1\,050$  мм,  $\mu = 3,69$

Тяговые характеристики, построенные в виде графиков, изображающих изменение силы тяги в зависимости от скорости, ограничиваются конструкционной скоростью локомотивов. Конструкционные скорости основных типов и серий локомотивов принимают по табл. 9.

Т а б л и ц а 9  
Конструкционные скорости локомотивов

Серия локомотива	Колёсная формула	Конструкционная скорость в км/час
<b>Паровозы</b>		
Б	2-3-0	115
Е всех индексов	1-5-0	70
ИС	1-4-2	115
К	2-3-0	115
КУ	2-3-0	115
Л	1-5-0	80
МР	2-4-0	100
Н всех индексов	1-3-0	100
О всех индексов	0-4-0	55
С	1-3-1	115
СУ	1-3-1	115
СУМ	1-3-1	115
СО всех индексов	1-5-0	70
ФД	1-5-1	85
Ша	1-4-0	70
Щ всех индексов	1-4-0	70
Э всех индексов	0-5-0	65
52	1-5-0	80
140	1-4-0	50
Пт-31	1-4-1	100
424	2-4-0	90
<b>Тепловозы</b>		
Э-ЭЛ	1-5-1	60
ТЭ1	0-3 <sub>0</sub> +3 <sub>0</sub> -0	90
ТЭ2	0-2 <sub>0</sub> +2 <sub>0</sub> -0	90
Д <sup>а</sup>	0-3 <sub>0</sub> +3 <sub>0</sub> -0	95
Д <sup>б</sup>	0-3 <sub>0</sub> +3 <sub>0</sub> -0	95
<b>Электропозы</b>		
ВЛ-19	0-3 <sub>0</sub> -0+0-3 <sub>0</sub> -0	85
Сс-11	0-3 <sub>0</sub> -0+0-3 <sub>0</sub> -0	70
ВЛ-22, $\mu=3,74$	0-3 <sub>0</sub> -0+0-3 <sub>0</sub> -0	85
ВЛ-22, $\mu=4,45$	0-3 <sub>0</sub> -0+0-3 <sub>0</sub> -0	70
ВЛ-22 <sup>м</sup>	0-3 <sub>0</sub> -0+0-3 <sub>0</sub> -0	75
<b>Моторвагонные электропозы</b>		
Электросекции С <sub>д</sub> , С <sub>м</sub> , С <sub>р</sub>	—	85

### СИЛА ТЯГИ ПРИ МНОГОКРАТНОЙ ТЯГЕ И ПОДТАЛКИВАНИИ

При многократной тяге расчётную силу тяги для каждого головного локомотива принимают 100%, а для подталкивающего — 90% от расчётной каждого локомотива, взятого в отдельности.

### СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Под сопротивлением движению поезда понимаются неуправляемые внешние силы, приложенные к поезду и направленные в сторону, противоположную движению. Силы сопротивления исходят от рельсов, воздуха; к ним же относится и сила тяжести (проекция сил притяжения земли).

Различают: а) полное сопротивление состава, т. е. вагонов,  $W_n$ , б) полное сопротив-

ление поезда как ряда сцепленных повозок  $W_k$ , куда, кроме сопротивления вагонов, входит также сопротивление и локомотива как повозки. При езде с закрытым регулятором сюда же добавляется сопротивление в движущем и парораспределительном механизмах, а также сопротивление, возникающее вследствие превращения машины паровоза в своеобразный компрессор, перекачивающий воздух из одной полости цилиндра в другую.

В тепловозах и электровозах при езде без тока добавляется сопротивление в зубчатке.

По эксплуатационным признакам всё полное сопротивление поезда делится на: основное, т. е. постоянно действующее, которое принимается равным сопротивлению при движении по прямому горизонтальному пути с равномерной скоростью, и дополнительное, т. е. появляющееся лишь в отдельных случаях в зависимости от профиля и плана пути, характера движения, метеорологических условий.

Почти все силы сопротивления, действующие на любую единицу подвижного состава (вагон или локомотив), пропорциональны её весу и поэтому их обычно относят к единице веса — 1 т.

Сопротивление в кг, приходящееся на 1 т веса, называется удельным и обозначается буквой  $w$  с различными значками, определяющими принадлежность рассматриваемого сопротивления.

Удельное сопротивление, помноженное на вес, выраженный в тоннах, даёт полное сопротивление, т. е.

$$W_n = w_n Q \quad \text{и} \quad W_k = w_k (P + Q).$$

Обозначая удельное сопротивление локомотива как повозки через  $w'$  в кг на 1 т веса локомотива, а удельное сопротивление вагонов через  $w''$  в кг на 1 т веса вагонов, будем иметь

$$W_k = w' P + w'' Q.$$

Обозначая, далее, основное сопротивление индексом  $o$  и дополнительные сопротивления: от подъёма индексом  $i$ , от кривой индексом  $r$  и т. д., будем иметь полное сопротивление поезда

$$W_k = (w'_o + w'_i + w'_r) P + (w''_o + w''_i + w''_r) Q \quad (22)$$

при езде с паром или под током и

$$W_k = (w'_o + w_3 + w'_i + w'_r) P + (w''_o + w''_i + w''_r) Q \quad (23)$$

при езде с закрытым регулятором или без тока, где  $w_3$  — удельное сопротивление локомотива как машины при езде с закрытым регулятором (паровоз) или без тока (электровоз и тепловоз).

### Основное сопротивление

Сопротивление повозок на прямом и горизонтальном пути при равномерной скорости складывается из многих сопротивлений, являю-

щихся следствием разнообразных причин, из которых главная — трение.

Все факторы, определяющие величину основного сопротивления, обычно объединяются в пять групп: 1) трение в шейках осей; 2) трение качения на ободу колеса; 3) трение скольжения между бандажом и рельсом; 4) потеря живой силы от ударов и колебаний и 5) сопротивление воздушной среды.

Ввиду многообразия факторов, входящих в эти группы, и сложной зависимости между ними при постоянно меняющихся эксплуатационных условиях невозможно дать точную теоретическую формулу для определения величин основного сопротивления. Для этой цели пользуются формулами, полученными опытным путём и дающими зависимости основного сопротивления лишь от важнейших факторов — скорости движения, нагрузки и рода подвижного состава. Все приведённые ниже эмпирические расчётные формулы для определения основного сопротивления получены на основе специально поставленных опытов в нормальных эксплуатационных условиях с подвижным составом железных дорог СССР. Результаты подсчётов по формулам приведены в табл. 10, 11, 12 и 13.

Для вагонов:

1) грузовых четырёхосных (всех типов)

$$w_o'' = \frac{65 + V}{12 + 0,55q}, \quad (24)$$

где  $q$  — вес вагона брутто в тоннах;

2) четырёхосных цистерн

$$\text{грузёных} \quad w_o'' = 1,3 + 0,04V; \quad (25)$$

$$\text{порожных} \quad w_o'' = 1,4 + 0,06V; \quad (26)$$

3) грузовых двухосных (всех типов)

$$w_o'' = 1,4 + 0,02V + \frac{0,5}{q} V; \quad (27)$$

4) пассажирских двухосных и трёхосных

$$w_o'' = 1,4 + 0,017V + 0,0003V^2; \quad (28)$$

5) пассажирских четырёхосных и шестиосных на тележках

$$w_o'' = 1,4 + 0,012V + 0,0003V^2. \quad (29)$$

Для определения удельного основного сопротивления пассажирских цельнометаллических вагонов с индивидуальными динамомашинами следует к величинам, приведённым в табл. 13, начиная со скорости  $V = 20 \text{ км/час}$ , прибавить величину дополнитель-

Таблица 10

Удельное основное сопротивление грузовых четырёхосных вагонов в  $\text{кг/т}$

$V$ $q$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
15	3,70	4,20	4,68	5,19	5,68	6,17	6,67	7,16	7,66	8,15
20	3,26	3,70	4,13	4,56	5,00	5,44	5,87	6,30	6,74	7,18
25	2,91	3,30	3,69	4,08	4,47	4,85	5,24	5,63	6,02	6,41
30	2,63	2,98	3,33	3,68	4,03	4,39	4,74	5,09	5,44	5,79
35	2,40	2,72	3,04	3,36	3,68	4,00	4,32	4,64	4,96	5,28
40	2,21	2,50	2,80	3,09	3,38	3,68	3,97	4,26	4,56	4,85
45	2,04	2,31	2,59	2,86	3,13	3,40	3,67	3,95	4,22	4,49
50	1,90	2,15	2,40	2,66	2,91	3,16	3,42	3,67	3,92	4,18
55	1,78	2,01	2,25	2,48	2,72	2,96	3,20	3,43	3,67	3,90
60	1,67	1,89	2,11	2,33	2,56	2,78	3,00	3,22	3,44	3,67
65	1,57	1,78	1,99	2,20	2,41	2,62	2,83	3,04	3,25	3,46
70	1,49	1,68	1,88	2,08	2,28	2,48	2,67	2,87	3,07	3,27
75	1,41	1,60	1,78	1,97	2,16	2,35	2,54	2,72	2,91	3,10
80	1,34	1,52	1,70	1,88	2,05	2,23	2,41	2,59	2,77	2,95
85	1,28	1,45	1,62	1,79	1,96	2,13	2,30	2,47	2,64	2,81
90	1,22	1,38	1,54	1,71	1,87	2,03	2,20	2,36	2,52	2,68

Таблица 11

Удельное основное сопротивление четырёхосных цистерн в  $\text{кг/т}$

$V$ Цистерны	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Гружёные	1,7	2,1	2,5	2,9	3,3	3,7	4,1	4,5	4,9	5,3
Порожные	2,0	2,6	3,2	3,8	4,4	5,0	5,6	6,2	6,8	7,4

Таблица 12

Удельное основное сопротивление грузовых двухосных вагонов в  $\text{кг/т}$

$V$ $q$	10	20	30	40	50	60	70	80
8	2,22	3,05	3,88	4,70	5,50	6,35	7,18	7,96
10	2,10	2,80	3,50	4,20	4,90	5,60	6,30	7,00
12	2,02	2,63	3,25	3,87	4,46	5,10	5,72	6,28
13	1,98	2,57	3,15	3,74	4,32	4,90	5,50	6,12
14	1,96	2,52	3,07	3,63	4,18	4,74	5,30	5,80
15	1,93	2,47	3,00	3,53	4,07	4,60	5,13	5,64
16	1,91	2,43	2,94	3,45	3,96	4,47	4,93	5,48
17	1,89	2,39	2,88	3,38	3,87	4,37	4,86	5,40
18	1,88	2,35	2,83	3,31	3,79	4,27	4,74	5,24
19	1,86	2,33	2,79	3,25	3,72	4,17	4,66	5,08
20	1,85	2,30	2,75	3,20	3,65	4,10	4,55	5,00
21	1,84	2,28	2,71	3,15	3,59	4,03	4,46	4,92
22	1,83	2,25	2,68	3,11	3,54	3,96	4,39	4,82
23	1,82	2,23	2,65	3,07	3,48	3,90	4,32	4,74
24	1,81	2,22	2,62	3,03	3,44	3,85	4,26	4,66
25	1,80	2,20	2,60	3,00	3,40	3,80	4,20	4,60

Примечание к табл. 10 и 12:  $q$  — вес грузового вагона брутто, который определяют по отчётным данным прошедшего квартала, а для проектируемых линий — по плановому заданию.

Таблица 13

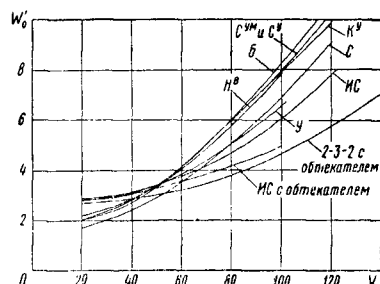
Удельное основное сопротивление пассажирских вагонов в  $\text{кг/т}$

$V$ Род вагонов	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Двух- и трёхосные	1,60	1,80	2,18	2,56	3,00	3,50	4,06	4,68	5,36	6,10	6,90	7,76
Четырёх- и шестиосные на тележках	1,55	1,76	2,03	2,36	2,75	3,20	3,71	4,28	4,91	5,60	6,35	7,16

ного сопротивления от динамомшины, подсчитанную как  $w'_0 = \frac{20}{V}$ .

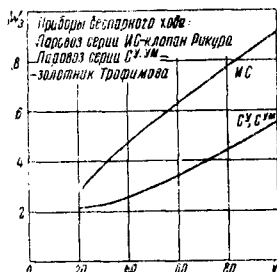
Для паровозов:

Следует различать: 1) удельное сопротивление паровоза (вместе с тендером) на прямом и горизонтальном пути как повозки и 2) удельное сопротивление паровоза (вместе с тендером) как машины при езде с закрытым регулятором, которое добавляется к основному сопротивлению при езде без пара.



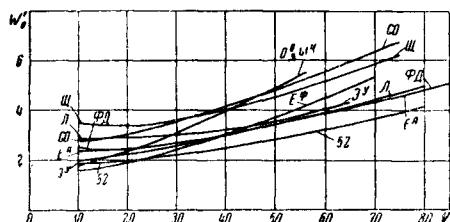
Фиг. 47. Удельное основное сопротивление пассажирских паровозов (с тендером) как повозки в зависимости от скорости

Удельное сопротивление паровозов как повозки  $w'_0$  и как машины при езде с закрытым регулятором  $w_3$  принимается только по



Фиг. 48. Удельное сопротивление пассажирских паровозов (с тендером) как машины при езде с закрытым регулятором в зависимости от скорости

опытным данным. На фиг. 47 и 48 приведены зависимости  $w'_0 = f(V)$  и  $w_3 = f(V)$ , полученные опытным путём для основных серий пас-



Фиг. 49. Удельное основное сопротивление грузовых паровозов (с тендером) как повозки в зависимости от скорости

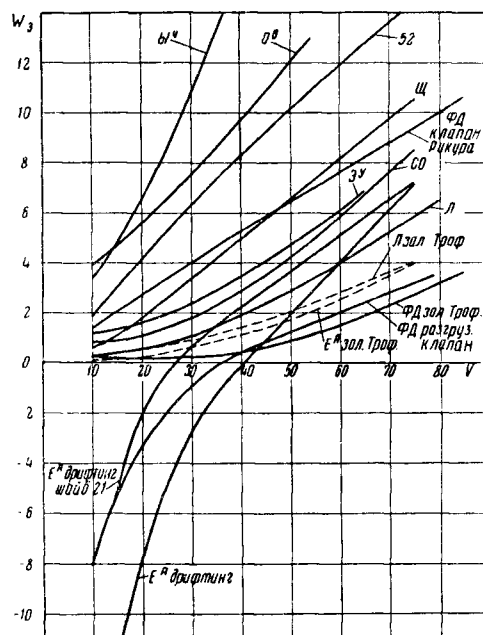
сажирских паровозов, а на фиг. 49 и 50 эти же зависимости, но для основных серий грузовых паровозов.

Для паровозов, не имеющих опытных данных, а также при проектировании новых паровозов можно определять  $w'_0$  по формулам: для грузовых паровозов

$$w'_0 = 2,2 + 0,01V + 0,0003V^2; \quad (30)$$

для пассажирских паровозов

$$w'_0 = 1,5 + 0,015V + 0,0005V^2. \quad (31)$$



Фиг. 50. Удельное сопротивление грузовых паровозов (с тендером) как машины при езде с закрытым регулятором в зависимости от скорости.

Приборы беспарного хода в паровозах серий: Б1, ОВ, ФД—клапаны Риккура, ЭУ, СО, ФД, ЕА, Л—золотники Трофимова, ЩР—клапаны Пирина, 52—байпас Винтертур, ЕА — Дрифтинг, Л—байпас Коломенского завода, ФД—при езде на разгрузочном клапане

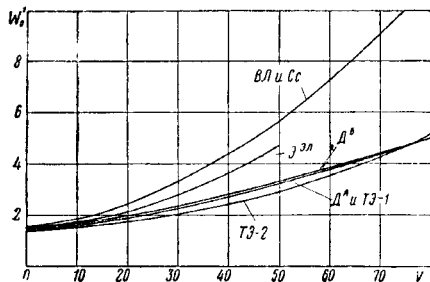
Удельное сопротивление паровоза с тендером как машины при езде с закрытым регулятором  $w_3$  для паровозов, не имеющих опытных данных, можно принимать по кривой  $w_3 = f(V)$  какого-либо другого паровоза, близкого по типу, размерам машины и приборам беспарного хода.

Для тепловозов и электровозов:

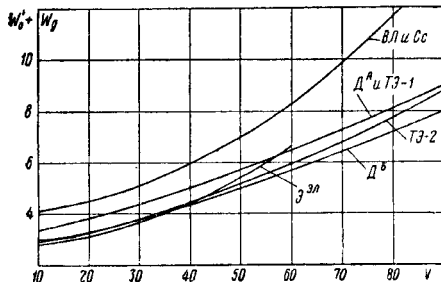
Следует различать: 1) удельное сопротивление как повозки для движения под током  $w'_0$  и 2) удельное сопротивление при движении без тока ( $w'_0 + w_0$ ). Второе выше первого на величину  $w_0$  удельного сопротивления от вращения электродвигателей (трения шёток, вала в подшипниках, потери в зубчатках) при езде без тока.

Для тепловозов существующих серий величины удельных сопротивлений следует при

нимать только по опытным данным, приведённым на фиг. 51 и 52 в виде кривых  $w'_o = f(V)$  и  $w'_o + w_d = f(V)$ .



Фиг. 51. Удельное основное сопротивление тепловозов и электровозов как повозки в зависимости от скорости (при движении под током)



Фиг. 52. Удельное сопротивление тепловозов и электровозов при движении без тока в зависимости от скорости

При проектировании новых тепловозов можно пользоваться формулами: при движении под током

$$w'_o = 1,5 + 0,012V + 0,0003V^2; \quad (32)$$

при движении без тока

$$w'_o + w_d = 3,0 + 0,04V + 0,0003V^2. \quad (33)$$

Для электровозов всех существующих серий в связи с их однотипностью опытные данные по удельному сопротивлению совпадают и располагаются на одной кривой для  $w'_o$  и на другой для  $(w'_o + w_d)$ ; по этим кривым подобраны формулы, которыми и надлежит пользоваться наравне с графиками: при движении под током

$$w'_o = 1,4 + 0,0012V^2; \quad (34)$$

при движении без тока

$$(w'_o + w_d) = 4,0 + 0,0012V^2. \quad (35)$$

Для моторвагонных секций всех серий удельные сопротивления следует определять по формулам:

при движении под током

$$w'_o = 1,62 + 0,014V + \left[ \frac{0,0064(n_g - 1) + 0,045}{P + Q} \right] V^2; \quad (36)$$

при движении без тока

$$w'_o + w_d = 2,5 + 0,03V + \left[ \frac{0,0064(n_g - 1) + 0,045}{P + Q} \right] V^2, \quad (37)$$

где  $n_g$  — общее число вагонов;  
 $P$  — вес моторных вагонов;  
 $Q$  — вес немоторных вагонов.

Для облегчения подсчётов величин сопротивлений локомотивов и электросекций удельные сопротивления подсчитаны по вышеприведённым формулам (30) — (37) и приводятся в табл. 14 и 15.

### Дополнительные сопротивления

1. От уклона  $w_i$  (подъёма или спуска). Удельное сопротивление от подъёма или спуска в  $\text{кг/т}$  принимается равным числу тысячных подъёма или спуска обычно с одним знаком после запятой, т. е.

$$w_i = i \text{ кг/т}. \quad (38)$$

Величина  $w_i$  может иметь знак плюс в случае подъёма и минус в случае спуска.

2. От кривой  $w_r$ . Это сопротивление не может быть выражено точно, так как зависит от многих факторов: радиуса кривой, скорости движения, возвышения наружного рельса, конструкции экипажа и т. д. Поэтому определение удельного сопротивления от кривой производится приближённо, как некоторой средней величины для всего поезда по формуле, в которой учитывается только главный и легко определяемый фактор — радиус кривой:

$$w_r = \frac{700}{R} \text{ кг/т} \quad (39)$$

в том случае, если длина поезда менее или равна длине кривой и поезд полностью располагается в кривой, и в том случае, если длина поезда более длины кривой

$$w_r = \frac{700}{R} \cdot \frac{S_{кр}}{l_n}, \quad (40)$$

где  $R$  — радиус кривой в м;  
 $S_{кр}$  — длина кривой в м;  
 $l_n$  — длина поезда в м.

Когда величина радиуса кривой  $R$  неизвестна, но известны величина центрального угла кривой ( $\alpha^\circ$ ) и длина кривой, удельное сопротивление  $w_r$  может быть вычислено по формуле

$$w_r = \frac{12,1\alpha^\circ}{S_{кр}} \text{ кг/т}. \quad (41)$$

При совпадении кривой с уклоном сопротивления их суммируют и выражают через

Таблица 14

Удельное сопротивление в кг/т для локомотивов, подсчитанное по формулам

Типы локомотивов	Вид удельного сопро- тивления	Скорость в км/час											
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Паровозы пассажир- ские . . . . .	$w'_o$	1,70	2,00	2,40	2,90	3,50	4,20	5,00	5,90	6,90	8,00	9,2	10,55
Паровозы грузовые .	$w'_o$	2,33	2,52	2,77	3,08	3,45	3,88	4,37	4,92	5,53	—	—	—
Тепловозы . . . . .	$w'_o$	1,65	1,86	2,13	2,46	2,86	3,30	3,81	4,38	5,01	—	—	—
Тепловозы . . . . .	$w'_o + w_o$	3,43	3,92	4,47	5,08	5,75	6,48	7,27	8,12	9,04	—	—	—
Электровозы . . . . .	$w'_o$	1,52	1,88	2,48	3,32	4,40	5,72	7,28	9,08	11,12	—	—	—
Электровозы . . . . .	$w'_o + w_o$	4,12	4,48	5,08	5,92	7,00	8,32	9,88	11,68	13,72	—	—	—

Таблица 15

Удельное сопротивление в кг/т для моторвагонных секций

Число вагонов в секции $n_v$	Вес вагонов в секции $P + Q$	Вид удельного сопро- тивления	Скорость в км/час								
			10	20	30	40	50	60	70	80	90
3	163	$w'_o$	1,80	2,04	2,36	2,75	3,21	3,74	4,34	5,01	5,75
		$w'_o + w_o$	2,84	3,24	3,72	4,27	4,89	5,58	6,34	7,17	8,07
6	326	$w'_o$	1,78	2,00	2,25	2,56	2,92	3,32	3,77	4,26	4,81
		$w'_o + w_o$	2,82	3,19	3,62	4,08	4,60	5,16	5,77	6,42	7,13
9	489	$w'_o$	1,78	1,98	2,22	2,50	2,82	3,18	3,57	4,00	4,48
		$w'_o + w_o$	2,82	3,18	3,58	4,02	4,50	5,02	5,57	6,16	6,80

так называемый приведённый уклон, рассчитываемый по формуле

$$i_k = i + \frac{700}{R}. \quad (42)$$

3. От изменения метеорологических условий в сторону их ухудшения. При переходе на зимний сорта смазки основное удельное сопротивление согласно опытным данным остаётся без изменения до температуры наружного воздуха  $t_{нв} = -20^\circ\text{C}$ .

При дальнейшем понижении температуры дополнительное сопротивление можно приближённо определять по формуле

$$w_l = 0,001 t_{нв} \text{ кг/т}, \quad (43)$$

где  $t_{нв}$  — температура наружного воздуха.

При понижении температуры наружного воздуха ниже  $-20^\circ\text{C}$ , сильных ветрах, метелях и обильных снегопадах дополнительное сопротивление учитывается путём снижения веса состава, устанавливаемого специальным распоряжением Министерства путей сообщения, так как этот вид дополнительного сопротивления имеет временный и местный характер.

4. При трогании с места  $w_m$ . Все формулы и графики для определения величины  $w'_o$  и  $w_o$  получены экспериментальным путём при

установившемся движении и при скоростях от 10 км/час и выше. При скорости же от 0 до 10 км/час основное удельное сопротивление подвижного состава изменяется по другим законам.

При пользовании формулами (24) — (37) при  $V = 0$ , т. е. при трогании, получаются преуменьшенные величины  $w_o$ . В действительности в момент трогания с места сопротивление подвижного состава выше, чем при движении, благодаря повышению коэффициента трения в шейках осей и наличию ускорения движения. Это обстоятельство усиливается, кроме того, степенью натяжения упругих приборов.

Для учёта повышенного удельного сопротивления в момент трогания с места вводят дополнительное сопротивление при трогании с места  $w_m$  [в дополнение к основному, подсчитываемому по формулам (24) — (37)].

Величину  $w_m$  для средних условий с учётом одновременного трогания с места всех вагонов на основании опытов принимают равной

$$w_m = 2,0 + 0,3 i_m, \quad (44)$$

но не менее 4 кг/т,

где  $i_m$  — приведённый подъём, на котором происходит трогание с места.

**Суммарное сопротивление поезда**

При рабочем ходе локомотива, т. е. при открытом регуляторе (под током), основное удельное сопротивление поезда

$$w_o = \frac{Pw'_o + Qw''_o}{P + Q}, \quad (45)$$

а при закрытом регуляторе (выбег)

$$[w_o]_3 = \frac{P(w'_o + w_a) + Qw''_o}{P + Q}. \quad (46)$$

Полное же удельное сопротивление поезда, т. е. основное и дополнительное,

$$w_k = w_o + i_k, \quad (47)$$

где 
$$i_k = i + \frac{700}{R}.$$

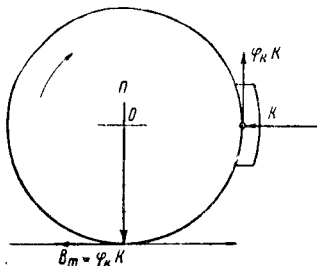
Значения величин  $w'_o$ ,  $w_a$ ,  $w''_o$  подсчитывают по соответствующим формулам, таблицам и графикам в зависимости от типа вагона, его нагрузки и типа локомотива.

**ТОРМОЗНАЯ СИЛА ПОЕЗДА**

Тормозными силами называют внешние силы, приложенные к поезду, направленные в сторону, обратную движению, вызываемые по мере надобности и управляемые человеком. Тормозные силы вызываются при участии рельсов путём: 1) прижатия тормозных колодок к бандажам колёс, 2) контрпара и рекуперации и 3) заклинивания колёс башмаками.

Наибольшее распространение в повседневной практике имеет первый способ.

В результате прижатия колодки к колесу силой  $K$  между колодкой и колесом возникает сила трения  $\varphi_k K$  (фиг. 53), где  $\varphi_k$  — коэффициент трения между колодкой и колесом.



Фиг. 53. Схема получения тормозной силы при помощи прижатия тормозной колодки к колесу

Эта сила трения, передаваясь на рельс, вызывает со стороны рельса горизонтальную реакцию, равную силе трения  $\varphi_k K$ . Реакция рельсов на колесо и является тормозной силой, так как она сила внешняя и направлена в сторону, обратную движению.

Тормозная сила во всём поезде

$$B_m = 1000 \sum \varphi_k K = 1000 \varphi_k \sum K. \quad (48)$$

**ТРЕНИЕ КОЛОДКИ О БАНДАЖ КОЛЕСА**

При расчёте тормозной силы по величине действительного нажатия колодок коэффициент трения колодок о колесо (при обычных чугунных колодках) принимают по формуле, полученной в результате специальных опытов на подвижном составе дорог СССР в условиях эксплуатации:

$$\varphi_k = 0,6 \frac{16K + 100}{80K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}, \quad (49)$$

где  $K$  — нажатие колодки на колесо в  $m$ ;  $V$  — скорость движения в  $км/час$ .

Величины коэффициента трения  $\varphi_k$ , вычисленные по формуле (49) для различных значений сил нажатий и скоростей, приведены в табл. 16.

На фиг. 54 представлено изменение коэффициента трения в зависимости от скорости и силы нажатия на колодку.

На основе последних опытов с тормозами, производившихся в 1950—1951 гг., коэффициент трения колодки о бандаж рекомендуется вычислять по формуле

$$\varphi_k = 0,6 \frac{16K + 100}{80K + 100} \cdot \frac{100}{3V + 100}. \quad (49a)$$

Величины этого коэффициента трения для различных скоростей и сил нажатия приведены в табл. 16а.

При наличии в поезде вагонов с двусторонним и односторонним торможением величину силы нажатия следует определять как средневзвешенную  $K_\partial$ , т. е.

$$K_\partial = \frac{K_1 n_{k_1} + K_2 n_{k_2}}{n_{k_1} + n_{k_2}} = \frac{\sum K}{2n_{T_1} + 4n_{T_2}}, \quad (50)$$

Таблица 16

Коэффициент трения тормозной колодки для различных значений скоростей и сил нажатий на колесную пару по формуле (49)

$V \backslash K$	0,5	1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0
0	0,463	0,386	0,338	0,320	0,304	0,280	0,261	0,246	0,234	0,224	0,216	0,203	0,193
10	0,339	0,283	0,248	0,235	0,223	0,205	0,191	0,180	0,172	0,164	0,158	0,149	0,141
20	0,278	0,232	0,203	0,192	0,182	0,168	0,157	0,148	0,140	0,134	0,130	0,122	0,116
30	0,241	0,201	0,176	0,166	0,158	0,146	0,136	0,128	0,122	0,116	0,112	0,106	0,100
40	0,216	0,180	0,158	0,150	0,142	0,131	0,122	0,115	0,109	0,105	0,101	0,095	0,090
50	0,199	0,166	0,145	0,137	0,130	0,120	0,112	0,106	0,100	0,096	0,093	0,087	0,083
60	0,185	0,154	0,135	0,128	0,122	0,112	0,104	0,098	0,094	0,090	0,086	0,081	0,077
80	0,167	0,139	0,122	0,115	0,109	0,101	0,093	0,089	0,084	0,081	0,078	0,073	0,069
100	0,154	0,129	0,112	0,107	0,101	0,093	0,087	0,082	0,078	0,075	0,072	0,068	0,064
120	0,145	0,121	0,106	0,101	0,095	0,088	0,082	0,077	0,073	0,070	0,068	0,064	0,061

Т а б л и ц а 16а

Величины коэффициента трения колодки о бандаж, вычисленные по формуле (49а)

$V \backslash K$	0,5	1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0
0	0,463	0,386	0,338	0,320	0,304	0,280	0,261	0,246	0,234	0,224	0,216	0,203	0,193
10	0,354	0,296	0,260	0,246	0,234	0,216	0,200	0,189	0,183	0,172	0,166	0,156	0,148
20	0,289	0,241	0,205	0,200	0,190	0,175	0,164	0,154	0,146	0,140	0,135	0,127	0,1205
30	0,243	0,203	0,173	0,167	0,160	0,1475	0,137	0,130	0,123	0,118	0,1135	0,107	0,1015
40	0,210	0,176	0,149	0,145	0,138	0,127	0,1185	0,112	0,106	0,102	0,098	0,092	0,0875
50	0,185	0,155	0,131	0,128	0,1215	0,112	0,104	0,0985	0,0935	0,0895	0,0865	0,081	0,077
60	0,165	0,133	0,117	0,114	0,108	0,100	0,093	0,088	0,0835	0,080	0,077	0,0725	0,069
70	0,149	0,125	0,106	0,103	0,098	0,090	0,084	0,079	0,0755	0,072	0,070	0,0655	0,062
80	0,136	0,113	0,0965	0,094	0,089	0,082	0,0765	0,072	0,069	0,066	0,0635	0,0595	0,057
100	0,116	0,0965	0,082	0,080	0,076	0,070	0,065	0,0615	0,0585	0,056	0,054	0,0505	0,048
120	0,105	0,084	0,071	0,0695	0,066	0,061	0,057	0,0535	0,051	0,049	0,048	0,044	0,042

где  $K_1$  — сила нажатия на одну колодку при одностороннем торможении;  
 $K_2$  — сила нажатия на одну колодку при двустороннем торможении;  
 $n_{K_1}$  — число колодок в тормозных вагонах одностороннего торможения;  
 $n_{K_2}$  — число колодок в тормозных вагонах двустороннего торможения;  
 $n_{T_1}$  — число тормозных осей четырёхосных вагонов (с односторонним торможением);  
 $n_{T_2}$  — число тормозных осей двухосных вагонов (с двусторонним торможением).

Тогда по формуле (49) при  $K = 1,75 \text{ т}$  получаем:

$$\varphi_{кр} = 0,32 \frac{V + 100}{5V + 100}, \quad (51)$$

или же по формуле (49а)

$$\varphi_{кр} = 0,32 \frac{100}{3V + 100} = \frac{32}{3V + 100}. \quad (51a)$$

Расчётная сила нажатия при этом определяется из равенства

$$\varphi_k K = \varphi_{кр} K_p,$$

откуда

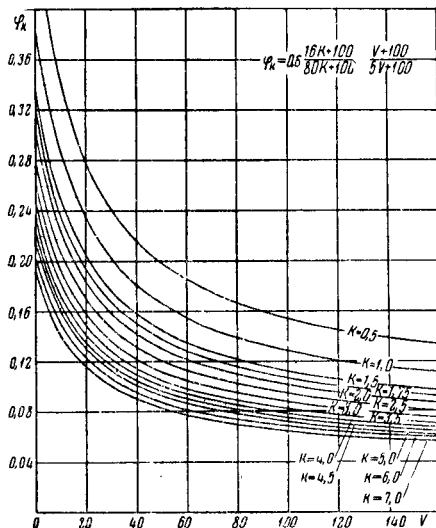
$$K_p = \frac{\varphi_k}{\varphi_{кр}} K = \frac{15}{8} K \cdot \frac{16K + 100}{80K + 100}. \quad (52)$$

Значения расчётной силы нажатия  $K_p$  согласно формуле (52) для соответствующих действительных нажатий на колодку принимают по табл. 17.

Т а б л и ц а 17

Нажатие на ось в т

Действительное нажатие	Приведённое нажатие	
	при одностороннем торможении	при двустороннем торможении
2,0	2,4	2,8
3,5	3,5	4,4
4,0	3,8	4,8
5,0	4,4	5,6
6,0	4,9	6,3
6,5	5,2	6,6
7,0	5,4	7,0
8,0	6,0	7,6



Фиг. 54. Коэффициент трения чугунных тормозных колодок (обычных, стандартного размера)

Чтобы не усложнять расчёта введением зависимости коэффициента трения от силы нажатия на колодку и не высчитывать каждый раз средневзвешенную величину силы нажатия на колодку, вводят понятие о расчётном коэффициенте трения  $\varphi_{кр}$  между колодкой и бандажем и о расчётной силе нажатия на колодку  $K_p$ .

За расчётный коэффициент трения  $\varphi_{кр}$  принимают коэффициент трения  $\varphi_k$  при силе нажатия на колодку  $K = 1,75 \text{ т}$  (3,5 т на ось при одностороннем торможении).

### СИЛА НАЖАТИЯ НА КОЛОДКУ

Так как тормозная сила ограничивается величиной горизонтальной реакции от рельса на колесо, то здесь, так же как и при реализации силы тяги, необходимо соблюдение закона сцепления между колесом и рельсом, причём тормозная сила не должна превышать силы сцепления между тормозными колёсами и рельсами. При несоблюдении этого условия наступает так называемый «юз», т. е. скольжение вместо качения колеса по рельсу



Следовательно, для каждого катящегося заторможенного колеса должно быть соблюдено условие

$$\varphi_k K = \varphi_0 P, \quad (53)$$

где  $\varphi_0$  — коэффициент трения покоя между колесом и рельсом;

$P$  — статическая нагрузка от колеса на рельс.

Отсюда величина силы нажатия от колодки на колесо должна быть

$$K \leq P \frac{\varphi_0}{\varphi_k}. \quad (54)$$

При юзе между скользящим колесом и рельсом появится сила трения  $\varphi_v P$ , где  $\varphi_v$  — коэффициент трения, соответствующий некоторой скорости  $V$ ; поэтому  $\varphi_v$  всегда будет меньше  $\varphi_0$ , соответствующего нулевой скорости, и, следовательно, тормозная сила при юзе будет меньше, чем в нормальных условиях.

Отношение силы нажатия тормозных колодок на колесо к статической нагрузке от колеса на рельс называют коэффициентом нажатия

$$\delta = \frac{K}{P} \quad (55)$$

и тогда  $K = \delta P$ .

От правильного выбора величины коэффициента нажатия зависят сила нажатия и тормозная сила поезда.

Обычно принимают:

$\delta = 0,5$  для локомотивов,

$\delta = 0,6 - 0,7$  для товарных вагонов,

$\delta = 0,7 - 0,9$  для пассажирских вагонов.

При тяговых расчётах расчетную силу нажатия тормозных колодок определяют в соответствии с указаниями ПТЭ § 414, а именно:

1. Для автотормозов:

а) в электросекциях и пассажирских вагонов длиной 20,2 м и более — 7 т на ось;

б) в цельнометаллических — 8 т в остальных вагонах пассажирского парка — 5 т на ось;

в) в вагонах грузового парка:

1) на порожнем режиме — 3,5 т на ось;

2) на гружёном режиме для двухосных — 6 т на ось;

3) во всех остальных грузовых вагонах в том числе и в 4-х-осных на гружёном режиме — 5 т на ось;

г) в паровозах — 5 т на ось;

д) в тендерах — 4 т на ось;

е) в электровозах и тепловозах — 8 т на ось.

II. Для ручных тормозов:

а) в вагонах — 2 т на ось;

б) в электровозах, тепловозах и в тендерах — 4 т на ось.

В особых случаях нажатие тормозных колодок подвижного состава определяют расчётом, причём принимают:

а) при автоматических тормозах к. п. д. передачи, включая и действие отгормаживающих пружин, равным 0,9, а давление в тормозном цилиндре при однорежимном тормозе или при гружёном режиме — 3,5 ат, а при порожнем режиме — 1,8 ат. Если имеются более точные данные о давлениях в тормоз-

ном цилиндре, например, определённые для данного случая непосредственно по манометру, принимают для расчёта эти более точные данные;

б) при ручных тормозах усилие на рукоятку равным 40 кг, а полный коэффициент полезного действия всей передачи — 0,50.

На спусках круче 10‰ нажатие колодок принимается на 1,0% меньше определённого расчётом на каждую одну тысячную спуска сверх 10‰.

## ТОРМОЗНАЯ СИЛА ПОЕЗДА ОТ НАЖАТИЯ ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК

Тормозную силу поезда в целом определяют по количеству тормозных осей и нажатиям колодок на оси:

$$B_m = 1000 \sum \varphi_k K = 1000 \varphi_k \sum K = 1000 \varphi_k (\sum_P K + \sum_Q K) \text{ кг},$$

где  $\sum_P K$  — сумма сил нажатия всех колодок локомотива (включая тендер);

$\sum_Q K$  — сумма сил нажатия всех колодок вагонов.

Удельная тормозная сила, т. е. тормозная сила, отнесённая к 1 т веса поезда, равна

$$b_m = \frac{B_m}{P + Q} = 1000 \varphi_k \frac{\sum K}{P + Q} = 1000 \varphi_k \vartheta, \quad (56)$$

где  $\vartheta = \frac{\sum K}{P + Q}$ , т. е. отношение суммы всех сил нажатия в поезде к весу поезда, называемое тормозным коэффициентом поезда.

Если величину тормозного коэффициента  $\vartheta$  умножить на 100, то получим число тонн нажатия тормозных колодок, приходящееся на каждые 100 т веса поезда. Эта характеристика обеспеченности поезда тормозами приведена в табл. 1 и 2 ПТЭ, § 403.

При вычислении тормозного коэффициента грузового гружёного поезда обычно нажатие колодок локомотива не учитывают, а оставляют в виде некоторого резерва.

При определении допускаемых скоростей движения поезда на спусках значение тормозного коэффициента принимают равным полной его расчётной величине. При расчётах торможения для остановки на отдельных пунктах и у платформ значение тормозного коэффициента принимают равным половине его расчётной величины (так называемое «служебное торможение»). Для пригородных поездов при электровоздушном тормозе расчётный тормозной коэффициент служебного торможения принимают равным 0,75 от полного.

При движении по уклону заторможенного поезда при закрытом регуляторе на него действуют тормозная сила, основное сопротивление и дополнительное сопротивление от уклона.

Равнодействующая этих удельных сил

$$b_m + w_0 + i_k = 1000 \varphi_k \vartheta + \frac{w'_0 P + w''_0 Q}{P + Q} + i_k. \quad (57)$$

### ТОРМОЗНАЯ СИЛА КОНТРПАРА

Понятие о тормозной силе контрпара аналогично понятию о силе тяги с той разницей, что сила контрпара направлена в сторону, противоположную движению паровоза. Поэтому сила контрпара, так же как и сила тяги, ограничена размерами машины и сцеплением. Ограничение по котлу при этом во внимание не принимают ввиду кратковременного действия контрпара.

Сила контрпара  $B_{кп}$  по машине на ободе движущих колёс по аналогии с силой тяги по машине равна

$$B_{кп} = M \xi_{кп} \eta_{мкп}, \quad (58)$$

где  $M$  — модуль силы тяги паровоза;

$\xi_{кп}$  — коэффициент индикаторного давления при контрпаре;

$\eta_{мкп}$  — механический к. п. д. машины при контрпаре.

Для удобства и простоты расчётов принимают  $\xi_{кп} \eta_{мкп} = 2,5 \varphi_{кр}$ , что практически близко к истине, и тогда

$$B_{кп} = 2,5 \varphi_{кр} M, \quad (59)$$

т. е. тормозная сила контрпара условно заменяется действием добавочных фиктивных тормозных колодок.

Ограничение силы контрпара по сцеплению

$$B_{кп} \leq 1000 \psi_k P_k; \quad (60)$$

при этом коэффициент сцепления при контрпаре принимают равным  $\psi_k = \frac{1}{7}$ , что гарантирует от заклинивания колёс. Иными словами, тормозная сила контрпара не должна превосходить  $\frac{1}{7}$  сцепного веса паровоза, выраженного в кг.

В том случае, если одновременно нажимают тормозные колодки на движущие колёса и применяют контрпар, то общая тормозная сила на ободе движущих колёс паровоза также не должна превосходить  $\frac{1}{7}$  сцепного веса, выраженного в кг.

При определении допускаемых скоростей на спусках, а также при расчётах тормозной силы для остановки поезда или снижения скорости тормозную силу контрпара не учитывают.

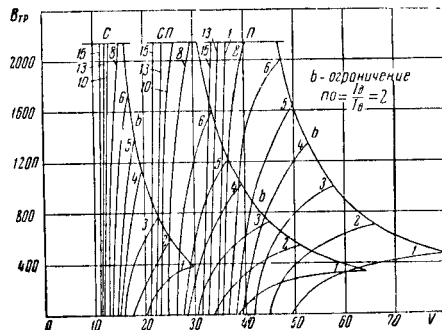
### ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ТОРМОЖЕНИЕ

Свойство обратимости электродвигателя используют при электрической тяге для электрического торможения. Кинетическая энергия, накопленная поездом при движении, используется как механическая энергия, приводящая в движение электродвигатели, работающие в этом случае генераторами.

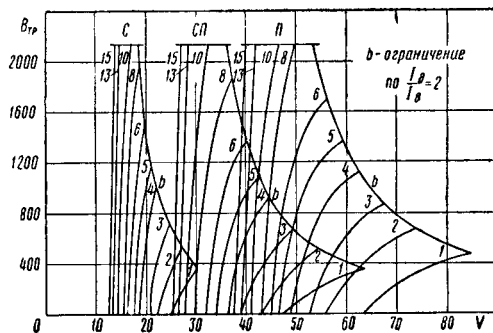
Электрическая энергия, выработанная обратившимися электродвигателями, поглощается специальными реостатами или же, при некоторых условиях, возвращается обратно в питающую сеть. В первом случае имеем электрическое торможение — реостатное, а во втором — рекуперативное, т. е. с возвращением энергии, которая была затрачена на ускорение поезда.

Тяговые расчёты должны производиться с учётом наибольшего использования рекуперативного торможения в пределах, ограничиваемых тормозными характеристиками электровозов.

На фиг. 55 и 56 представлены эти тормозные характеристики электровозов ВЛ, Сс, ВЛ-22<sup>м</sup>. Ограничение по сцеплению в этих



Фиг. 55. Тормозная характеристика электровозов ВЛ-22, Сс-11 при рекуперативном торможении. Двигатель ДПЭ-340,  $U_3 = 3300$  в,  $\mu = 4,45$ ,  $D = 1200$  мм



Фиг. 56. Тормозная характеристика электровоза ВЛ-22<sup>м</sup> при рекуперативном торможении. Двигатель ДПЭ-400,  $U_3 = 3300$  в,  $\mu = 4,45$ ,  $D = 1200$  мм

случаях принимают на 30% меньше, чем при реализации силы тяги, т. е. при электрическом торможении  $\psi_k = 0,17$ .

Рекуперативное торможение следует принимать, как правило, на всех спусках длиннее 2 км и круче 6‰.

Наибольшую скорость движения при рекуперативном торможении принимают равной наибольшей скорости, допустимой по воздушным тормозам.

Если на данном элементе профиля при данном весе поезда и скорости движения тормозная сила электровоза при рекуперативном торможении окажется недостаточной, то состав подтормаживают в необходимой степени воздушными тормозами.

Реостатное электрическое торможение следует рассматривать как вспомогательное (дополнительное).

Никаких расчётов по реостатному торможению не производят. При определении наибольших скоростей движения поезда следует принимать в расчёт только автоматические (воздушные) тормоза состава (вагонов).

## УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА И МЕТОДЫ ЕГО РЕШЕНИЯ

Уравнение движения поезда есть математическое выражение зависимости между силами, действующими на поезд, и его ускорением.

Составляемое на основе закона живых сил или закона Ньютона уравнение движения поезда в его дифференциальной форме, отнесенное к одной тонне веса поезда, приводится к виду

$$\frac{dV}{dt} = \zeta (f_k - w_k), \quad (61)$$

где  $\frac{dV}{dt}$  — ускорение поезда в данный момент времени;

$\zeta$  — коэффициент пропорциональности, физический смысл которого заключается в том, что он представляет собой ускорение поезда при действии ускоряющей силы, равной 1 кг/т;

$f_k = \frac{F_k}{P+Q}$  — удельная сила тяги, т. е. сила тяги, отнесенная к 1 т веса поезда, в кг/т;

$w_k = \frac{W_k}{P+Q}$  — полное удельное сопротивление поезда (вместе с тормозной силой), т. е. полное сопротивление, отнесенное к 1 т веса поезда, в кг/т;

$f_k - w_k$  — ускоряющая сила (равнодействующая сила).

Величина коэффициента пропорциональности  $\zeta$

$$\zeta = \frac{g}{1000(1+\gamma)} = \frac{9,81 \cdot 3600^2}{1000 \cdot 1000(1+\gamma)} \approx \frac{127}{1+\gamma} \text{ км/час}^2, \quad (62)$$

где  $g$  — ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/сек<sup>2</sup>;

$\gamma$  — коэффициент, который учитывает вращательное движение некоторых масс, движущихся в то же время поступательно со всей массой поезда.

Величину  $\gamma$  обычно определяют по формуле:

$$\gamma = \frac{\sum \frac{I}{R^2}}{M} = \frac{\sum \frac{I}{R^2} g}{(P+Q) 1000}, \quad (63)$$

где  $I$  — полярный момент инерции вращающихся масс;

$R$  — радиус колеса (в более общем случае — радиус вращения массы).

Из последнего выражения следует, что коэффициент  $\gamma$  есть отношение живой силы вращающихся, приведенных к ободу масс, только во вращательном движении к живой силе поезда в поступательном движении. Это легко устанавливается, если числитель и знаменатель в формуле (63) умножить на  $\frac{V^2}{2}$ .

Величина коэффициента  $\gamma$  зависит от рода, конструкции и типа подвижного состава, а также от степени его нагруженности:

Наименование подвижного состава  $\gamma$

Вагон порожний двухосный . . .	0,120
» четырёхосный . . . . .	0,084
» гружёный двухосный . . .	0,042
» четырёхосный . . . . .	0,03
» пассажирский . . . . .	0,05
Паровоз серии Э . . . . .	0,052
» серий ФД и ИС . . . . .	0,041
Электровоз ВЛ-19 . . . . .	0,245
» ВЛ-22 . . . . .	0,280
Моторный вагон электросекции .	0,08

Следовательно, величину  $\zeta = \frac{127}{1+\gamma}$  в среднем можно принять для грузовых поездов из гружёных вагонов

$$\zeta = 122 \text{ км/час}^2;$$

для грузовых поездов, составленных из порожних вагонов,

$$\zeta = 115 \text{ км/час}^2.$$

Практически с достаточной степенью точности для всех эксплуатационных расчётов принимают  $\zeta = 120 \text{ км/час}$  за час,  $2 \text{ км/час}$  за минуту и  $\frac{1}{3} \text{ км/час}$  за секунду.

В случаях особо точного решения уравнения движения поезда величину  $\zeta$  определяют по формуле (62) в соответствии с вышеприведёнными значениями  $\gamma$ .

## АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА

Решение уравнения движения поезда сводится к нахождению зависимостей:  $V = f(t)$ ;  $V = \varphi(S)$  и  $t = \psi(S)$ .

Точное аналитическое решение в общем виде невозможно вследствие невозможности представить ускоряющую силу как непрерывную функцию скорости для всех составов и локомотивов. Поэтому при аналитических способах решения уравнения движения поезда, так же как и при графических, пользуются приближёнными методами решения.

## Приближённый метод аналитического решения уравнения движения поезда при неравномерном движении

Сущность его заключается в том, что вместо бесконечно малых приращений скорости принимают малые конечные приращения, в пределах которых величину ускоряющей силы принимают постоянной.

Тогда в результате решения уравнения движения поезда получаем:

$$\Delta t = (t_2 - t_1)_{\text{факт}} = \frac{V_2 - V_1}{\zeta (f_k - w_k)} = \frac{V_2 - V_1}{120 (f_k - w_k)}; \quad (64)$$

$$\Delta t = (t_2 - t_1)_{\text{мин}} = \frac{V_2 - V_1}{2 (f_k - w_k)}; \quad (65)$$

$$\Delta t = (t_2 - t_1)_{\text{сек}} = \frac{30 (V_2 - V_1)}{f_k - w_k}; \quad (66)$$

$$\Delta S = (S_2 - S_1)_{\text{км}} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot (f_k - w_k)} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot 120 (f_k - w_k)}; \quad (67)$$

$$\Delta S = (S_2 - S_1)_{\text{м}} = \frac{1000 (V_2^2 - V_1^2)}{2 \cdot 120 (f_k - w_k)} = \frac{4,17 (V_2^2 - V_1^2)}{f_k - w_k}. \quad (68)$$

Зависимость  $t = f(S)$  получается путём исключения  $V$  из найденных зависимостей

$$V = f(t) \text{ и } V = \varphi(S);$$

$$(S_2 - S_1)_{\text{м}} = 500 (V_1 + V_2) (t_2 - t_1)_{\text{час}}. \quad (69)$$

Точность расчётов определяется выбором интервала скорости от  $V_1$  до  $V_2$ . Чем меньше интервал, тем точнее результаты расчётов.

В табл. 18 даны результаты расчётов пути и времени по формулам (66) и (68) при действии постоянной силы ( $f_k - w_k$ ) в пределах определённых интервалов скорости.

**Решение уравнения движения поезда в случае равномерного движения.** В этом случае

$V = \text{const}; \frac{dV}{dt} = 0$  и  $\zeta(f_k - w_k) = 0$ . Но так как  $\zeta \neq 0$ , то  $f_k - w_k = 0$ , и, следовательно,  $f_k = w_k$ , т. е.

$$\frac{F_k}{P + Q} = \frac{W_k}{P + Q} \text{ и } F_k = W_k, \quad (70)$$

но

$$W_k = (w'_0 + i_k) P + (w''_0 + i_k) Q,$$

тогда

$$F_k = (w'_0 + i_k) P + (w''_0 + i_k) Q,$$

откуда

$$Q = \frac{F_k - (w'_0 + i_k) P}{w''_0 + i_k}. \quad (71)$$

Следовательно, решение уравнения движения поезда в случае равномерного его движения даёт возможность:

а) определить вес состава  $Q$  — для заданного локомотива ( $F_k$ ) и профиля ( $i_k$ );

б) подобрать локомотив (силу тяги  $F_k$ ) для заданного веса состава  $Q$  и профиля  $i_k$ , т. е. решать вопросы размещения локомотивного парка;

в) определить наибольший подъём  $i_k$ , по которому заданный локомотив провезёт заданный вес состава, т. е. решать вопросы о расстановке толкачей и назначении двойной тяги;

г) определить скорость движения заданного поезда по данному профилю.

Последнюю задачу решают графически, для чего обычно на миллиметровую бумагу наносят кривую  $F_k = f(V)$ , а так же кривую  $W_k = \varphi(V)$ , подсчитанную для заданного веса поезда и для разных скоростей. Абсцисса точки пересечения этих кривых и даёт искомую скорость. Если кривые  $F_k = f(V)$  и  $W_k = \varphi(V)$  не пересекаются и кривая сопро-

тивлений идёт выше кривой силы тяги, то равномерное движение при этих условиях не наступит ни при какой скорости, и поезд остановится.

#### Графический метод решения уравнения движения поезда

Этот метод интегрирования уравнения движения поезда также основан на замене бесконечных малых приращений скорости  $dV$  конечными приращениями  $\Delta V$  и на замене в интервалах скорости от  $V_1$  до  $V_2$ , равных  $V_2 - V_1 = \Delta V$ , переменной ускоряющей силы постоянной, соответствующей средней скорости на данном интервале,  $V_{cp} = \frac{V_1 + V_2}{2}$ .

Графическое интегрирование уравнения движения поезда сводится к построению кривых, точнее отрезков прямых (хорд или касательных), приближающихся к кривым  $V = f(S)$  и  $t = \varphi(S)$ . Построение кривых скорости и времени основано на некоторых геометрических свойствах этих кривых.

**Построение диаграмм ускоряющих и замедляющих усилий  $f_k - w_k = f(V)$ .** Диаграмма  $f_k - w_k = f(V)$  строится для того, чтобы с её помощью построить кривую  $V = f(S)$ , а по ней кривую  $t = \varphi(S)$ .

Движение поезда по участку с разнообразным профилем пути характеризуется тремя режимами работы локомотива: а) тягой, когда паровоз идёт с открытым регулятором, а электровоз и тепловоз под током, б) холостым ходом (выбег), когда паровоз идёт с закрытым регулятором, а электровоз и тепловоз — без тока, и в) торможением, когда вводится в действие тормозная сила.

Для этих трёх случаев движения поезда и должны быть построены диаграммы удельных равнодействующих сил (ускоряющих или замедляющих) в зависимости от скорости.

Обычно предварительно составляют три таблицы для движения поезда на площадке; образцы их приведены в табл. 19, 20, 21.

На основе данных, записанных в эти таблицы, строят диаграмму равнодействующих сил при езде по площадке. Силы со знаком плюс будут ускоряющие, а со знаком минус — замедляющие. Поэтому построенная диаграмма и называется диаграммой ускоряющих и замедляющих сил. Для примера на фиг. 57 приводится диаграмма ускоряющих и замедляющих сил, построенная применительно к случаю движения грузового поезда весом  $Q = 1800 \text{ т}$  при паровозе серии ФД.

Хотя диаграмма ускоряющих сил строится для случая движения по площадке, тем не менее она пригодна для любых элементов профиля. Для определения ускоряющих сил, действующих на поезд, при езде по подъёмам следует величины ускоряющих сил, подсчитанных для езды по площадке, уменьшить на число килограммов на тонну, равное числу тысячных подъёма, для чего начало координат диаграммы, построенной для движения по площадке, необходимо перенести влево (на фиг. 57 вверх) на число килограммов на тонну, равное числу тысячных подъёма, а для получения диаграммы сил при езде по спускам надо начало координат перенести вправо (на

Таблица 18

Путь в м, на котором скорость изменяется на 3 км/час под действием постоянной ускоряющей силы в кг/м—по формуле (68) и время в сек., в течение которого происходит изменение скорости на 3 км/час под действием той же силы—по формуле (66)

$f_k - w_k$ кг/м	$V_3 - V_1$ км/час																		$f_k - w_k$ кг/м	Время в сек. на изменение скорости на 3 км/час							
	0-3	3-6	6-9	9-12	12-15	15-18	18-21	21-24	24-27	27-30	30-33	33-36	36-39	39-42	42-45	45-48	48-51	51-54			54-57	57-60	60-63	63-66	66-69	69-72	72-75
1	38	113	188	263	338	413	488	563	638	718	788	863	938	1013	1088	1163	1238	1314	1389	1464	1539	1614	1689	1764	1838	1	90,0
2	19	56	94	131	169	206	244	281	319	359	394	431	469	506	544	581	619	657	694	732	769	807	844	882	914	2	45,0
3	13	38	63	88	113	135	163	188	213	238	263	288	313	338	363	388	413	438	463	488	513	538	563	588	613	3	30,0
4	9	28	47	66	84	103	122	141	159	178	197	216	234	253	272	291	309	328	347	366	385	403	422	441	460	4	22,5
5	8	23	38	53	68	83	98	113	128	143	158	173	188	203	218	233	248	263	278	293	308	323	338	353	368	5	18,0
6	6	19	31	44	56	69	81	94	106	119	131	144	156	169	181	194	206	219	231	244	256	269	281	294	306	6	15,0
7	5	16	27	37	48	59	70	80	91	102	113	123	134	145	155	166	177	188	198	209	220	231	241	252	263	7	12,9
8	5	14	23	33	42	51	61	70	79	89	98	108	117	126	136	145	154	164	173	183	192	201	211	220	230	8	11,1
9	4	12	21	29	37	46	54	63	71	79	88	96	104	113	121	129	138	146	154	163	171	179	188	196	204	9	10,0
10	4	11	19	26	34	41	49	56	64	71	79	86	94	101	109	116	124	131	139	146	154	161	169	176	184	10	9,0
11	3	10	17	24	31	37	44	51	58	65	71	78	85	92	99	106	112	119	126	133	139	147	153	160	167	11	8,1
12	3	9	16	22	28	34	40	47	53	59	66	72	78	84	91	97	103	109	116	122	128	134	141	147	153	12	7,5
13	3	9	14	20	26	32	38	43	49	55	60	66	72	78	84	89	95	101	107	113	118	124	130	136	141	13	6,9
14	3	8	14	18	24	29	35	40	45	51	56	61	67	72	77	83	88	92	99	104	110	115	120	126	131	14	6,4
15	2	8	13	18	23	28	33	38	43	48	53	58	63	68	73	78	83	88	93	98	103	108	113	118	123	15	6,0
16	2	7	11	16	21	25	30	35	39	44	49	54	58	63	68	72	77	82	86	91	96	100	105	110	115	16	5,6
17	2	7	11	15	19	24	29	33	37	42	46	51	55	59	64	68	73	77	81	84	90	95	99	104	108	17	5,3
18	2	6	10	14	18	23	27	31	35	39	44	49	52	56	60	64	69	73	77	81	85	89	94	98	102	18	5,0
19	2	6	10	14	18	22	26	30	34	37	41	45	49	53	57	61	65	69	73	77	81	85	89	93	97	19	4,7
20	2	5	9	13	17	20	24	28	32	35	39	43	47	50	54	58	62	66	69	73	77	80	84	88	92	20	4,5
21	2	5	9	12	16	20	23	27	30	34	38	41	45	48	52	55	59	63	66	69	73	77	80	84	86	21	4,3
22	1,5	5	8	12	15	18	22	25	29	32	35	39	42	46	49	53	56	59	63	66	69	73	76	80	83	22	4,1
23	1,5	4	8	11	15	18	21	24	28	31	34	37	41	44	47	51	54	57	60	64	67	70	73	77	80	23	3,9
24	1,5	4	8	11	14	17	20	23	26	29	33	36	39	42	45	48	51	54	58	61	64	67	70	73	76	24	3,75
25	1,5	4	8	11	14	17	20	23	26	29	32	35	38	41	44	47	49	53	56	59	62	65	68	71	74	25	3,6
30	1	4	6	9	11	14	16	19	21	24	26	27	31	34	36	39	41	44	46	49	51	54	56	59	61	30	3,0
35	1	3	5	7	10	12	14	16	18	20	22	25	27	29	31	33	35	38	39	42	44	46	48	50	51	35	2,5
40	1	3	4	6	8	10	12	14	16	17	19	21	23	25	27	29	31	32	34	36	38	40	42	44	46	40	2,2
45	0,8	2	4	6	7	9	11	13	14	16	18	19	21	23	24	26	28	29	31	33	34	36	38	39	41	45	2,0
50	0,8	2	4	5	7	8	10	11	13	14	16	17	19	20	22	23	25	26	28	29	31	32	34	35	37	50	1,8



## Пояснения к табл. 19

Графа 1 — выписываются значения скорости от 0 до конструкционной через 10 км/час для грузовых и через 20 км/час — для пассажирских. Обязательно вносится скорость, соответствующая расчётной силе тяги на расчётном подъёме, например, для паровоза ФД — 22 км/час, для электровазона ВЛ-22М — 37 км/час и т. д., или скорость, соответствующая точке перехода силы тяги с ограничения по сцеплению на ограничение по котлу.

Графа 2 — выписываются из паспорта значения силы тяги для скоростей, указанных в графе 1, в соответствии с принятыми расчётными значениями ограничения: для паровозов — по сцеплению, машине и котлу; для тепловоза Э-ЭЛ — по наибольшему току тяговых электродвигателей 450 а ( $F_K = 21\,000$  кг) до пересечения с кривой силы тяги, ограниченной мощностью двигателя внутреннего сгорания  $N_e = 1\,050$  л.с., и далее по кривой ограничения по возбуждению при  $n_d = 425$  об/мин.; для тепловозов ТЭ 1, ТЭ 2, Д<sup>а</sup>, Д<sup>б</sup> — по ограничению силы тяги по сцеплению при  $\zeta_K = 0,24$  до пересечения с кривой силы тяги для 8-го положения контроллера и далее по нисходящей кривой силы тяги 8-го положения, а для тепловоза Дб — до кривой наибольших оборотов. У электровазона — вначале по сцеплению (за исключением электровазона ВЛ-22 с передаточным числом 3,74, для кото-

рого в этом случае силу тяги принимать по пусковому току 350 а), а затем — от скорости на расчётном подъёме и до выхода на автоматическую характеристику второй ступени ослабленного поля параллельного соединения тяговых двигателей — по току и после этого — по автоматической характеристике (П-ОП-2).

Графа 3 — выписываются значения удельных сопротивлений локомотива как повозки из паспорта.

Графа 4 — полное сопротивление локомотива как повозки на площадке для разных скоростей представляет собой произведение из удельного сопротивления как повозки на расчётный вес локомотива.

Графа 5 — основное удельное сопротивление вагонов для разных скоростей определяется по формулам (24) — (29) или таблицам 9 — 11 в зависимости от процентного содержания (по весу) тех или иных вагонов в составе.

Графа 6 — полное основное сопротивление состава представляет собой произведение основного удельного сопротивления на вес состава.

Графа 7 — полное сопротивление поезда представляет собой сумму граф 4 и 6.

Графа 8 — равнодействующая сила, действующая на поезд и представляющая собой разность между силой тяги (графа 2) и силой сопротивления (графа 7).

Графа 9 — удельная равнодействующая сила.

Таблица 20

Удельные равнодействующие силы, действующие на поезд при различных скоростях и движениях по площадке с закрытым регулятором (на паровозе) или при выбеге (на электровазоне и тепловозе)

$V$	$w'_0$	$w_3$	$w'_0 + w_3$	$(w'_0 + w_3)P$	$w''_0 Q$	$(w'_0 + w_3)P + w''_0 Q$	$[w_0]_3 = \frac{(w'_0 + w_3)P + w''_0 Q}{P + Q}$	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0 10 20 : : : $V_{\text{констр}}$								

## Пояснения к табл. 20

Графа 1 — заносятся скорости от 0 до конструкционной данного локомотива через 10 км/час для грузовых и через 20 км/час — для пассажирских локомотивов.

Графа 2 — вносится из графы 3 табл. 19.

Графа 3 — удельное сопротивление паровоза как машины при езде с закрытым регулятором или удельное сопротивление от двигателей при езде на выбеге у электровазона и тепловозов; берётся из паспорта соответствующего локомотива.

Графа 4 — сумма удельных сопротивлений как повозки и как машины при закрытом регуляторе (на выбеге) получается путём сложения величин граф 2 и 3. В некоторых паспортах дается сразу

суммарная кривая  $w'_0 + w_3 = f(V)$ . Тогда отпадает надобность в графах 2 и 3.

Графа 5 — полное сопротивление паровоза при езде с закрытым регулятором и на выбеге у электровазона и тепловозов получается путём перемножения данных графы 4 на вес локомотива.

Графа 6 — полное основное сопротивление состава берётся из графы 6 табл. 19.

Графа 7 — полное сопротивление поезда в зависимости от скорости определяется как сумма данных граф 5 и 6.

Графа 8 — удельное сопротивление поезда на площадке при езде с закрытым регулятором (на выбеге).

Таблица 21

Удельные равнодействующие силы, действующие на поезд при различных скоростях для движения поезда на тормозах по площадке

$V$	$[w_0]_3$	$\gamma_p$	$1\,000 \varepsilon_{kp}$	$b_m = 1000 \varepsilon_{kp} \gamma_p$	$[w_0]_3 + b_m$	$[w_0]_3 + 0,5 b_m$	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8
0 10 20 : : : $V_{\text{констр}}$							

## Пояснения к табл. 21

Графа 1 — заносятся значения скорости от 0 до конструктивной через 10 км/час для грузовых и через 20 км/час — для пассажирских поездов.

Графа 2 — удельная равнодействующая сила при езде с закрытым регулятором (выбег) — графа 8 из табл. 20.

Графа 3 — расчётный тормозной коэффициент поезда, он равен

$$\beta_p = \frac{\sum K_p}{Q},$$

где  $\sum K_p = 5 p_T$  (гружёный режим торможения);

$p_T$  — число тормозных осей в составе;  $p_T = \beta n$ ;

$n$  — общее число осей в составе;

$\beta$  — процент тормозных осей в составе;

$$n = n_2 + n_4,$$

где  $n_2$  — число осей двухосных вагонов;

$n_4$  — число осей четырёхосных вагонов.

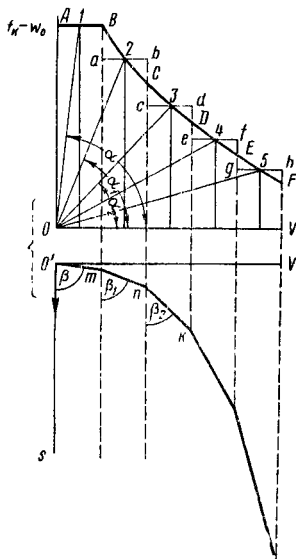
$$n_2 = \frac{Q_2}{q_2} \cdot 2 \text{ и } n_4 = \frac{Q_4}{q_4} \cdot 4;$$

Следовательно, при построении диаграммы  $(f_k - w_0) = f(V)$  и кривой  $V = f(S)$  можно так подобрать масштабы, что всегда будет иметь место равенство:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \text{ и } \alpha = \beta.$$

При определённом подборе масштабов хорда отрезка кривой  $V = f(S)$  составляет с осью  $S$  угол  $\beta$ , равный углу  $\alpha$ , пропорциональному средней действующей в данном интервале скорости  $\Delta V$  ускоряющей силе. Это и есть геометрическая связь между кривыми  $f_k - w_0 = f(V)$  и  $V = f(S)$ .

На основе этого свойства кривая  $V = f(S)$  строится по имеющейся диаграмме ускоряющих сил  $f_k - w_0 = f(V)$  следующим образом (фиг. 59).



Фиг. 59. Построение кривой скорости

Для каждого интервала скорости определяется по диаграмме  $f_k - w_0 = f(V)$  величина средней ускоряющей силы. Соответствующая этому точка на кривой  $f_k - w_0 = f(V)$  соединяется с началом координат лучом, в результате чего получается угол  $\alpha$ , пропорциональный действующей на поезд ускоряющей силе. В системе координат  $(V, S)$  строим на

$$Q_2 = Q(1 - \alpha_4) \text{ и } Q_4 = Q(1 - \alpha_2),$$

или

$$Q_4 = Q - Q_2,$$

где  $Q_2$  — вес состава, приходящийся на двухосные вагоны;

$Q_4$  — вес состава, приходящийся на четырёхосные вагоны;

$q_2$  — вес двухосного вагона брутто;

$q_4$  — вес четырёхосного вагона брутто;

$\alpha_2$  — процент двухосных вагонов (по весу);

$\alpha_4$  — процент четырёхосных вагонов (по весу).

Графа 4 — расчётный коэффициент трения колёдок о бандаж подсчитывается по формуле (49а) или табл. 16а.

Графа 5 — удельная тормозная сила подсчитывается как произведение данных графы 3 на величины графы 4.

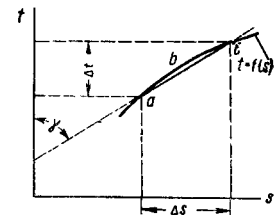
Графа 6 — полная удельная тормозная сила поезда получается путём сложения данных граф 2 и 5.

Графа 7 — удельная тормозная сила поезда при служебном торможении получается путём сложения данных графы 2 и половины данных графы 5.

оси  $S$ , совпадающей с осью  $f_k - w_0$ , угол  $\beta$ , равный углу  $\alpha$ , для чего к лучу, образованному углом  $\alpha$ , восстанавливаем перпендикуляр. При этом одна сторона угла  $\beta$  совпадает или параллельна оси  $S$ , а другая, перпендикулярная лучу, — определяет направление отрезка хорды кривой  $V = f(S)$ . Строя таким образом ряд отрезков хорд кривой  $V = f(S)$ , можно с достаточной для практики точностью принять эти отрезки за самую кривую  $V = f(S)$ .

**Построение кривой времени.** Построение кривой времени основано на геометрической зависимости между кривыми  $V = f(S)$  и  $t = \varphi(S)$ .

Если по имеющейся кривой  $V = f(S)$  каким-либо способом построена кривая  $t = \varphi(S)$  (фиг. 60) и если на этой кривой взять произвольный отрезок  $abc$  в интервале пути  $\Delta S$ , то хорда этого отрезка образует с осью времени  $t$  угол  $\gamma$ , тангенс которого пропорционален средней скорости поезда на данном интервале пути.



Фиг. 60. Геометрическое свойство кривой времени

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\Delta S}{\Delta t} = V. \quad (74)$$

Следовательно, геометрическое свойство кривой  $t = \varphi(S)$  заключается в том, что угол, образованный хордой отрезка кривой  $t = \varphi(S)$  с осью времени, пропорционален средней скорости движения на данном интервале пути.

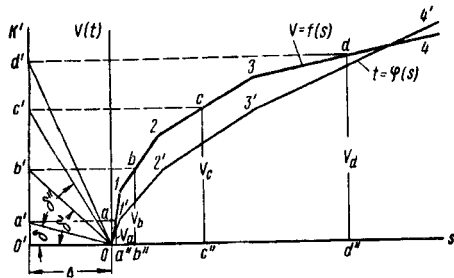
На основе этого свойства строится кривая  $t = \varphi(S)$ .

Построенную ранее кривую  $V = f(S)$  (фиг. 61) разбиваем на интервалы 0—1, 1—2, 2—3, 3—4 и т. д., обычно определяемые точками перелома кривой скорости. В пределах каждого интервала переменное значение скорости принимается постоянным, равным среднему значению, выражаемому ординатами точек  $a, b, c, d$ , лежащих на середине интервалов, т. е.

$$aa'' = V_a, bb'' = V_b, cc'' = V_c, dd'' = V_d \text{ и т. д.}$$



Затем влево от точки  $O$  откладывается произвольный отрезок  $OO'$ , равный  $\Delta$  и принимаемый за единицу. Из точки  $O'$  проводится вертикаль  $O'K'$ , параллельная оси  $V$ , на которую проектируются точки  $a, b, c, d$  и т. д.



Фиг. 61. Построение кривой времени

Проекции этих точек  $a', b', c', d'$  определяют отрезки  $O'a', O'b', O'c', O'd'$ , соответственно равные средним скоростям  $V_a, V_b, V_c, V_d$  и т. д.

Точки  $a', b', c', d'$  соединяем с началом координат  $O$  лучами  $Oa', Ob', Oc', Od'$ , которые образуют с горизонтальной осью углы  $\delta, \delta', \delta'', \delta'''$  и т. д. Их тангенсы равны:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{O'a'}{\Delta} = \frac{V_a}{1} = V_a; \quad (75)$$

$$\operatorname{tg} \delta' = \frac{O'b'}{\Delta} = \frac{V_b}{1} = V_b; \quad (76)$$

$$\operatorname{tg} \delta'' = \frac{O'c'}{\Delta} = \frac{V_c}{1} = V_c; \quad (77)$$

$$\operatorname{tg} \delta''' = \frac{O'd'}{\Delta} = \frac{V_d}{1} = V_d. \quad (78)$$

Имея углы  $\delta, \delta', \delta''$  и т. д., пропорциональные скоростям, строим равные им углы с осью времени  $t$ , для чего к лучам  $Oa', Ob', Oc', Od'$  проводим перпендикуляры в пределах соответствующих интервалов кривой  $V=f(S)$ , т. е. отрезок  $OI' \perp Oa'$ , отрезок  $I'2' \perp Ob'$ ,  $2'3' \perp Oc'$ ,  $3'4' \perp Od'$  и т. д.

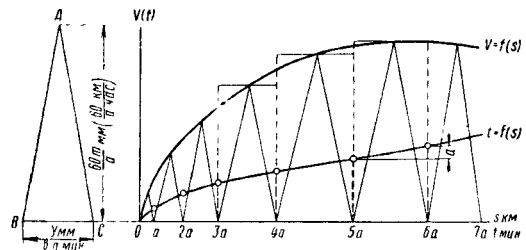
Так как  $\angle I'OV = \angle \delta$ , то  $\operatorname{tg}(\angle I'OV) = V$ . Это же условие справедливо для всех других отрезков. Следовательно, они являются хордами кривой  $t=\varphi(S)$  и ломаную линию  $OI'2'3'4'$  с достаточной для практики точностью можно принять за самую кривую  $t=\varphi(S)$ , а ось  $V$  является одновременно и осью времени  $t$ .

**Построение кривой времени способом Дегтярёва.** Кривая времени может быть построена по способу Дегтярёва при наличии кривой скорости в зависимости от пути на основании допущения, что за какую-то единицу времени соответствующий отрезок пути проходит поездом с равномерной скоростью, равной скорости в середине рассматриваемого участка. Рядом с кривой  $V=f(S)$  строится равнобедренный треугольник  $ABC$  с основанием, равным  $y$  мм, что в масштабе пути соответствует 1 км, и с высотой 60 мм, в масштабе соответствующей скорости 60 км/час; при

этой скорости 1 км пути (основание треугольника) проходится за 1 мин. (фиг. 62).

Все треугольники, подобные треугольнику  $ABC$ , обладают тем свойством, что при скорости поезда, равной в масштабе высоте треугольника, в течение 1 мин. проходится путь, равный в масштабе основанию треугольника. На этом основан способ определения времени хода в функции пути по имеющейся кривой  $V=f(S)$ .

Из начальной точки пути проводится линия, параллельная стороне  $AB$  равнобедренного треугольника  $ABC$ , до пересечения с кривой  $V=f(S)$ . Из полученной точки пересечения проводится линия, параллельная стороне  $AC$  того же треугольника  $ABC$ , до пересечения с осью  $S$ . Из этой точки пересечения снова проводят линию, параллельную стороне  $AB$ , до пересечения с кривой скорости и т. д. При этом образуется ряд равнобедренных треугольников, подобных треуголь-



Фиг. 62. Построение кривой времени по способу Дегтярёва

нику  $ABC$ , вершины которых находятся на кривой  $V=f(S)$ , а основания пропорциональны высотам, изменяющимся соответственно изменению скорости. Основание каждого треугольника представляет собой путь, проходимый поездом за 1 мин. Для определения времени достаточно сосчитать количество полученных интервалов на оси пути.

Для наглядности на основе найденных интервалов пути и количества минут времени, затраченного на прохождение этих интервалов пути, строится кривая  $t=\varphi(S)$ , представленная на фиг. 62.

Отношение высоты равнобедренных треугольников к основанию взято равным  $\frac{60m}{y}$ , в этом случае основание равно отрезку пути, проходимому за 1 мин. Если в общем случае это отношение взять равным  $\frac{60m}{ay}$ , то получим отрезки пути, проходимые за  $a$  мин.

Величина  $a$  может быть взята любой, например  $a=0,5$  мин., 1 мин., 1,5 мин.; чем меньше  $a$ , тем точнее результаты подсчетов времени хода.

Для облегчения построения можно вырезать из картона треугольник со сторонами, параллельными вспомогательному треугольнику  $ABC$ , и, прикладывая его к кривой  $V=f(S)$ , проводить по его сторонам линии до пересечения с кривой  $V=f(S)$  и осью  $S$ .

**Масштабы для построения кривых скорости и времени.** Правильный подбор масштабов

для графического интегрирования уравнения движения имеет существенное значение.

Для практических расчётов рекомендуются масштабы, приведённые в табл. 22, полученные на основе подбора их при соблюдении геометрического свойства кривых

$$V = f(S) \text{ и } t = \varphi(S).$$

Если постоянную  $\zeta$  принимают равной не 120 км/час<sup>2</sup>, а равной какой-то другой величине, то по формулам соотношений масштабов подсчитывают соответствующий дробный масштаб (например, для сил или для пути).

### РАСЧЁТ ВЕСА СОСТАВОВ

Вес составов на железных дорогах СССР для каждого тягового участка устанавливается исходя из: а) безусловного выполнения плана государственных перевозок, б) наибольшего использования мощности локомотива и в) унификации весовых норм для целых направлений.

Вопрос об унификации весовых норм обычно решается на основе технико-экономических и эксплуатационных расчётов в зависимости от характера, мощности и направления грузопотоков.

Метод расчёта веса состава устанавливают в зависимости от характера профиля пути. Если профиль пути имеет ярко выраженные затяжные подъёмы наибольшей крутизны, то вес состава в этом случае рассчитывают из условия движения поезда по этим подъёмам с равномерной скоростью. Если же профиль пути таков, что подъёмы наибольшей крутизны имеют небольшую длину, при которой поезд не может достигнуть равномерной скорости, то в этом случае вес состава рассчитывают из условий движения с неравномерной скоростью методом подбора с учётом использования живой силы поезда.

Одновременно производится проверка полученного веса состава по условиям трогания с места.

### Расчёт веса состава по условию движения поезда с равномерной скоростью

Если длина труднейшего на данном участке подъёма, а также характер прилегающих к нему элементов профиля и расположение остановочных и блокировочных пунктов позволяют считать без предварительной проверки, что этот подъём не может быть взят с разгона и на нём установится равномерная скорость движения, то его следует принимать за расчётный подъём  $i_p$  (с учётом кривой). В этом случае вес состава

$$Q = \frac{F_k - (w'_o + i_p) P}{w''_o + i_p} \quad (81)$$

Для грузовых поездов за равномерную скорость на расчётном подъёме  $V_p$  обычно принимают наибольшую скорость, при которой полностью используется сила тяги локомотива по всем видам её ограничений (по сцеплению, котлу, машине). Эта скорость соответствует точке пересечения кривой силы тяги по сцеплению или по машине с кривой силы тяги по котлу.

Для пассажирских поездов равномерная скорость на расчётном подъёме определяется в зависимости от категории поезда и его веса, а расчётная сила тяги — наименьшей величиной, соответствующей тому или иному ограничению силы тяги при расчётной скорости. Обычно принимаемые при расчёте веса поездов по формуле 81) значения равномерной скорости и соответствующей ей величины силы тяги для различных локомотивов приведены в табл. 23–26, причём для паровозов в табл. 23 и 24 приведены значения  $V_p$  и  $F_k$ , полученные на основе существующих норм расчётного коэффициента сцепления и ограничения по машине, а в табл. 23а и 24а — приведены величины  $V_p$  и  $F_k$ , исчисленные по расчётному коэффициенту сцепления и ограничению по машине, предлагаемым новым пересмотренным

Таблица 22

Масштабы для построения кривых скорости и времени

Величины и масштабы	Соотношения	Для общих расчётов			Для тормозных задач и других специальных расчётов	
		1	2	3	1	2
Силы, 1 кг/т = κ мм . . . . .	$\kappa = \frac{m^2 \zeta}{y}$	12	6	10	1	2
Скорость, 1 км/час = т мм . . . . .	$t = \sqrt{\frac{\kappa y}{\zeta}}$	2	1	2	1	2
Путь, 1 км = у мм . . . . .	$y = \frac{m^2 \zeta}{\kappa}$	40	20	48	120	240
Постоянная единица Δ мм . . . . .	$\Delta = \frac{x \cdot \kappa \cdot 60}{m \zeta}$	39	30	25	—	—
Время, 1 мин. = х мм . . . . .	$x = \frac{m \zeta}{\kappa \cdot 60} \Delta$	10	10	10	—	—
Промежуток времени а мин. для способа Дегтярёва . . . . .	а	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	—	—
Отношение высоты равнобедренного треугольника к основанию (для способа Дегтярёва) . . . . .	$\frac{60 t}{ay}$	6	6	5	—	—

Таблица 23

Величины силы тяги и скорости основных серий грузовых паровозов на расчётном подъёме

Серия паровозов	$V_p$	$F_k$	Ограничения $\epsilon$
Еа, м	18	19 300	0,6
Ел	17	18 300	
Ес, ф, к	17	17 600	
Л	21	20 000	
Ов	10	8 800	0,7
СО постройки до 1941 г.	18	19 800	
СО постройки после 1943 г.	18	20 200	0,6
Сов	18	20 500	
СОк	17	20 700	0,7
ФД-20	22	22 500	
ФД-21	23	22 800	0,6
Ша	15	12 800	
Щ	12	10 200	
Щп	12	11 700	
Щч	12	11 500	0,7
Э	12	17 500	
Эу	12	17 800	
Эм	15	19 000	
Эр	16	19 000	0,6
52	15	15 800	

Таблица 23а

Величины скорости и силы тяги на расчётном подъёме основных серий грузовых паровозов по новому проекту Правил производства тяговых расчётов

Серия паровозов	$V_p$	$F_k$	Ограничения
Еа, м	20	19 500	$\epsilon = 0,65$
Ел	17	19 300	По сцеплению и $\epsilon = 0,6$
Ес, ф, к	17	18 500	
Л	21	21 000	По сцеплению и расчётной $z_M = 65 \text{ кг/м}^2 \text{час}$
Оп	10	11 000	
Ов	10	8 800	$\epsilon = 0,7$
Оч	11	7 700	$\epsilon = 0,7$
СО	20	19 900	$\epsilon = 0,6$ и расчётной $z_M$
Сов	20	19 900	$\epsilon = 0,6$ и расчётной $z_M$
СОк	17	20 700	$\epsilon = 0,7$
ФД	23	23 300	$\epsilon = 0,6$
Ша	15	13 400	$\epsilon = 0,65$
Щ	12	10 400	$\epsilon = 0,7$
Щп	12	11 600	$z_M = 40 \text{ кг/м}^2 \text{час}$
Щч	12	11 600	$\epsilon = 0,7$
Э	13	18 100	$\epsilon = 0,65$
Эу	14	18 000	$\epsilon = 0,65$
Эм	15	19 500	$\epsilon = 0,6$
Эр	16	19 500	$\epsilon = 0,65$
52	13	18 400	По сцеплению и $\epsilon = 0,6$
140	12	11 700	
Ту	15	19 000	

Таблица 24

Величины силы тяги и скорости основных серий пассажирских паровозов на расчётном подъёме

Серия паровозов	Скорость в км/час и сила тяги в кг на расчётном подъёме		Примечание
	курьерские поезда	скорые, пассажирские и пригородные поезда	
Б	—	25/7 600	В числителе указана расчётная скорость, а в знаменателе — расчётная сила тяги при этой скорости
ИС	50/14 000	41/15 200	
КУ	—	25/ 6 750	
К	—	25/ 8 000	
МР	—	30/11 000	
Нп	—	20/ 7 630	
С	—	25/ 8 600	
СУ	40/ 9 000	30/10 400	
СУм	40/ 8 650	30/ 9 900	
Пт-31	45/11 300	40/12 400	
424	40/ 8 300	30/10 600	

Таблица 24а

Величины скорости и силы тяги на расчётном подъёме основных серий пассажирских паровозов по новому проекту Правил производства тяговых расчётов

Серия паровозов	Скорость и сила тяги на расчётном подъёме		Ограничения
	курьерские поезда	скорые, пассажирские и пригородные	
Б	—	25/8 700	По $z_M = 45 \text{ кг/м}^2 \text{час}$
ИС	50/14 000	40/15 600	По $z_M = 65 \text{ кг/м}^2 \text{час}$ и $\epsilon = 0,5$
КУ	—	25/8 500	$\epsilon = 0,5$
К	—	25/6 800	По $z_M = 40 \text{ кг/м}^2 \text{час}$
МР	—	30/11 200	$\epsilon = 0,65$
Нп	—	20/7 400	По $z_M = 40 \text{ кг/м}^2 \text{час}$
С	—	25/8 600	$\epsilon = 0,5$
СУ	40/8 900	30/10 400	По $z_M = 55 \text{ кг/м}^2 \text{час}$ и $\epsilon = 0,6$
СУулуч.	40/9 200	30/10 800	По $z_M = 55 \text{ кг/м}^2 \text{час}$ и $\epsilon = 0,6$
СУм	40/8 600	30/9 900	По $z_M = 55 \text{ кг/м}^2 \text{час}$ и $\epsilon = 0,6$
Пт-31	40/11 400	30/13 800	По $z_M = 50 \text{ кг/м}^2 \text{час}$ и $\epsilon = 0,6$
424	40/8 400	30/10 600	По $z_M = 50 \text{ кг/м}^2 \text{час}$

Таблица 25

Величины силы тяги и скорости электровозов на расчётном подъёме

Серия электровозов	$\mu$	$V_p$	$F_k$	Режим двигателей
Сс-11 и ВЛ-22	4,45	33	31 600	П-ОП-I
ВЛ-19	3,74	34	23 000	П-ПП
ВЛ-22	3,74	33	30 600	П-ПП
ВЛ-22 <sup>м</sup>	4,45	37	31 600	П-ОП-1

Т а б л и ц а 26

Величины силы тяги и скорости тепловозов  
на расчётном подъёме

Серия тепловозов	$V_p$	$F_K$
Э-ЭЛ . . . . .	12	15 600
ТЭ1 . . . . .	12	15 500
ТЭ2 . . . . .	17	22 000
Д <sup>а</sup> . . . . .	12	16 800
Д <sup>б</sup> . . . . .	12	17 000

Примечание. Для пассажирских поездов расчётные значения скорости и силы тяги принимать по 8-му положению контроллера при заданных весовых нормах.

проектом Правил производства тяговых расчётов.

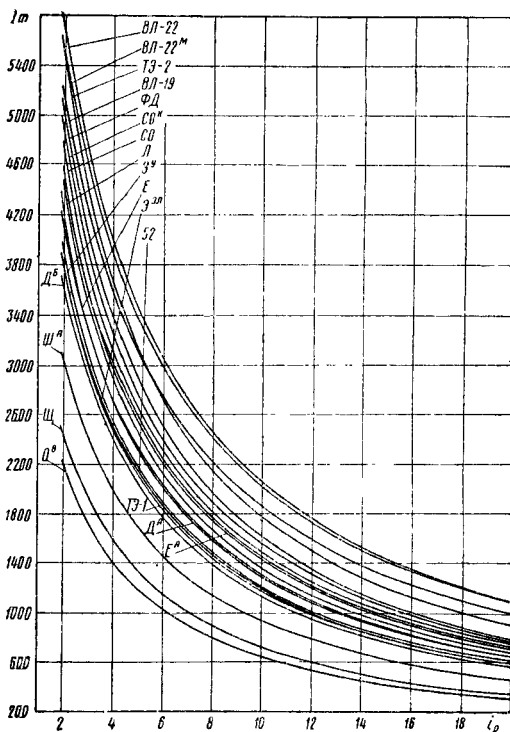
Весами пассажирских составов обычно задаются исходя из единых весовых норм по всему направлению. Поэтому данные табл. 24 и 24а являются ориентировочными. В каждом отдельном случае скорость движения пассажирских поездов на расчётном подъёме может быть определена путём наложения на тяговую характеристику принятого локомотива кривой полного сопротивления поезда заданного веса.

Точка пересечения последней кривой с одной из кривых ограничения силы тяги локомотива определит искомую скорость.

Входящая в формулу (81) величина расчётного веса локомотивов приведена в табл. 26а.

Подсчитанные по формуле (81) величины

составов для основных серий паровозов, тепловозов и электровозов для различных расчётных подъёмов приведены на фиг. 63 и 64.

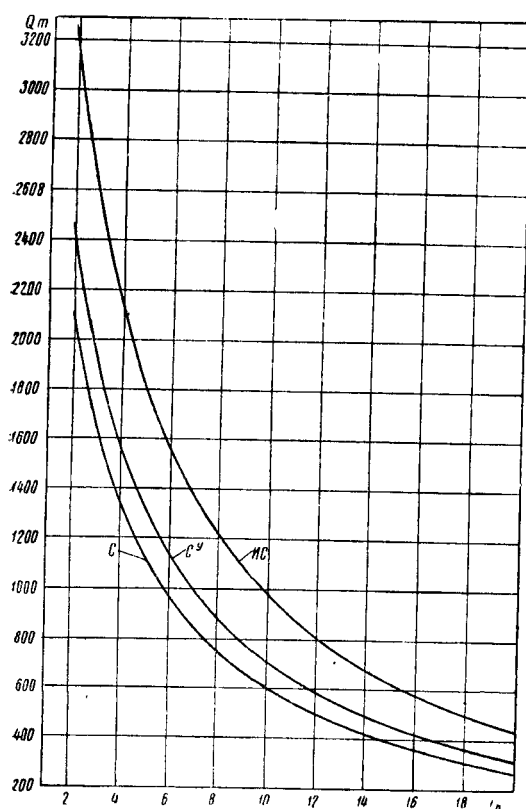


Фиг. 63. Веса грузовых составов в зависимости от расчётного подъёма для некоторых серий паровозов, тепловозов и электровозов. Вагоны: 50% четырёхосные весом 70 т и 50% двухосные весом 20 т

Т а б л и ц а 26а

Расчётные веса локомотивов  $P$  в т

Серия	$P$	Серия	$P$	Серия	$P$	Серия	$P$
Паровозы							
Е <sup>а</sup> , м	160	СО <sup>к</sup>	170	140	110	С	120
Е <sup>л</sup>	140	ФД	235	Ту	140	СУ Коломенского завода	145
Е <sup>ф</sup> , к, с	135	Ш <sup>а</sup>	120	Б	120	СУ «Красное Сормово»	150
Л	170	Щ	120	ИС	235	СУ <sup>м</sup>	145
О	95	Э	125	К	110	ПТ-31	160
СО до 1943 г.	145	ЭУ, ЭМ	130	КУ	120	424	140
СО после 1945 г.	160	ЭР	140	МР	155	—	—
СО <sup>в</sup>	150	52	135	Н <sup>п</sup>	95	—	—
Тепловозы							
Э-ЭЛ . . . . .	135	ТЭ1	120	ТЭ2	160	Д <sup>а</sup> , Д <sup>б</sup>	120
Электровозы							
Сс . . . . .	114	ВЛ-19	114	ВЛ-22	132	ВЛ-22 <sup>м</sup>	132



Фиг. 64. Веса пассажирских составов в зависимости от расчетного подъема для некоторых серий пассажирских паровозов

Расчёт веса состава по условию движения с неравномерной скоростью при использовании живой силы поезда (метод подбора)

Если характер профиля пути и расположение остановочных пунктов не дают оснований для выбора определённого расчетного подъёма, то следует задаться расчетным подъёмом, по величине меньшим, чем труднейший, встречающийся на данном участке, и рассчитать по нему вес состава по формуле (81). После этого необходимо проверить полученный вес состава на прохождение по наиболее трудным участкам профиля с учётом использования живой силы поезда по формуле

$$S = \frac{4,17 (V_2^2 - V_1^2)}{f_k - w_k}, \quad (82)$$

где  $S$  — расстояние, проходимое поездом за счёт использования кинетической энергии (живой силы) при изменении скорости от  $V_1$  до  $V_2$ ;

$V_1$  — скорость подхода поезда к тяжёлому элементу профиля; устанавливается в зависимости от профиля пути с учётом местных условий (расстановка сигналов, их видимость, действующие предупреждения и т. п.);

$V_2$  — скорость движения поезда в конце подъёма должна быть не ниже расчётных скоростей, указанных в табл. 23 — 26;

$f_k - w_k$  — средняя ускоряющая сила, действующая в интервале скоростей от  $V_1$  до  $V_2$ .

Если величина  $S$  получится после подстановки численных значений в формулу (82) большей, чем длина проверяемого подъёма, то рассчитанный по меньшему подъёму вес состава пройдёт этот более крутой подъём за счёт живой силы; если же величина  $S$  получится меньшей, чем длина проверяемого подъёма, то этот вес состава не пройдёт за счёт живой силы тяжёлый подъём. В последнем случае вес состава следует уменьшить и весь расчёт надо повторить.

Если на перегоне встречается несколько элементов профиля с величиной подъёма, большей по крутизне, чем принято для расчетного подъёма, то проверка на прохождение за счёт использования живой силы производится по элементу большей длины и по условиям худшего подхода к нему.

**Пример.** Рассчитать вес состава, который может вести паровоз серии Л1 по профилю, указанному на фиг. 65. 75% вагонов по весу четырёхосные, вес вагона брутто  $q = 70$  т, 25% по весу вагонов двухосные, вес вагона брутто  $q = 20$  т.

Если принять, что наиболее крутой подъём на этом перегоне  $i = 9,5\text{‰}$  является затяжным, то вес состава по формуле (81)

$$Q = \frac{F_k - (w'_o + i_p) P}{w''_o + i_p} =$$

$$= \frac{20'000 - (2,9 + 9,5) 170}{1,88 + 9,5} = 1\,580 \text{ т},$$

где  $F_k = 20\,000$  кг (из табл. 23);

$P = 170$  т (из табл. 26а);

$w'_o = 2,9$  кг/т (из фиг. 49 при  $V_p = 21$ );

$i_p = 9,5\text{‰}$ ;

$$w''_o = 0,75 \left( \frac{V + 65}{12 + 0,55q} \right) +$$

$$+ 0,25 \left( 1,4 + 0,02V + \frac{0,5}{q} V \right) =$$

$$= 0,75 \left( \frac{21 + 65}{12 + 0,55 \cdot 70} \right) +$$

$$+ 0,25 \left( 1,4 + 0,02 \cdot 21 + \frac{0,5 \cdot 21}{20} \right) = 1,88 \text{ кг/т}.$$



Фиг. 65. Профиль перегона

Учитывая, однако, что к этому подъёму наибольшей крутизны прилегают площадки и спуски достаточной длины, можно полагать, что поезд подойдёт к началу подъёма со скоростью, значительно превосходящей расчётную, и пройдёт этот подъём наибольшей крутизны за счёт разгона (использования живой силы).

При этих условиях подъём  $i_K = 9,5\text{‰}$  уже не может являться расчётным, — за расчётный подъём следует взять следующий по трудности подъём с  $i = 7,0\text{‰}$ , к началу которого поезд не может подойти с большой скоростью и он не может быть пройден за счёт живой силы.

Тогда вес состава (при  $i_p = 7,0\text{‰}$ ):

$$Q = \frac{F_K - (w'_o + i_p) P}{w''_o + i_p} = \frac{20\,000 - (2,9 + 7,0)}{1,88 + 7,0} = 2\,100 \text{ т.}$$

Проверяем возможность прохождения составом такого веса подъёма  $i = 9,5\text{‰}$  длиной 2 100 м по формуле (82).

По условиям подхода к подъёму  $i = 9,5\text{‰}$  можно полагать, что к началу подъёма поезд будет иметь скорость не меньше 60 км/час, т. е. примем  $V_1 = 60 \text{ км/час}$ , а  $V_2$  должно быть не менее  $V_p$ , т. е.  $V_2 = 21 \text{ км/час}$ .

Удельную силу тяги  $f_K$  подсчитываем как среднюю в интервале скорости от  $V_1$  до  $V_2$  и определяем по кривой силы тяги, соответствующей расчётной форсировке  $z_M = 65 \text{ кг/м}^2\text{час}$  при скорости

$$V_{cp} = \frac{V_2 + V_1}{2} = \frac{60 + 21}{2} = 40,5 \text{ км/час.}$$

Из тяговой характеристики паровоза Л (фиг. 21) находим, что при  $V_{cp} = 40,5 \text{ км/час}$  и  $z_M = 65 \text{ кг/м}^2\text{час}$ ,  $F_K = 14\,000 \text{ кг}$ , и тогда

$$f_K = \frac{F_K}{P + Q} = \frac{14\,000}{170 + 2\,100} = 6,2 \text{ кг/т.}$$

Удельное сопротивление поезда при средней скорости  $V_{cp} = 40,5 \text{ км/час}$  при движении по подъёму  $i = 9,5\text{‰}$  равно:

$$w_K = \frac{(w'_o + i_K) P + (w''_o + i_K) Q}{P + Q} = \frac{(3,1 + 9,5) 170 + (2,37 + 9,5) 2\,100}{170 + 2\,100} \approx 12,0 \text{ кг/т,}$$

где  $w'_o = 3,1 \text{ кг/т}$  (из фиг. 49 при  $V = 40,5 \text{ км/час}$ );

$$\begin{aligned} w''_o &= 0,75 \left( \frac{V + 65}{12 + 0,55q} \right) + \\ &+ 0,25 \left( 1,4 + 0,02V + \frac{0,5V}{q} \right) = \\ &= 0,75 \left( \frac{40,5 + 65}{12 + 0,55 \cdot 70} \right) + \\ &+ 0,25 \left( 1,4 + 0,02 \cdot 40,5 + \frac{0,5 \cdot 40,5}{20} \right) = 2,37 \text{ кг/т.} \end{aligned}$$

Подставляя полученные величины в формулу (82), получаем

$$\begin{aligned} S &= \frac{4,17 (V_2^2 - V_1^2)}{f_K - w_K} = \\ &= \frac{4,17 (21^2 - 60^2)}{6,2 - 12,0} = 2\,260 \text{ м,} \end{aligned}$$

что больше длины подъёма  $t_K = 9,5\text{‰}$ , равной 2 100 м. Следовательно, состав весом 2 100 т пройдёт за счёт живой силы подъём  $i = 9,5\text{‰}$  длиной 2 100 м.

Если бы длина подъёма была не 2 100 м, а, например, 2 360 м, то пришлось бы убавить вес состава примерно на 100 т и расчёт повторить. Для

получения более точных результатов проверки по формуле (82) следует интервал скорости от  $V_1 = 60$  до  $V_2 = 21 \text{ км/час}$  разбить на несколько интервалов, например, от 60 до 50 км/час, от 50 до 40 км/час, от 40 до 30 км/час, от 30 до 21 км/час, для каждого интервала определить  $f_K$  и  $w_K$  и подсчитать величины  $S$ , которые затем и просуммировать.

### Проверка состава на трогание с места

При установлении расчётного веса состава производится проверка на трогание с места на остановочных пунктах.

Состав, который при этом может быть тронут с места с учётом необходимого ускорения, подсчитывается по формуле

$$Q_{mp} = \frac{F_{kmp} - (w'_o + w_m + i_m + \frac{dV}{dt} \cdot \frac{1}{\zeta}) P}{w''_o + w_m + i_m + \frac{dV}{dt} \cdot \frac{1}{\zeta}}, \quad (83)$$

где  $F_{kmp}$  — наибольшая сила тяги по сцеплению при  $V = 0$  (при отсутствии ограничения по машине);

$w'_o$  и  $w''_o$  — удельное основное сопротивление локомотива и состава при трогании (условно рассчитывается при  $V = 10 \text{ км/час}$ );

$w_m$  — дополнительное сопротивление при трогании с места, принимаемое

$w_m = 2,0 + 0,3 i_m$ , но не менее  $4 \text{ кг/т}$ ;

$i_m$  — крутизна подъёма, на котором происходит трогание с места;

$\frac{dV}{dt}$  — ускорение поезда при трогании с места. Для грузовых поездов

принимают  $\frac{dV}{dt} = 0,02 \div$

$\div 0,04 \text{ м/сек}^2$ , или, что то же,  $4-8 \text{ км/час}$  за минуту;

$\frac{dV}{dt} \cdot \frac{1}{\zeta}$  — удельная сила, затрачиваемая на ускорение поезда.

Для пригородных поездов расчётную величину ускорения следует принимать в пределах от 0,2 до 0,6 м/сек<sup>2</sup>.

Полученный по формуле (83) вес состава должен быть больше рассчитанного по формуле (81). В противном случае состав, рассчитанный по формуле (83), принимают за расчётный. При проверке веса состава на взятие с места без расцепки после остановки у входных и выходных сигналов или при случайной остановке на перегоне следует исходить из того, что на данном подъёме может быть надёжно взят состав, рассчитанный на прохождение подъёма, равного четырём третям данного, увеличенного на  $1\text{‰}$ , т. е.

$$i_m = \frac{3}{4} i_p - 1, \quad (84)$$

где  $i_m$  — наибольший подъём, на котором можно взять с места остановившийся поезд без расцепки;

$i_p$  — расчётный подъём для данного участка.

Например, рассчитанный по 8‰-подъёму состав можно взять с места на подъёме, равном

$$i_m = \frac{3}{4} i_p - 1 = \frac{3}{4} \cdot 8 - 1 = 5\text{‰}.$$

#### Особенности определения веса состава при тепловозной и электровозной тяге

Для определения веса состава при тепловозной тяге вначале производится предварительный расчёт по часовому режиму двигателя. Окончательный вес состава устанавливается после проверки расчётом электродвигателей и генератора на нагрев в зависимости от профиля. При проверке на прохождение поезда по наиболее тяжёлым участкам профиля с учётом живой силы допускается кратковременное понижение скорости против указанной в табл. 25 при использовании тепловозами Э-ЭЛ наибольшего тока тяговых электродвигателей 450 а и тепловозами Д<sup>а</sup> последовательного соединения тяговых электродвигателей с последующей проверкой электродвигателя на нагревание.

При трогании с места и разгоне для тепловозов Э-ЭЛ нагрузку тяговых электродвигателей ДПТ 140 можно допускать до 450 а в течение не более 5 мин., а для тепловозов серий ТЭ 1, ТЭ 2, Д<sup>а</sup>, Д<sup>б</sup> силу тяги по сцеплению — тоже в течение не более 5 мин.

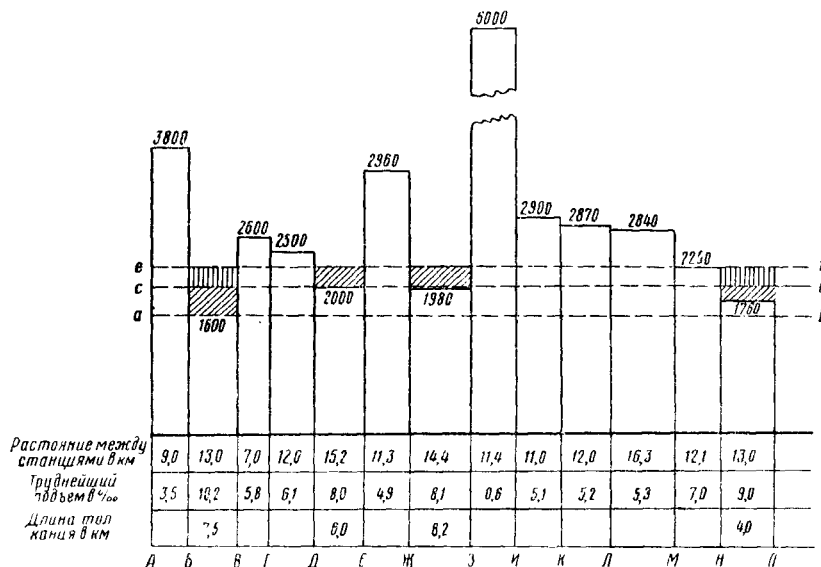
В случае затяжного расчётного подъёма при расчёте веса состава для электровозной тяги производится проверка тягового двигателя на нагревание.

новление весовой нормы для данного участка производится по труднейшему перегону. Для наглядности в оценке и выборе труднейшего перегона пользуются так называемой тонно-километровой диаграммой (QS-диаграмма), которую строят для участка, линии и целого направления. Построение этой диаграммы производится следующим образом. Вначале производится анализ профиля и для каждого перегона устанавливается расчётный подъём и соответствующий этому подъёму вес состава, который может вести локомотив заданной серии.

Затем по горизонтальной оси QS-диаграммы откладывается в определённом масштабе длина отдельных перегонов, причём смежные перегоны отделяются вертикальными линиями. Рассчитанный для каждого перегона вес состава откладывается в определённом масштабе по вертикальной оси соответствующего перегона. Таким образом, тонно-километровая диаграмма состоит из ряда прямоугольников. Пример такой QS-диаграммы приведён на фиг. 66.

Так как изменение веса состава для каждого перегона практически неосуществимо (за исключением сборных поездов), то на основе QS-диаграммы устанавливается единая весовая норма для всего участка по труднейшему перегону последнего. Так, из приведённой для примера на фиг. 66 тонно-километровой диаграммы видно, что труднейшим перегонном является перегон Б — В, по которому и устанавливается весовая норма по участку, равная 1 600 т.

Однако, если на перегонах Б — В и Н — П поставить толкачи, то весовую норму



Фиг. 66. Тонно-километровая диаграмма

#### Тонно-километровая диаграмма и установление весовой нормы

Расчёт веса состава, произведённый по одному из вышеприведённых методов, делается для каждого перегона, однако уста-

можно поднять до 2 000 т по определяющим её перегонам Д — Е и Ж — З. По заштрихованной на перегонах Б — В и Н — П площади можно определить вес, приходящийся на долю толкача как  $2\,000 - 1\,600 = 400$  т, и по этому весу подобрать серию паровоза-толкача.

Если же поставить ещё толкачи на перегонах  $D—E$  и  $Ж—З$ , то весовую норму можно поднять до 2250 т (линия  $ef$ ) по определяющему её перегону  $M—H$ .

Окончательно весовую норму на тяговом участке устанавливают в соответствии со схе-

мой единых весовых норм для всего направления.

Исходя из этой схемы и пользуясь затем тонно-километровой диаграммой, устанавливают необходимость применения подталкивания или двойной тяги.

## ТОРМОЗНЫЕ ЗАДАЧИ

### ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Условия и результаты торможения определяются:

- а) тормозными средствами или тормозным коэффициентом  $\beta$ ,
- б) профилем пути  $i_k$ ,
- в) длиной тормозного пути  $S_T$ ,
- г) скоростью поезда в начале торможения  $V_H$ ,
- д) скоростью поезда в конце торможения  $V_K$ .

Полностью тормозные средства используют лишь в случаях экстренного торможения. При остановке же поезда на заранее предвиденных пунктах обычно производится неполное (служебное) торможение, при котором величину тормозного коэффициента принимают равной 50% для грузовых, 75% — для пассажирских от полной расчётной величины.

При автотормозах при обычных эксплуатационных расчётах тормозную силу локомотива и тендера в расчёт не принимают для грузовых поездов, считая, что локомотив должен останавливаться за счёт тормозной силы вагонов.

Тормозная сила локомотива и тендера является в этом случае резервной. В пассажирских поездах учитывается также и тормозная сила локомотива и тендера.

Решение тормозных задач сводится к нахождению одной из четырёх величин:  $\beta$ ,  $S_T$ ,  $V_H$  и  $V_K$  — по заданным трём, а также по заданному  $i_k$ , т. е. месту, где происходит торможение поезда. В связи с этим тормозные задачи делятся на две группы:

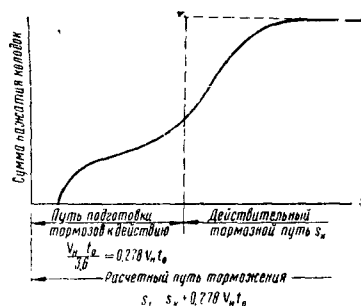
а) первая группа — когда заданы тормозные средства, т. е. задано число тормозных осей и сила нажатия колодок, следовательно, задан тормозной коэффициент, а искомым является тормозной путь или скорость;

б) вторая группа — когда заданы тормозной путь и скорость, а искомым является тормозной коэффициент, т. е. тормозные средства.

Полный, или расчётный, тормозной путь  $S_T$  — есть наибольшее расстояние, которое проходит поезд от момента поворота ручки крана машиниста до полной остановки поезда.

Этот путь состоит из: а) расстояния, проходимого поездом от момента включения тормозов до достижения тормозной силы, при действии которой скорость начинает уменьшаться. Этот путь называется предтормозным путём  $S_{nd}$  и обуславливается необходимостью подготовки тормозов к действию во время некоторого периода времени  $t_0$ ; б) расстояния, проходимого поездом с прижатыми тормозными колодками от момента начала уменьшения

скорости до полной остановки поезда. Этот путь называется действительным тормозным путём  $S_d$  (фиг. 67).



Фиг. 67. Схема тормозного пути

Следовательно, полный, или расчётный, тормозной путь  $S_T$  равен сумме предтормозного пути  $S_{nd}$  и действительного тормозного пути  $S_d$ , т. е.

$$S_T = S_{nd} + S_d, \text{ или } S_d = S_T - S_{nd}.$$

Схема разложения тормозного пути дана на фиг. 67.

Согласно ПТЭ расчётный тормозной путь  $S_T$  принимают 800 м при автоматическом и 1200 м при ручном торможении. За время подготовки тормозов к действию  $t_0$  сек. поезд проходит предтормозной путь

$$S_{nd} = \frac{1000}{3600} V_H t_0 = 0,278 V_H t_0 \text{ м,}$$

и тогда

$$S_T = S_d + 0,278 V_H t_0 \quad (85)$$

и

$$S_d = S_T - 0,278 V_H t_0. \quad (86)$$

При остановке поезда по сигналу на площадке время подготовки тормозов к действию на основании опытных данных принимают:

При автотормозах:	$t_0$
электровоздушных . . . . .	2 сек.
пассажирского типа . . . . .	4 »
грузового типа . . . . .	12 »
то же с ускорителем экстренного торможения . . . . .	8 »
При ручных тормозах:	
для грузовых вагонов . . . . .	30 »
для пассажирских . . . . .	60 »

При торможении на спусках время подготовки тормозов к действию увеличивается при медленно действующих тормозах, так как требуется добавочное время на уравновешивание составляющей силы тяжести медленно возрастающей тормозной силой. Это добавоч-



ное время уменьшается с возрастанием удельной тормозной силы.

В условиях торможения на спусках время  $t_0$  рекомендуется определять по формулам: при автотормозах пассажирского типа

$$t_0 = 4 - \frac{5 i_k}{1000 \varphi_k \theta} \text{ сек.}; \quad (87)$$

при автотормозах грузового типа (без ускорителей)

$$t_0 = 12 - \frac{15 i_k}{1000 \varphi_k \theta} \text{ сек.} \quad (88)$$

В этих формулах численную величину  $i_k$  принимают со знаком минус для спусков и со знаком плюс — для подъёмов.

Величину  $\varphi_k$  определяют по начальной скорости торможения  $V_n$ .

При ручных тормозах при исчислении наибольших скоростей движения на спусках принимают в расчёт тормозную силу от действия тормозных колодок локомотива (включая тендер) и тормозных вагонов.

### РЕШЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ ЗАДАЧ I ГРУППЫ

Задано:  $i_k$ ,  $S_T$ ,  $\theta$  и  $V_k = 0$ .

Определить:  $V_n$  (т. е. определить наибольшую допускаемую скорость движения поезда по различным спускам).

Эта задача может решаться аналитически на основе совместного решения уравнений

$$S_\theta = \frac{4,17 (V_n^2 - V_k^2)}{w_0 + i_k + b_m}$$

и

$$S_\theta = S_T - 0,278 V_n t_0.$$

Для приближённого решения принимается, что тормозная сила остаётся постоянной и равной среднему значению в интервале скорости от  $V_n$  до  $V_k$ . При этих условиях

$$\frac{4,17 (V_n^2 - V_k^2)}{w_0 + i_k + b_m} = S_T - 0,278 V_n t_0.$$

Решая это уравнение в условиях торможения грузового поезда ( $t_0 = 12,0$  сек.) до полной остановки ( $V_k = 0$ ) на расчётном тормозном пути ( $S_T = 800$  м), будем иметь

$$V_n = -0,4 (w_0 + i_k + b_m) \left( 1 \pm \sqrt{1 + \frac{1200}{w_0 + i_k + b_m}} \right).$$

Пример.  $i_k = 0$ , состав — 40 четырёхосных вагонов, 70% тормозных осей,  $Q = 2200$  т, паровоз серии ФД. Определить допускаемую скорость по тормозам.

Действительное нажатие — 6,5 т/ось; при двустороннем торможении сила нажатия на колодку  $K = 3,75$  т.

Полагаем, что  $V_n \approx 70$  км/час; тогда средняя удельная тормозная сила в диапазоне скоростей от  $V_n = 70$  до  $V_k = 0$  км/час будет равна

$$b_k = 1000 \varphi_k \theta; \quad V_{cp} = \frac{70+0}{2} = 35 \text{ км/час.}$$

По табл. 16

$$\varphi_k = 0,119 \text{ при } V_{cp} = 35 \text{ км/час;}$$

$$\theta = \frac{6,5 \cdot 4 \cdot 40 \cdot 0,7}{2200 + 235} = 0,272;$$

$$b_m = 1000 \cdot 0,272 \cdot 0,119 = 32,4 \text{ кг/т.}$$

$w_0 \approx 2,5$  кг/т (по табл. 12), и тогда искомая величина начальной скорости торможения равна

$$V_n = -0,4 (2,5 + 32,4) \left( 1 - \sqrt{1 + \frac{1200}{2,5 + 32,4}} \right) \approx 70,0 \text{ км/час.}$$

Для более точного решения следует брать интервалы скорости не от 0 до 70 км/час, а через каждые 10 км/час (от 0 до 10 км/час, от 10 до 20 км/час и т. д.); для этих интервалов затем определять путь  $S_T$ , пока сумма  $\sum S_T$  не будет равна 800 м.

Более наглядно тормозная задача I рода решается графически. Порядок графического решения следующий:

а) По заданным тормозным средствам (число тормозных осей в составе) вычисляют удельные равнодействующие силы, действующие на поезд при разных скоростях движения на тормозах по площадке.

Все данные расчётов сводятся в таблицу по образцу табл. 21 без последней графы.

б) По данным составленной таблицы (графа 6) строят график тормозных сил  $[w_0]_3 + b_m = f(V)$  в масштабах: для скорости  $m = 1$  мм и для сил  $k = 1$  мм (фиг. 68).

в) Построенную кривую  $[w_0]_3 + b_m = f(V)$  делят на участки через 10 км/час (от 0 до 10, от 10 до 20, от 20 до 30 км/час и т. д. — до конструкционной скорости локомотива) и в пределах каждого интервала скорости действующую на поезд тормозную силу принимают постоянной, равной среднему значению её в данном интервале скоростей. Иначе говоря, тормозную силу в интервале скорости от 0 до 10 км/час принимают постоянной и равной значению её при скорости 5 км/час, в интервале скорости от 10 до 20 км/час — постоянной и равной значению её при скорости 15 км/час и т. д.

г) Заданы различные значениями спусков  $i_k$  (не менее 4 точек, например,  $i_{k1} = 0$ ,  $i_{k2} = -3$ ;  $i_{k3} = -6$  и  $i_{k4} = -9^\circ/00$ ) и для каждого из принятых значений  $i_k$  строят кривую изменения скорости движения поезда под действием тормозов, т. е. кривую  $V = f(S)$ .

Для этого на продолжении оси сил откладывают ось пути  $S$ , а перпендикулярно ей в произвольной точке — ось скорости  $V$  (фиг. 68), причём если координата  $V$  имеет масштаб  $m = 1$  мм, то координата  $S$  имеет масштаб

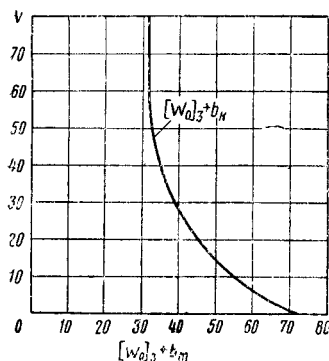
$$\mu = \frac{m^2 \zeta}{k} = \frac{1^2 \cdot 120}{1} = 120 \text{ мм.}$$

Для построения кривых  $V = f(S)$  средние значения тормозной силы в каждом интервале

скорости соединяют лучами с началом координат кривой тормозных сил. При этом начало координат для каждой величины спуска  $i_k$  переносится вправо на число килограммов, равное числу тысячных спуска.

д) Затем из любой точки оси пути (лучше из начала координат  $V, S$ ) начинают построение кривой  $V = f(S)$  путём проведения перпенди-

Определить необходимые тормозные средства, т. е. тормозной коэффициент для обеспечения в пределах расчётного тормозного пути  $S_T = 800$  м остановку поезда, движущегося по наибольшему встречающемуся на данном участке спуску  $i_k$  с наибольшей скоростью  $V_H$  (например, конструктивной скоростью локомотива).



Фиг. 68. Графическое решение тормозной задачи I группы

куляров к лучам в пределах соответствующего интервала скорости. Очевидно, что число кривых  $V = f(S)$  будет равно числу принятых  $i_k$ . На графике с кривыми  $V = f(S)$  строят прямые  $S_d = f(V_H)$  по уравнению  $S_d = S_T - 0,278 V_H t_0$ , где

$$t_0 = 12 - \frac{15 i_k}{1000 \varphi_k};$$

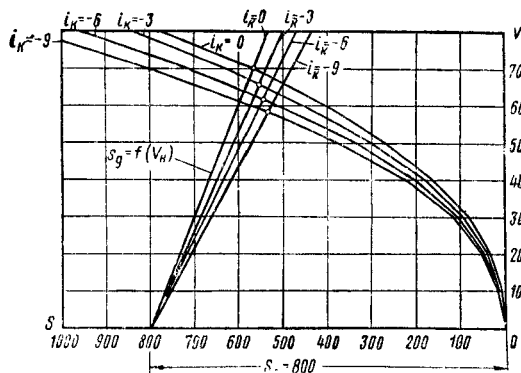
так, для  $i_k = 0$ ;  $t_0 = 12$  сек. и  $S_k = 800 - 0,278 \cdot 12 V_H = 800 - 3,34 V_H$ .

Очевидно, что число прямых  $S_d = f(V_H)$  (точнее кривых) будет равно числу принятых значений  $i_k$ , для которых соответственно следует определить величины  $t_0$  по формулам (87) или (88).

Решают графически систему уравнений  $V = f(S)$  и  $S_d = f(V_H)$ . Корни решений определяются точками пересечения кривых  $V = f(S)$  и  $S_d = f(V_H)$  для одноимённых  $i_k$ . Точки пересечения определяют искомые наибольшие возможные скорости движения поезда с заданными тормозными средствами по спуску  $i_k$ .

е) Для нахождения допускаемых скоростей движения поезда по спускам с промежуточными значениями  $i_k$  строят график  $V_H = f(i_k)$ , для чего в системе координат  $V$  и  $i_k$  наносятся найденные значения  $V_{H1}, V_{H2}, V_{H3}$  и  $V_{H4}$  для  $i_{k1}, i_{k2}, i_{k3}$  и  $i_{k4}$ .

По нанесённым точкам проводится по лекалу плавная кривая  $V_H = f(i_k)$ , дающая возможность определить допускаемую скорость движения поезда по тормозам для любого элемента профиля (фиг. 69).



Фиг. 69. График допускаемой скорости по тормозам в зависимости от крутизны спуска

Для грубо ориентировочных подсчётов величина тормозного коэффициента может быть определена из формулы

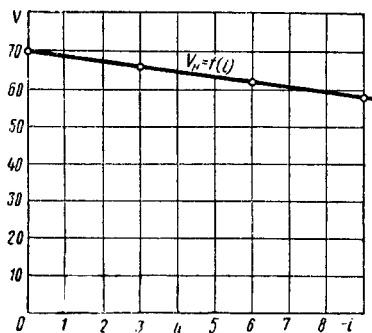
$$S_d = \frac{4,17(V_k^2 - V_H^2)}{w_0 + i_k + b_m} = \frac{4,17(V_k^2 - V_H^2)}{w_0 + i_k + 1000 \varphi_k},$$

где

$$S_d = 800 - 3,34 V_H,$$

откуда

$$\varphi = \frac{1}{1000 \varphi_k} \left[ \frac{4,17(V_k^2 - V_H^2)}{800 - 3,34 V_H} - (w_0 - i_k) \right].$$



Фиг. 69. График допускаемой скорости по тормозам в зависимости от крутизны спуска

Величины  $w_0$  и  $\varphi_k$  подсчитывают для средней скорости  $V_{cp} = \frac{V_H + V_k}{2}$ .

Более точное значение  $\varphi$  определяют методом графической интерполяции.

Порядок графического решения этой задачи следующий:

а) Задаются несколькими значениями тор-

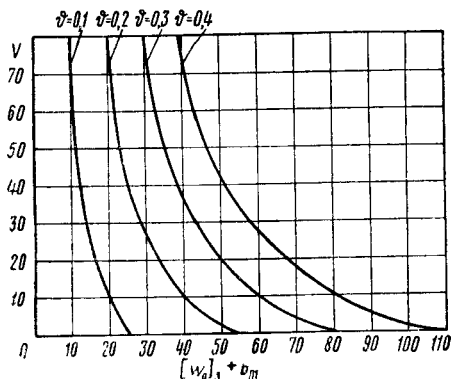
## РЕШЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ ЗАДАЧ II ГРУППЫ

За дано:

$$i_k, S_T, V_H, V_k.$$

мозного коэффициента (не менее четырёх, например  $\vartheta_1=0,1$ ,  $\vartheta_2=0,2$ ,  $\vartheta_3=0,3$  и  $\vartheta_4=0,4$ ).

б) По принятым значениям  $\vartheta$  подсчитывают величины тормозных сил для движения поезда по площадке при действующих тормозах.



Фиг. 70. Графическое решение тормозной задачи II группы

Все данные расчётов сводятся в таблицы, составляемые по образцу табл. 21 (без последней графы).

в) По подсчитанным тормозным силам строят графики тормозных сил  $[w_0]_z + b_m = f(V)$  для каждого из принятых значений  $\vartheta$  в масштабах: для скорости  $m = 1 \text{ мм}$  и сил  $k = 1 \text{ мм}$  (фиг. 70).

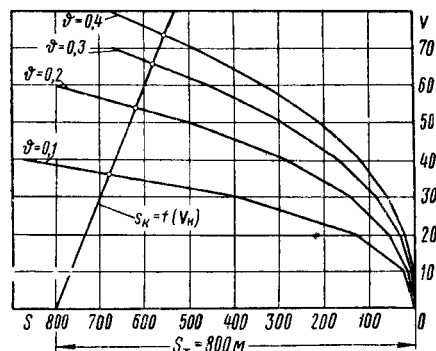
г) По построенным кривым тормозных сил строят кривые скорости  $V = f(S)$  методом, изложенным в решении тормозных задач I группы. При этом за начало координат, с которым соединяются лучи, проводимые из середин отрезков тормозных сил в интервалах скоростей через  $10 \text{ км/час}$ , принимается точка, соответствующая наибольшему спуску  $i_k$  на участке. Число кривых  $V = f(S)$ , очевидно, равно числу принятых значений  $\vartheta$ .

д) На этом же графике  $V = f(S)$  строят кривую  $S_0 = 800 - 0,278 V_n t_0$ , определив предварительно  $t_0$  для заданного спуска наибольшей крутизны  $i_k$ , как

$$t_0 = 12 - \frac{15 i_k}{1000 \vartheta}.$$

е) Решается графически система уравнений  $V = f(S)$  и  $S_0 = f(V_n)$ . Корни решений определяются точками пересечения кривых  $V = f(S)$  и прямой  $S_0 = f(V_n)$ . Эти точки пересечения определяют наибольшие допустимые скорости движения поезда по заданному спуску  $i_k$  с тормозными средствами  $\vartheta_1$ ,  $\vartheta_2$ ,  $\vartheta_3$  и  $\vartheta_4$ .

ж) Для нахождения искомого значения  $\vartheta_{pac}$  следует построить график  $\vartheta = f(V_n)$ , для чего в системе координат  $\vartheta, V$  наносятся найденные значения  $V_{n1}$ ,  $V_{n2}$ ,  $V_{n3}$  и  $V_{n4}$  для  $\vartheta_1$ ,  $\vartheta_2$ ,  $\vartheta_3$  и  $\vartheta_4$ . По нанесённым точкам проводится по



Фиг. 71. График для определения тормозного коэффициента в зависимости от начальной скорости торможения

По найденному значению  $\vartheta_{pac}$  определяется число тормозных осей из выражения

$$\vartheta_{pac} = \frac{\sum K}{Q},$$

откуда

$$\sum K = \vartheta_p(Q)$$

и число тормозных осей равно

$$n_T = \frac{\sum K}{6,5} = \frac{\vartheta_{pac}(Q)}{6,5}.$$

## РАСЧЁТ СКОРОСТИ И ВРЕМЕНИ ХОДА ПОЕЗДА

Все существующие способы расчёта скорости и времени хода поезда по перегонам можно разделить на две группы: «более точные» (условно «точные») и приближённые.

Точные способы учитывают неравномерное движение поезда, они основаны на графиче-

ском (наиболее простом и распространённом) или аналитическом методе интегрирования уравнения движения поезда. Точность их значительно выше точности способов второй группы и может быть сделана достаточно высокой.



В графу 11 заносятся расчёты по определению  $i'_c, i''_c$ , а также проверка каждого элемента на возможность спрямления.

### ГРАФИЧЕСКИЙ СПОСОБ РАСЧЁТА СКОРОСТИ И ВРЕМЕНИ ХОДА ПОЕЗДА ПО ПЕРЕГОНАМ

Этот способ сводится к построению кривых скорости и времени в зависимости от расстояния на основе заранее построенной диаграммы ускоряющих сил.

Выше, на стр. 906—910, дан метод построения этих кривых. Здесь же на конкретном примере рассмотрим технику их построения.

Дана диаграмма ускоряющих сил (фиг. 72, левая часть), на которой нанесены кривые: а)  $f_k - w_0 = f(V)$  — для езды с паром; б)  $[w_0]_z = f(V)$  — для езды при закрытом регуляторе и в)  $[w_0]_z + b_{tm} = f(V)$  — при езде на тормозах. По этим диаграммам надо построить кривую скорости и времени для заданного перегона.

**Построение кривой скорости  $V = f(S)$ .** На миллиметровую бумагу наносится спрямлённый профиль заданного участка с указанием протяжения его элементов и их крутизны. Масштабы сил, скорости и расстояния выбираются согласно табл. 22 и связаны между собой зависимостью  $y = \frac{m^2 z}{\kappa}$ .

В точках перелома профиля проводятся ординаты, разграничивающие смежные элементы.

Диаграмма ускоряющих и замедляющих сил вычерчивается обычно на отдельном листке миллиметровки и располагается рядом с листом, на котором нанесён профиль участка, так, чтобы ось сил совпадала с осью пути; при этом горизонтальные линии миллиметровки обеих диаграмм должны совпадать.

Диаграмма ускоряющих сил делится на ряд интервалов скорости (0—12, 12—20, 20—30, 30—40 и т. д.), в пределах которых ускоряющая сила принимается постоянной, равной среднему значению (т. е. соответствующей скорости 6, 16, 25, 35 и т. д.).

Движение поезда начинается с площадки. Определяем характер изменения скорости в пределах от 0 до 12 км/час. Для этого соединяем лучом начало координат диаграммы ускоряющих сил 0 с точкой 1 на этой диаграмме, соответствующей среднему значению ускоряющей силы в пределах интервала скорости от 0 до 12 км/час. Луч этот не проводится, а к точкам 0 и 1 прикладывается линейка, совпадающая своей гранью с направлением этого луча. К линейке прикладывается прямоугольный треугольник так, чтобы катет его проходил через начальную точку профиля. Проводим линию  $ab$ , перпендикулярную лучу 01 в пределах интервала скорости 0—12 км/час. Отрезок  $ab$ , принимаемый за отрезок кривой  $V = f(S)$ , и характеризует изменение скорости движения поезда в рассматриваемом интервале (где действует ускоряющая сила, измеряемая отрезком  $x1$ ). Конец отрезка  $ab$  определится пересечением горизонтали, проведённой через точку 2

(конец принятого интервала скорости), с направлением отрезка  $ab$ .

В дальнейшем скорость движения поезда по площадке должна повышаться, так как равномерная скорость на площадке, как это видно из диаграммы ускоряющих сил, соответствует  $V = 45$  км/час. Следовательно, скорость движения по площадке будет возрастать, пока не достигнет 45 км/час. Определим характер изменения скорости в пределах от 12 до 20 км/час. В этом интервале скорости ускоряющая сила определяется отрезком  $u3$ . Прикладываем линейку одним концом к началу координат 0, а другим к точке 3. К линейке прикладываем треугольник так, чтобы катет его проходил через точку  $b$  (конец первого отрезка скорости  $ab$ ), и проводим линию  $bc$ , перпендикулярную лучу 03. Точка  $c$  определится пересечением горизонтали, проведённой из точки 4 (конца интервала скорости от 12 до 20 км/час), с направлением  $bc$ . Отрезок  $bc$  принимаем за второй отрезок кривой  $V = f(S)$ .

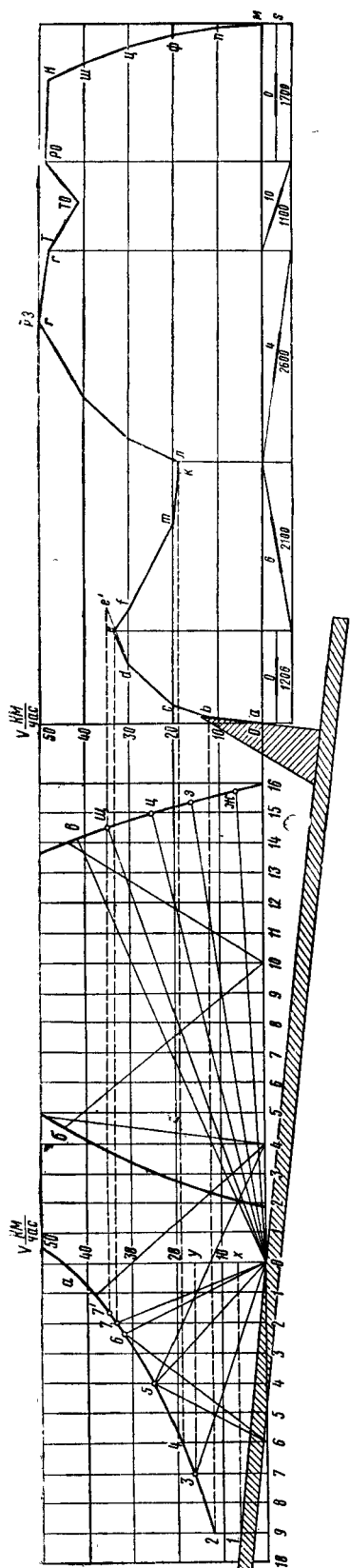
Таким же путём строим отрезок  $cd$ .

Следующий отрезок  $de$  строим путём подбора. Так, задавшись следующим интервалом скорости в пределах 30—35 км/час и проведя перпендикуляр к лучу 07', получаем отрезок  $de'$ , выходящий за пределы площадки (пунктирная линия).

Это значит, что поезд на оставшемся протяжении площадки не успевает достигнуть скорости 35 км/час, следовательно, взятый интервал скорости 30—35 км/час велик и его надо заменить другим. Задаёмся новым интервалом скорости 30—33 км/час, проводим луч 07, а перпендикуляр к нему даёт отрезок  $de$ , конец которого (точка  $e$ ) лежит на вертикали, определяющей конец площадки.

За площадкой следует 6‰-ный подъём, на котором равномерная скорость равна 18 км/час, а поезд к этому подъёму подошёл со скоростью  $V = 33$  км/час, следовательно, при движении по подъёму скорость начнёт снижаться, стремясь достигнуть 18 км/час. Берём интервал скорости от 33 до 30 км/час. Сердину ускоряющей силы, соответствующей этому интервалу скорости, в точке 7 соединяем лучом с новым началом координат, перенесённым влево от 0 на 6 кг/т, равным числу тысячных подъёма. Получаем луч 67, к которому прикладываем линейку, а к линейке—треугольник и проводим перпендикуляр  $ef$ , конец которого определяется пересечением с горизонталью, проведённой из конца интервала скорости. Отрезок  $ef$  есть отрезок кривой  $V = f(S)$ , он направлен вниз и обозначает уменьшение скорости.

Таким же образом берём интервал скорости от 30 до 20 км/час, проводим луч 65. Перпендикуляр к нему определит отрезок кривой  $V = f(S)$ . Затем берём интервал скорости 20—18 км/час и строим отрезок  $tk$ . Ниже 18 км/час на этом элементе скорости не может снизиться. Достигнув равномерной скорости 18 км/час, поезд будет сохранять её до тех пор, пока не изменится крутизна элемента профиля. Следовательно, от точки  $k$ , соответствующей равномерной скорости 18 км/час, следует провести горизонтальную линию до конца 6‰-ного подъёма и получить отрезок  $kl$ . Переходя к построению



Фиг. 72. Построение кривой скорости графическим способом, принятым в МПС

кривой  $V = f(S)$  при следовании по следующему элементу профиля, имеющему спуск, равный  $4\text{‰}$ , следует начало координат перенести вправо от 0 на  $4 \text{ км/т}$  в точку 4 и из неё проводить лучи (прикладывать линейку) к точкам ускоряющих сил, соответствующих серединам принятых интервалов скоростей. Таким путём достигнем точки  $r$  на кривой  $V = f(S)$ , соответствующей скорости  $V = 50 \text{ км/час}$ . Если дальнейшее повышение скорости недопустимо (например, ограничение по тормозам, по пути и т. д.), то необходимо закрыть регулятор и дальнейшее построение кривой скорости производить по диаграмме  $b$  удельных сил  $[w_0]_z = f(V)$ , соответствующей езде при закрытом регуляторе. Из этой кривой видно, что на  $4\text{‰}$ -ном спуске равномерная скорость движения соответствует  $38 \text{ км/час}$ . Следовательно, при закрытии регулятора при  $V = 50 \text{ км/час}$  на  $4\text{‰}$ -ном спуске скорость будет падать. Поэтому берём на диаграмме замедляющих усилий при закрытом регуляторе интервал скорости от 50 до 47  $\text{км/час}$  и середину его соединяем с началом координат, т. е. с точкой 4, соответствующей  $4\text{‰}$ -ному спуску. Получаем луч, перпендикуляр к которому определяет отрезок  $rr'$ .

Переходя на элемент с  $10\text{‰}$ -ным спуском, производим торможение поезда. Для этого переходим на кривую диаграммы замедляющих сил, соответствующую торможению поезда. На этой кривой берём интервал скорости от 47 до 42  $\text{км/час}$ , середину соединяем с точкой 10, соответствующей началу координат для спуска в  $10\text{‰}$ . Перпендикуляр, проведённый к этому лучу, даёт отрезок  $rTO$  кривой  $V = f(S)$ . Затем тормоза отпускаем и строим отрезок кривой, соответствующий следованию поезда по  $10\text{‰}$ -ному спуску с отпущенными тормозами, при закрытом регуляторе. Получим отрезок  $ТОРО$ . При вступлении поезда на площадку снова открываем регулятор и ведём построение кривой  $V = f(S)$  вышеуказанным способом. Точки на кривой  $V = f(S)$ , где производится открытие или закрытие регулятора, включение и отпуск тормозов, отмечаются так, как это указано на кривой  $V = f(S)$  (фиг. 72).

При необходимости затормозить поезд до полной остановки, например при подходе к станции, и невозможности заранее определить место начала торможения построение кривой  $V = f(S)$  следует начинать с точки, где поезд должен остановиться ( $V = 0$ ), и на кривой тормозных сил брать интервалы скорости от 0 до 10, от 10 до 20, от 20 до 30 и т. д., т. е. снизу вверх, а не наоборот, как следовало бы по характеру изменения скорости. Для остановки поезда в точке  $m$  берём по кривой тормозных сил интервал скорости от 0 до 10, середину его (точку  $ж$ ) соединяем с началом координат 0, получаем луч  $ож$ , перпендикуляр к которому даёт отрезок  $мп$ . Далее соединяем середину интервала кривой тормозных сил от 10 до 20  $\text{км/час}$  (точка  $з$ ) с точкой 0, проводим перпендикуляр к полученному лучу и имеем отрезок  $эж$  и т. д. до пересечения в точке  $n$  с построенной ранее кривой  $V = f(S)$ . Точка пересечения обеих кривых определит место, где следует начать торможение поезда, с тем, чтобы он остановился как раз в требуемом месте. Если начало торможения намечается в точке  $n$ , то регулятор следует закрыть несколько раньше.

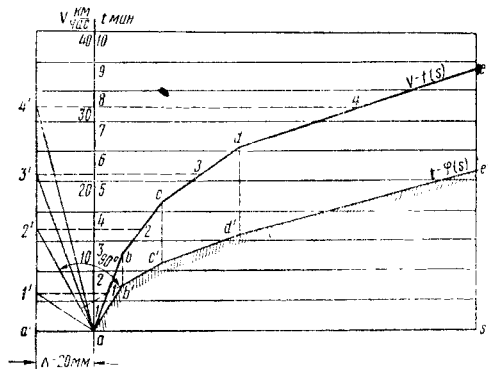
Показанные на фиг. 72 лучи, соединяющие начало координат с диаграммой ускоряющих сил, обычно не вычерчиваются. Направление лучей и перпендикуляров к ним определяется угольником и линейкой.

**Построение кривой времени  $t = \varphi(S)$ .** Эта кривая строится на том же планшете, на котором построена кривая  $V = f(S)$ , причём ось скорости  $V$  одновременно является и осью времени  $t$ , а ось пути  $S$  общая для обеих кривых. Кривая  $t = \varphi(S)$  строится по кривой  $V = f(S)$  (фиг. 73).

Кривая скорости разделена на ряд интервалов, определяемых точками перелома этой кривой (так, пер-

вый интервал — отрезок  $ab$ , второй —  $bc$  и т. д.).

В пределах каждого интервала скорость принята постоянной и равной ординате средней точки интервала. Точку 1, находящуюся посередине интервала  $ab$ , проектируем на вертикаль, расположенную слева на расстоянии  $\Delta$  от начала координат. Величина  $\Delta$  определяется по табл. 22 в соответствии с



Фиг. 73. Построение кривой времени графическим способом, принятым в МПС

выбранными масштабами. Получаем отрезок  $a'1'$ , характеризующий среднее значение скорости в пределах интервала  $ab$ . Точку  $1'$  соединяем лучом с точкой  $a$  и к лучу  $a1'$  из точки  $a$  проводим перпендикуляр, дающий отрезок  $ab'$  искомой кривой  $t = \varphi(S)$ .

Длина отрезка  $ab'$ , т. е. положение точки  $b'$ , определяется пересечением вертикали, опущенной из конца первого интервала скорости, с отрезком  $ab'$ . Далее проектируем точку 2, соответствующую середине второго интервала скорости, влево на ту же вертикаль, получаем точку  $2'$ , соединяем её с точкой  $a$  лучом, к которому проводим перпендикуляр, проходящий через точку  $b'$ .

Имеем второй отрезок кривой  $t = \varphi(S)$ . Длина этого отрезка, т. е. положение точки  $c'$ , определяется пересечением отрезка  $b'c'$  с вертикалью, опущенной из точки  $c$ , конца второго интервала скорости.

Таким же путём строятся отрезки  $c'd'$ ,  $d'e'$  и т. д.

Так как кривая времени идёт всё время вверх и может выйти за пределы чертежа, то для экономии места её обычно прерывают в нескольких местах и начинают построение снова с нулевой линии. Такие обрывы кривой времени  $t = \varphi(S)$  обычно делают через каждые 10 мин., что облегчает в дальнейшем подсчёт общего времени хода по перегону.

Ординаты кривой  $t = \varphi(S)$  в любом месте определяют время прохождения отрезка пути от нулевой точки до точки рассматриваемой ординаты.

При построении кривой  $t = \varphi(S)$  нет необходимости вычерчивать лучи и пунктиры, ограничивающие интервалы скорости и проектирующие середины их на вертикаль. Лучи и перпендикуляры заменяют линейка и угольник, а пунктиры — линии миллиметровки.

Хотя кривая  $V = f(S)$  строится по диа-

грамме ускоряющих сил, рассчитанной по котловой силе тяги при расчётной форсировке, всё же следует принимать во внимание выработанный практикой лучших машинистов способ езды, считаясь с видимостью сигналов, ограничением скорости на стрелках, постоянно действующими ограничениями скорости на перегонах и прочими местными условиями.

При расчётах времени хода по перегонам, имеющим участки с постоянно действующими предупреждениями о снижении скорости, следует установленную предупреждением скорость движения принимать по всему участку действия предупреждения с учётом длины поезда.

Время, необходимое для проследования по парковым и станционным путям участковых и распорядительных станций от места отправления до выходной стрелки, определяется исходя из установленной скорости проследования по ним, но не свыше 25 км/час с учётом длины поезда.

При проследовании промежуточных станций без остановки по прямому пути следует принимать скорость, установленную приказом начальника дороги. Скорость входа на станцию с техническими стоянками принимается равной  $V = 25$  км/час — приём на боковой путь (ПТЭ, § 479).

Для первого перегона после пунктов смены паровозов и пунктов чистки топки, предусмотренных графиком движения поездов, при паровозной тяге расчётные времена хода рекомендуется увеличивать на 1—3 мин. в зависимости от местных условий, учитывая необходимость разогрева топки паровоза и невозможность сразу же после отправления реализовать расчётную форсировку, по которой ведётся расчёт.

В целях наибольшего использования живой силы поезда скорость к началу подъёма следует доводить до наибольшей возможной величины, не превышая при этом конструктивной скорости локомотива, скорости по тормозам и по состоянию пути, а иногда по состоянию подвижного состава.

При построении кривой скорости на спусках следует принимать во внимание необходимость периодических торможений со снижением скорости ниже допускаемой на этом спуске или же вводить в расчёт на таком спуске постоянную скорость, меньшую на 5% по сравнению со скоростью, допускаемой по тормозам или по состоянию пути.

При составлении графиков движения времени стоянки поездов при тормозах грузового типа следует принимать не менее 2 мин., а при двоянных поездах не менее 4 мин.

На затяжных спусках круче 20‰ при тормозах грузового типа необходимо предусматривать пятиминутные остановки на каждом раздельном пункте.

При обмене жезлов или держателей путёвки при проследовании раздельного пункта без остановки скорость должна снижаться до 40 км/час при проходе локомотивом места обмена жезла или путёвки.

Если на подходе к остановочному пункту скорость поезда при открытом регуляторе на паровозе (под током — у электровоза и тепловоза) превышает 50 км/час, то регулятор

(контроллер) следует закрывать заранее, чтобы торможение для остановки поезда производилось, начиная со скорости 50 км/час.

Для однопутных линий кривую скорости и кривую времени строят в двух вариантах: с остановками на всех раздельных пунктах и без остановок на них. Для двухпутных — без остановок, а с остановками — только для перегонов, граничащих с остановочными пунктами, где по графику движения поездов предусматривается остановка для обгона, набора воды, чистки топки, технического осмотра состава и других надобностей.

Корректировка расчётного перегонного времени, проводимая при окончательном установлении времени хода поезда по перегонам, допускается только в порядке округления дробных величин до целых минут, причём увеличение общего перегонного времени хода за счёт этого округления и времени, прибавляемого сверх расчётного на первый перегон после смены паровоза или чистки топки, не должно превышать 5% общего расчётного времени хода по тяговому участку.

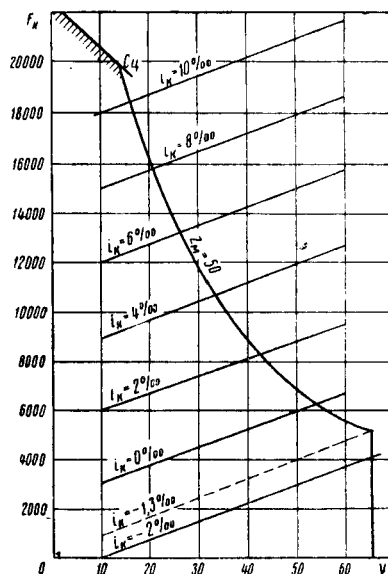
#### ПРИБЛИЖЁННЫЙ СПОСОБ РАСЧЁТА СКОРОСТИ И ВРЕМЕНИ ХОДА ПОЕЗДА ПО ПЕРЕГОНАМ

Из многочисленных приближённых способов здесь приводится только один, известный под названием графо-аналитического, или способа равновесных скоростей. Способ этот основан на предположении, что поезд движется с равномерной скоростью на каждом элементе профиля независимо от длины последнего и мгновенно изменяющейся при переходе на новый элемент профиля. Величина равномерной скорости определяется из равенства силы тяги локомотива и силы сопротивления поезда на данном элементе профиля. При этих условиях величина ускоряющей силы должна быть равна нулю. Следовательно, если имеется диаграмма ускоряющих и замедляющих сил и профиль пути (обычно спрямлённый) участка, для которого требуется определить время хода, то величины скорости движения на каждом элементе профиля легко определяются по диаграмме ускоряющих и замедляющих сил для соответствующих элементов профиля. Например, из фиг. 57 следует, что равновесная скорость на подъёме  $i_k = +4\text{‰}$  равна  $V = 51$  км/час (точка 4'), а на спуске  $i_k = -4\text{‰}$  равна  $V = 67$  км/час при езде с закрытым регулятором (точка  $m$ ).

При отсутствии диаграммы ускоряющих сил равновесные скорости (скорости равномерного движения данного веса поезда) находясь путём нанесения на один планшет кривой силы тяги заданного локомотива и кривых полного сопротивления поезда в зависимости от скорости для различных элементов профиля, как это представлено на фиг. 74.

Зная равномерную скорость движения поезда по данному элементу и длину его, легко определить время, нужное для прохождения этого элемента пути, как  $t = \frac{S}{V} 60$  мин.

Общее время хода по перегону определится суммированием времён хода по отдельным

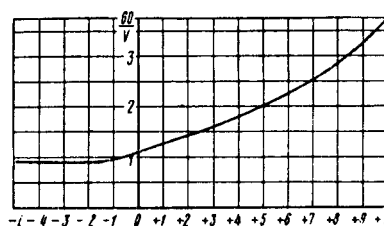


Фиг. 74. Определение равновесных (равновесных) скоростей на различных элементах профиля по тяговой характеристике

элементам профиля, составляющим данный перегон, т. е.

$$t_x = \sum t = \sum \frac{S}{V} 60 \text{ мин.}$$

Для облегчения подсчётов можно заранее построить график  $\frac{60}{V} = f(i)$ , т. е. график времени в минутах, необходимого для прохождения 1 км пути с данной скоростью в за-



Фиг. 75. График  $\frac{60}{V} = f(i)$

висимости от величины уклона спрямлённого профиля. Такой график для примера приведён на фиг. 75. Он получен на основе определения равновесных скоростей из фиг. 74. Удобство этого графика  $\frac{60}{V} = f(i)$  заключается в том, что он позволяет быстро определить величину  $\frac{60}{V}$  для любого дробного значения величины уклона и не требует дополнительного построения кривой сопротивления для дробных уклонов, как это показано на



фиг. 74 пунктиром для  $i = 1,3\text{‰}$ . Все расчёты по определению времени хода графо-аналитическим способом сводятся в табл. 28.

Таблица 28

Подсчёт времени хода по перегонам графо-аналитическим способом						
Элементы профиля			Скорость $V$ , км/час	Время прохождения 1 км 60 $V$ мин.	Время прохождения элемента 60 $V$ мин.	Время хода по перегону
№ элементов	длина $S$ , км	уклон $\pm i$ , ‰				
Станция А						
1	$S_1$	$i_1$	$V_1$	$\frac{60}{V_1}$	$\frac{60}{V_1} S_1$	Перегон А-Б $t_x = \sum \frac{60}{V} S$
2	$S_2$	$i_2$	$V_2$	$\frac{60}{V_2}$	$\frac{60}{V_2} S_2$	
$n$	$S_n$	$i_n$	$V_n$	$\frac{60}{V_n}$	$\frac{60}{V_n} S_n$	
Станция Б						

Если поезд отправился от станции А и остановился на станции Б, то к полученному указанным выше способом времени хода  $t_x$  надо добавить 2 мин. на разгон и 1 мин. на замедление.

Неточность графо-аналитического метода определения времени хода по перегону заключается в том, что этот метод не учитывает живую силу поезда и поэтому даёт неверные результаты и притом завышенные. Пользование им разрешается только для предварительных, ориентировочных расчётов.

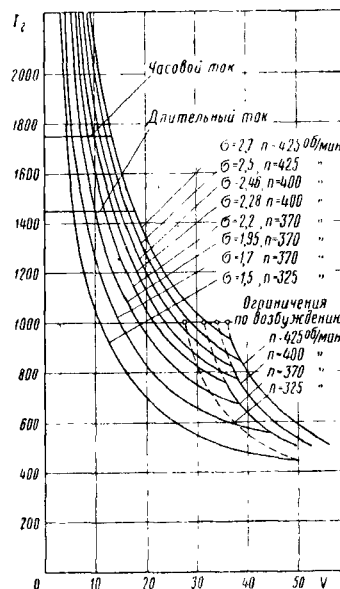
Точность этого способа повышается, если перегоны имеют однообразный профиль с элементами большой длины. Если вес состава был рассчитан с учётом живой силы, то время хода по расчётному перегону следует определять точным графическим способом или аналитически по элементам.

### ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА СКОРОСТИ И ВРЕМЕНИ ХОДА ПРИ ТЕПЛОВОЗНОЙ И ЭЛЕКТРОВОЗНОЙ ТЯГЕ

Окончательное время хода по перегонам принимается по построенной кривой  $t = \varphi(S)$  после проверки на нагревание тяговых двигателей, а у тепловозов ТЭ 1, ТЭ 2, Д<sup>а</sup> и Д<sup>б</sup>, кроме того, — и якоря главного генератора при последовательно-параллельной схеме включения тяговых двигателей. Расчёт на нагревание производится после построения кривой тока.

Построение этой кривой  $I = f(S)$  производится на том же планшете, на котором построены кривые скорости  $V = f(S)$  и времени  $t = \varphi(S)$ . Для тепловозов кроме кривой тока желательно построить кривую его напряжения

по всему участку. Для этой цели пользуются кривой скорости и токовыми характеристиками тепловозов и электровозов. Токовые характеристики даны на фиг. 76—84.

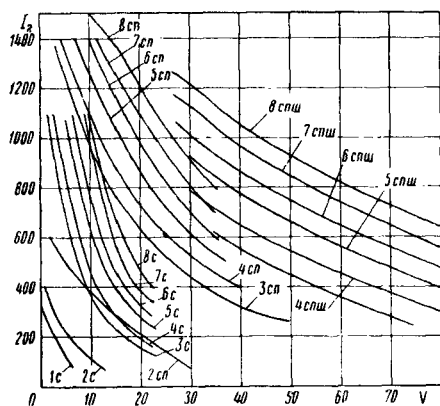


Фиг. 76. Токовые характеристики генератора тепловоза серии Э-ЭЛ в зависимости от скорости подачи топлива и числа оборотов двигателя

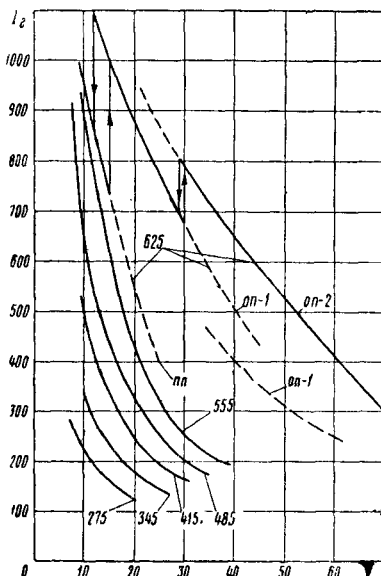
Кривая скорости разбивается на ряд интервалов, в границах которых ток и напряжение могут быть приняты постоянными. Пусковой период, т. е. трогание с места, производится при последовательном соединении тяговых двигателей и полном поле возбуждения. Потребляемый при этом ток и соответствующая ему скорость движения определяются из токовой характеристики и наносятся в масштабе на планшет. Затем определяется скорость, при которой переходят на последовательно-параллельное соединение тяговых двигателей, и величина тока, потребляемого при этом, которая тоже наносится на планшет. Далее определяется скорость, при которой переходят на параллельное соединение моторов, и потребляемый при этом ток наносится на планшет. При дальнейшем увеличении скорости осуществляется переход на ослабленное поле 1 (ОП-1), а затем и на ослабленное поле 2 (ОП-2) с нахождением соответствующего тока по токовым характеристикам.

После выхода на характеристику ОП-2 интервалы скорости разбиваются по 10 км/час и по токовой характеристике находятся величины тока как средние для данных интервалов скоростей и заносятся на планшет.

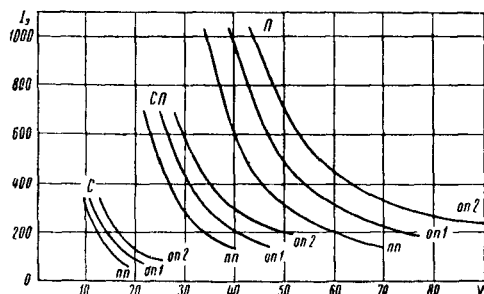
Для примера на фиг. 85 приводится кривая тока, построенная для одного перегона для электровоза ВЛ-19. Из фиг. 85 видно, что при скорости от 0 до 10 км/час по кривой скорости потребление тока равно 320 а (1-я горизонтальная ступень), при скорости от 10 до 22 км/час—640 а (2-я горизонтальная ступень), при скорости от 22 до 45 км/час—950 а (3-я



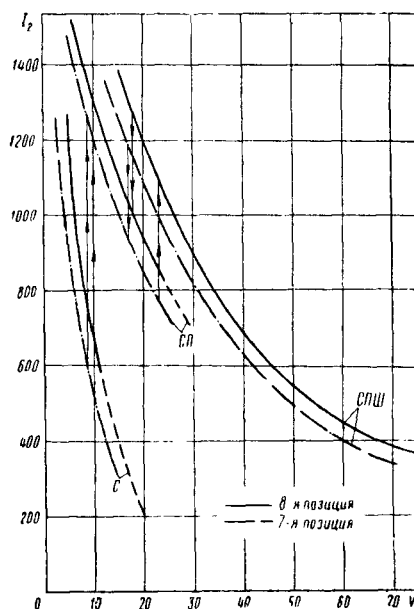
Фиг. 77. Токовые характеристики генератора тепловоза серии ТЭ1 в зависимости от скорости. Цифры на кривых обозначают положение контроллера машиниста



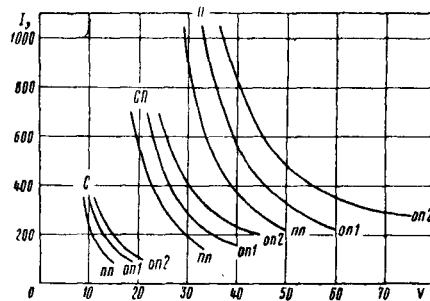
Фиг. 79. Токовые характеристики генератора тепловоза серии Д6 в зависимости от скорости. Цифры на кривых соответствуют числу оборотов вала двигателя



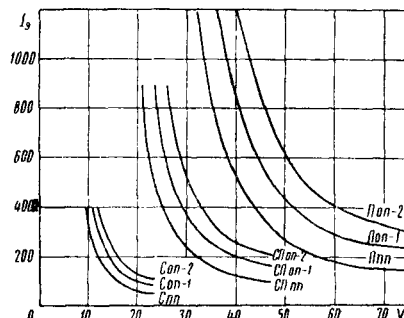
Фиг. 81. Токовые характеристики электровозов серий ВЛ-19 и ВЛ-22 при  $D=1200$  мм,  $\mu=3,74$  и  $U_a=3000$  в



Фиг. 78. Токовые характеристики генератора тепловоза серии Д4 в зависимости от скорости

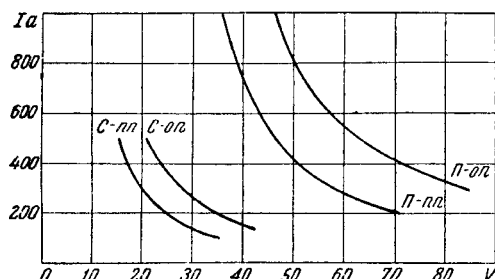


Фиг. 80. Токовые характеристики электровозов серий Сс-11 и ВЛ-22 при  $D=1200$  мм,  $\mu=4,45$  и  $U_a=3000$  в

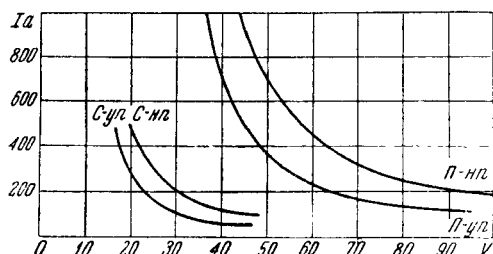


Фиг. 82. Токовые характеристики электровоза серии ВЛ-22М при  $D=1200$  мм,  $\mu=4,45$  и  $U_a=3000$  в

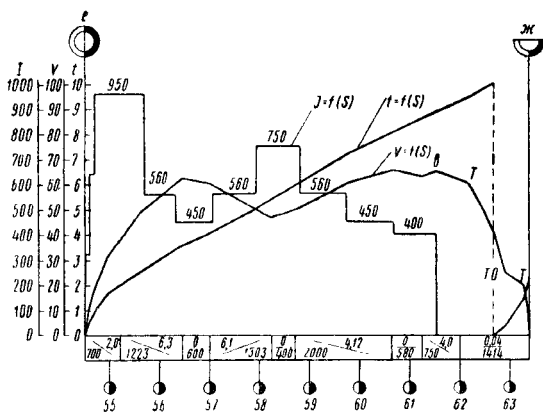
горизонтальная ступень), при скорости  $V$  выше 45 км/час — величина тока переменна и берётся как средняя по токовой характеристике для отрезков скорости 45 — 50, 50 — 60, 60 — 70 и т. д. Соединение ступенек и даёт кривую тока  $I=f(S)$ . При построении кривой



Фиг. 83. Токовые характеристики моторного вагона серии  $C_n$  при  $U_3 = 1500$  в,  $\mu = 3,69$  и  $D = 1050$  мм



Фиг. 84. Токовые характеристики моторных вагонов серий  $C_P$  и  $C_M$  при  $D = 1050$  мм,  $\mu = 3,69$  и  $U_3 = 1500$  в



Фиг. 85. Пример построения кривой тока для некоторого перегона

тока учитывается возможность рекуперативного торможения, которое, как правило, должно применяться на всех спусках протяжением 2 км и более и крутизной от 6‰ и более.

Для тепловозов аналогичным способом строятся и кривые напряжений.

В некоторых случаях, когда нет затруднений с пропускной способностью, при моторвагонной тяге время хода по перегонам определяют из условия минимального расхода энергии, для чего для каждого

перегона строят графическим способом четыре-пять вариантов кривых скоростей и времени, отличающихся между собой моментом включения тока. На основе построенных зависимостей определяют расход энергии  $A$  нижеуказанным способом и строят зависимости

$A = f(t)$  и  $\frac{\Delta A}{\Delta t} = f(t)$  для каждого перегона, а затем суммарные кривые  $\frac{\Delta A}{\Delta t} = f(\Sigma t)$  для всего участка.

По этим кривым определяют время хода по отдельным перегонам, исходя из заданного или устанавливаемого времени хода по всему участку с учётом обеспечения необходимой пропускной способности.

При построении кривой скорости моторвагонных поездов величину тормозного замедления у остановочных пунктов принимают равной 0,7 м/сек<sup>2</sup>.

Полученные таким образом значения перегонных времён хода округляют до 1/4 мин.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НАГРЕВАНИЯ

Температуру обмотки тягового двигателя определяют путём расчёта температуры «перегрева» с прибавлением к последнему температуре окружающей среды.

У тепловозов серий ТЭ1, ТЭ2, Д<sup>а</sup>, кроме «перегрева» тягового электродвигателя, определяется также «перегрев» якоря главного генератора.

Расчётную летнюю температуру наружного воздуха для условий Средней Азии и Кавказа принимают по данным метеорологических станций как среднюю величину за время от 9 до 21 часа местного времени июля за предыдущие три года. Для остальных районов СССР + 25 С.

Для зимнего периода расчётную температуру наружного воздуха всех районов СССР принимают по данным метеорологических станций за последние три года как среднюю дневную температуру самого тёплого месяца этого периода.

Для тепловозов серии ТЭ2 начальную температуру воздуха, охлаждающего генератор, принимают, в зависимости от температуры наружного воздуха по табл. 28а.

Таблица 28а  
Температура воздуха, охлаждающего генератор

$t_{нв}$	25°	30°	35°	40°	45°
$t_{ген}$	35°	41,5°	48°	55°	63°

Расчёт температуры «перегрева» производится, как правило, для всего тягового участка при работе с расчётным составом в наиболее трудном направлении движения. Если оба направления движения примерно одинаковы по трудности, расчёт производится для обоих направлений.

Начальную температуру «перегрева» обмоток якоря генератора и тяговых электродвигателей тепловозов при отправлении со станции после длительной стоянки (свыше 3 часов) принимают на 20° выше расчётной

температуры наружного воздуха, а для электровозов — на  $30^\circ$ .

При меньших стоянках температуру «перегрева» определяют по предыдущему рейсу, как температуру в момент прибытия, производя её снижение за время стоянки по кривым охлаждения.

При расчёте вариантов с разными весами составов или с разными режимами ведения поезда разрешается производить расчёт нагревания только на наиболее трудной части участка и определять «перегрев» двигателя в начале расчётного участка по упрощённому методу (по среднеквадратичному току).

При моторвагонной тяге расчёт температуры двигателя надлежит производить при работе секции по наиболее трудному маршруту с наименьшими стоянками на конечных пунктах и с постоянной максимально возможной загрузкой пассажирами. При этом начальный перегрев следует принимать равным  $+30^\circ\text{C}$ . В результате расчёта должна быть выявлена наибольшая установившаяся температура двигателя после 4—5 часов работы моторвагонного поезда на линии.

На участках со сосредоточенными подъёмами и спусками проверку нагревания производят по среднеквадратичному току от станции отправления до прохода последнего пикета подъёма.

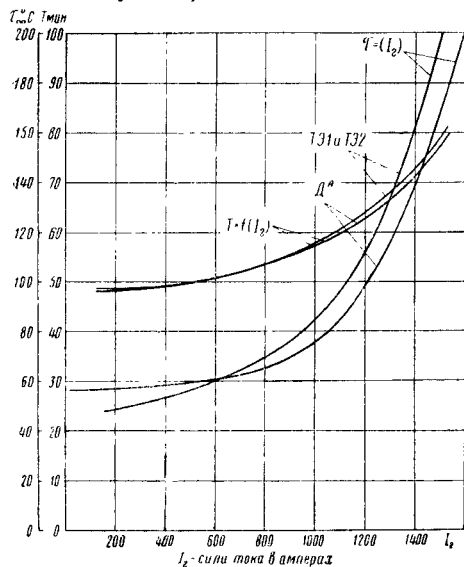
Температуру «перегрева» определяют на основе кривой тока по формуле

$$\tau = \tau_\infty \left(1 - e^{-\frac{\Delta t}{T}}\right) + \tau_0 e^{-\frac{\Delta t}{T}}, \quad (95)$$

а для  $\frac{\Delta t}{T} \leq 0,1$  по формуле

$$\tau = \tau_\infty \frac{\Delta t}{T} + \tau_0 \left(1 - \frac{\Delta t}{T}\right), \quad (96)$$

где  $\tau$  — температура «перегрева» обмотки якоря в конце некоторого промежутка времени  $\Delta t$ ;

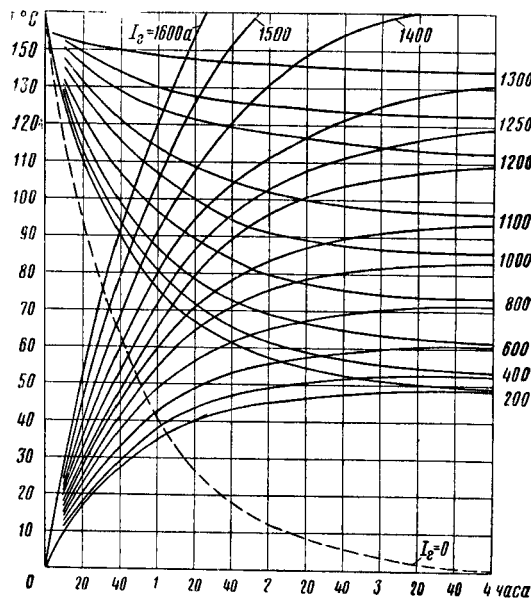


Фиг. 86. Тепловые параметры главного генератора тепловозов серий ТЭ1, ТЭ2 и ДА

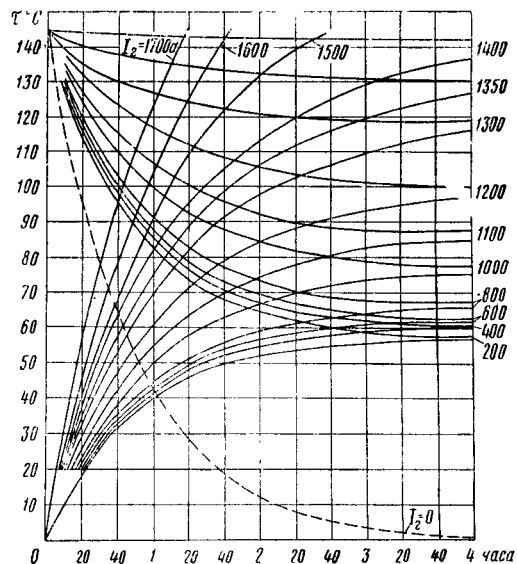
$\tau_0$  — начальная температура «перегрева» для рассматриваемого промежутка времени  $\Delta t$ ;

$\tau_\infty$  — коэффициент, указывающий ту температуру, которую двигатель получил бы при длительном действии данной нагрузки. Этот коэффициент определяется по кривой тепловой характеристики двигателя в зависимости от тока (фиг. 86, 89, 92, 93);

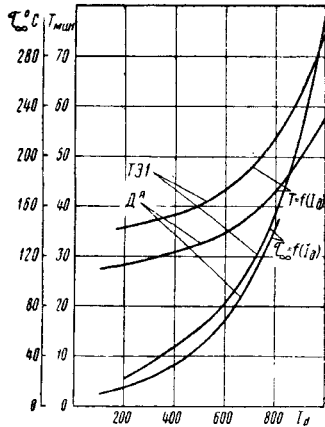
$T$  — коэффициент, указывающий то условное время, в которое двигатель нагрелся бы до окончательной тем-



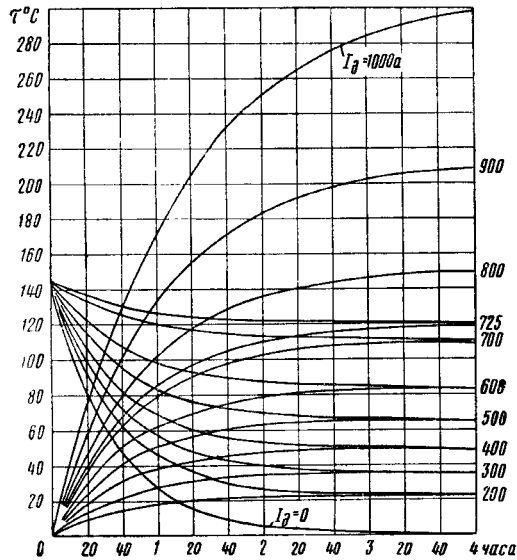
Фиг. 87. Нагревание и охлаждение главного генератора тепловозов серий ТЭ1 и ТЭ2



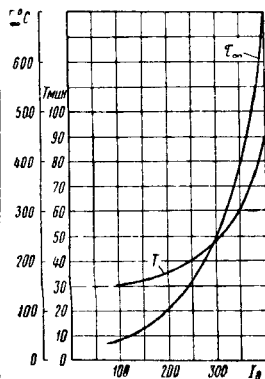
Фиг. 88. Нагревание и охлаждение генератора тепловоза серии ДА в зависимости от тока



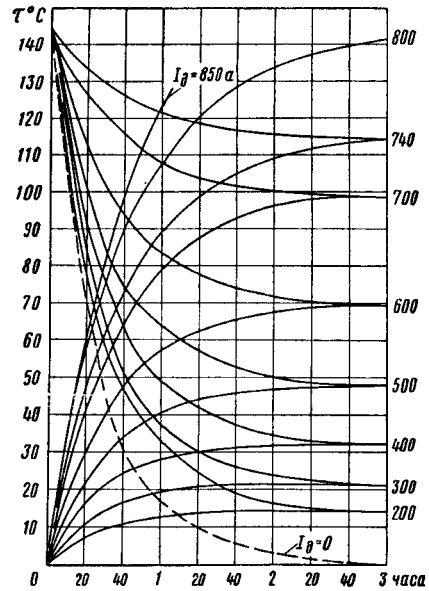
Фиг. 89. Тепловые параметры тягового электродвигателя тепловозов серий Д<sup>а</sup> и ТЭ 1



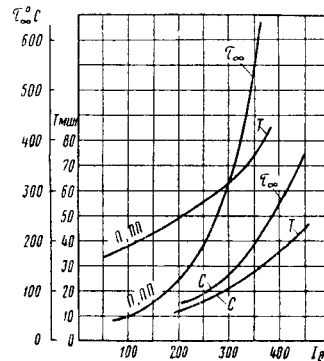
Фиг. 90. Кривые нагрева и охлаждения тягового двигателя тепловоза серии ТЭ 1



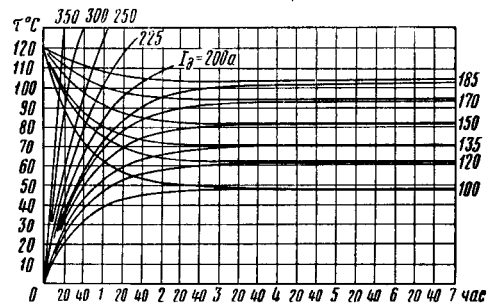
Фиг. 92. Тепловые параметры двигателя ДП-340 (электровозы серий Сс-11, ВЛ-19, ВЛ-22) при полном поле, 1500 в на коллекторе и 78 м³/мин охлаждающего воздуха



Фиг. 91. Нагревание и охлаждение тягового электродвигателя тепловоза серии Д<sup>а</sup> в зависимости от тока  $I_d$



Фиг. 93. Тепловые параметры двигателя ДП-150 для обмотки якоря моторного вагона серии С<sub>д</sub> при полном поле

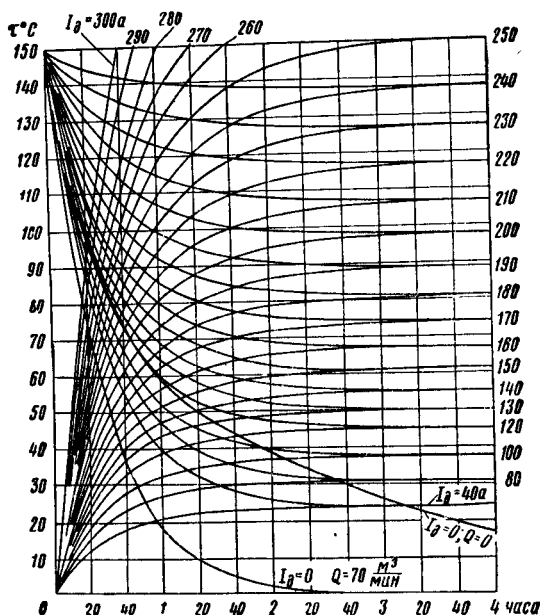


Фиг. 94. Кривые нагрева и охлаждения тягового двигателя ДП-150 моторного вагона С<sub>д</sub> при полном поле и 750 в на коллекторе

пературы при условии полного отсутствия теплоотдачи. Он также определяется по тепловым параметрам двигателя

Как формулой (95), так и формулой (96) следует пользоваться в небольших интервалах времени  $\Delta t$ , в границах которых тепловые параметры двигателя могут быть приняты неизменными.

Расчёт температуры «перегрева» может быть произведён также и по непосредственным кривым нагревания, дающим зависимости температуры от силы тока и времени (фиг. 87, 88, 90, 91, 94, 95).



Фиг. 95 Кривые нагревания и охлаждения двигателя ДПЗ-340 (электровозы серий СС-11, ВЛ-19, ВЛ-22) при полном поле, 1 500 в на коллекторе и 78 м³/мин охлаждающего воздуха

Кривыми коэффициентов  $\tau_\infty$  и  $T$  и кривыми нагревания при полном поле можно пользоваться также и при ослабленном поле возбуждения.

Для расчёта температуры охлаждения тягового двигателя при выбеге и стоянке следует пользоваться кривыми фиг. 87, 90, 94 и 95 или формулой

$$\tau = \tau_0 e^{-\frac{\Delta t}{T}}, \quad (97)$$

а для  $\frac{\Delta t}{T} \leq 0,1$  формулой

$$\tau = \tau_0 \left(1 - \frac{\Delta t}{T}\right). \quad (98)$$

При расчёте по этим формулам весь период выбега и стоянки разбивают на элементы, в пределах каждого элемента величина  $T$  принимается постоянной.

При отсутствии тепловых характеристик для ориентировочных расчётов разрешается производить проверку двигателей на нагревание методом среднеквадратичного тока.

Наибольшую допускаемую температуру обмотки тягового двигателя в соответствии с ГОСТ 2582-50 принимают равной 145°C для часового режима и 130°C для длительного.

При опытной проверке температуры двигателя норма 145°C относится к температуре, фактически измеренной по методу сопротивления не позже чем через 3 мин. по выключении тока (при одновременном прекращении независимой вентиляции двигателей).

Наибольшая температура коллектора допускается не выше 120°C.

Если при проверке тягового двигателя на нагревание расчётный «перегрев» при режиме ослабленного поля получился выше допускаемого, необходимо сделать новые расчёты при режиме полного поля, построив соответствующие кривые скорости, времени и тока.

Если и после этого на режиме полного поля «перегрев» двигателя получается выше нормы, следует сделать новые расчёты: а) с уменьшением веса состава, когда это допустимо с точки зрения единой весовой нормы и провозной способности участка, б) с применением подталкивания или двойной тяги или же в) с применением другого электровоза или тепловоза с более мощными двигателями или с другим передаточным числом.

## РАСХОД ЛОКОМОТИВАМИ ПАРА, ВОДЫ, ТОПЛИВА И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

### РАСХОД ПАРА

#### Расход пара машиной

Общий расход пара машиной за всю поездку по данному участку определяют в зависимости от реализованной форсировки и времени хода паровозом с открытым регулятором. Если форсировка по машине была всё время постоянной, то расход пара машиной паровоза определяется из условия

$$B_m = z_m H t_p, \quad (99)$$

где  $z_m$  — форсировка по машине, по которой производилось построение диаграммы ускоряющих сил для вычер-

чивания кривой скорости  $V = f(S)$  и кривой времени  $t = \varphi(S)$ . Для каждой серии паровоза  $z_m$  определяется по табл. 5;

$H$  — испаряющая поверхность нагрева котла;

$t_p$  — время хода по участку с открытым регулятором, когда реализуется расчётная форсировка.

Однако в действительности не всегда удаётся реализовать постоянную расчётную форсировку. Так, при разгоне реализуется форсировка меньшая, чем принята для расчёта; на некоторых элементах профиля при достижении ограничивающей скорости прикрывается регулятор и т. п.

Поэтому приходится в каждом таком случае отдельно определять реализованную форсировку и время движения, ей соответствующее, подсчитывать расход пара машиной для таких элементов, а затем суммировать их.

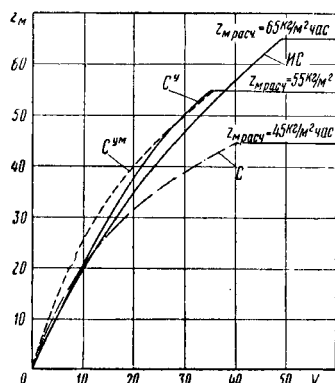
При этом общий расход пара машиной по участку будет равен:

$$B_m = H \sum z_{mi} t_i. \quad (100)$$

Величину переменной форсировки для различных элементов профиля определяют по кривым значений форсировок при разгоне и по графикам  $z_m = f(i)$ , строящимся для каждого веса поезда и паровоза и соответствующей скорости.

Изменение форсировок при разгоне для основных серий паровозов приведено на фиг. 96 и 97.

Для построения зависимости  $z_m = f(i)$  для разных значений ограничения скоростей следует воспользоваться ранее построенной диаграммой ускоряющих сил  $f_k - w_0 = f(V)$ .

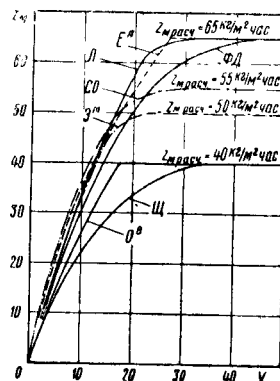


Фиг. 96. Изменение машинной форсировки  $z_m$  в зависимости от скорости при разгоне с полным использованием всех ограничений силы тяги для основных серий пассажирских паровозов

На этой диаграмме проводится горизонтальная линия (фиг. 98), соответствующая принятому значению скорости, например  $V = 70$  км/час. Отмечаются точки пересечения этой горизонтальной линии с кривыми сил при езде с паром (точка 1) и при езде с закрытым регулятором (точка 2).

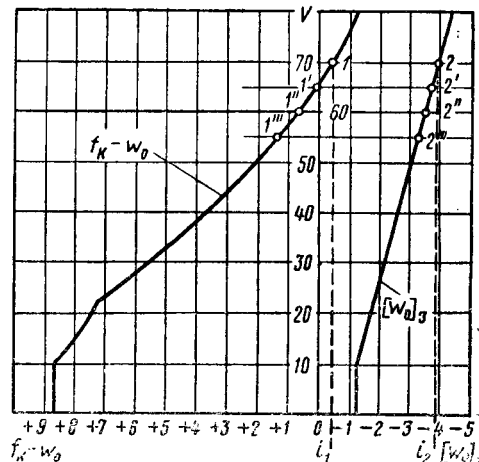
Точка 1 определит величину уклона  $i_1$ , по которому можно следовать при заданной скорости, реализуя полностью расчётную форсировку. Все уклоны (подъёмы), большие по крутизне (лежащие влево от точки  $i_1$ ), будут проходить с расчётной форсировкой, так как на них не будет достигнута заданная скорость. Точка 2 определит величину уклона  $i_2$ , по которому можно следовать с заданной скоростью при закрытом регуляторе, т. е. при  $z_m = 0$ . Все спуски круче  $i_2$  (лежащие вправо от точки  $i_2$ ) тем более будут проходить при  $z_m = 0$ . Таким образом, имеются две точки с координатами: 1 ( $i_1, z_{m \text{ рас}}$ ) и 2 ( $i_2, 0$ ). Наносим эти точки на

график  $z_m = f(i)$  (фиг. 99). Влево от точки 2 и вправо от точки 1 проводим горизонтальные линии, а точки 1 и 2 с достаточной для практики точностью соединяем прямой, которая и определит переменное значение  $z_m$  при заданной скорости для уклонов, лежащих в пределах от  $i_1$  до  $i_2$ . Таким же образом



Фиг. 97. Изменение машинной форсировки  $z_m$  в зависимости от скорости при разгоне и полном использовании всех ограничений силы тяги для основных серий грузовых паровозов

можно определить точки 1' и 2' для другой скорости (например  $V = 65$  км/час) и нанести их на фиг. 100, на которой будет построен и второй график  $z_m = f(i)$ , и т. д.



Фиг. 98. Определение по диаграмме ускоряющих сил точек для построения кривой  $z_m = f(i)$

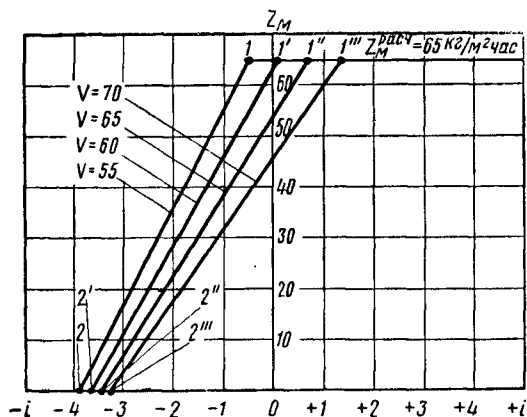
При отсутствии диаграммы ускоряющих сил величины  $i_1$  и  $i_2$  могут быть получены из выражения:

$$i_1 = \frac{F_k - Qw_0'' - Pw_0'}{P + Q},$$

$$i_2 = - \frac{Qw_0'' + (w_0' + w_3)P}{P + Q},$$

где  $F_k, w_0'', w_0'$  и  $w_3$  — определяются по графикам и формулам для заданной скорости.

Имея кривую  $V = f(S)$ , на которой отмечены места проследования с прикрытым регулятором, и руководствуясь построенным графиком  $z_m = f(i)$ , определяют форсировку на



Фиг. 99. Зависимость машинной форсировки от величины уклонов

уклоне, где поезд идёт с заданной скоростью (например ограничение по состоянию пути—70 км/час или по тормозам), а затем подсчитывают расход пара машиной по формуле (100).

#### Расход пара котлом

Расход пара котлом больше расхода пара машиной на величину служебных расходов пара, идущих на сифон, паро-воздушный насос, машину стокера, сопловое дутьё, прогрев маслянок, турбогенератор, утечки и пр., т. е.

$$B_k > B_m \text{ или } B_k = B_m + \Sigma b. \quad (101)$$

Все служебные расходы пара можно разделить на две категории: зависящие от расхода пара машиной (например расход пара на стокер) и зависящие от времени пребывания паров в горячем состоянии (например утечки из котла). Расход пара котлом

$$B_k = \alpha B_m + z_0 H (t_{p.з} + t_{cm}), \quad (102)$$

где  $\alpha$  — коэффициент, учитывающий все служебные расходы пара котлом при работе паровоза с открытым регулятором;

$z_0$  — форсировка, соответствующая всем служебным расходам пара на стоянках и при движении с закрытым регулятором;

$t_{p.з}$  — время хода по участку при закрытом регуляторе, определяемое по кривой  $t = \varphi(S)$ ;

$t_{cm}$  — время стоянок, определяемое из графика движения поездов. Сюда же относится время от момента прохождения паровозом контрольного пункта до момента отправления с поездом и от момента прибытия до момента прохождения контрольного пункта.

На основании многочисленных опытов с паровозами величины  $\alpha$  и  $z_0$  рекомендуется принимать по табл. 29.

Таблица 29

Значения  $\alpha$  и  $z_0$

Род отопления	$z_0$	$\alpha$
Ручное . . . . .	3	1,04
Стокерное . . . . .	4	1,05

Средняя по участку котловая форсировка

$$z_{кр} = \frac{B_k}{Ht_x}. \quad (103)$$

#### Расход воды из тендера

Расход воды из тендера больше расхода пара котлом на величину потерь воды инжекторами при закачке, а также на величину расходов воды на поливку угля, заливку изгари в дымовой коробке и шлака в зольнике и т. п. Следовательно,

$$B_T > B_k \text{ или } B_T = B_k + \Sigma a. \quad (104)$$

При наличии на паровозе водоподогревателя, работающего по принципу смешения, или инжектора мягого пара, в тендер или в котёл возвращается часть воды (конденсат). Следовательно, расход воды из тендера

$$B_T = B_k (1 + \beta) \gamma, \quad (105)$$

где  $\beta$  — коэффициент, учитывающий потери воды, принимается равным  $\beta = 0,05$  при стокерном отоплении и  $\beta = 0,10$  при ручном угольном отоплении;

$\gamma$  — коэффициент, учитывающий частичное возвращение воды; при водоподогревателе смешения или инжекторе мягого пара  $\gamma$  принимают равным 0,95. При тендер-конденсаторе  $\gamma$  принимают от 0,05 до 0,2.

При назначении необходимых остановок для набора воды следует учитывать, что расходовать воду из шестисосного тендера нельзя более 85% его ёмкости, а из четырёхсосного 80% ёмкости.

Следовательно:

$$B_T \leq (0,8 - 0,85) A_T, \quad (106)$$

где  $A_T$  — ёмкость тендера.

При размещении пунктов водоснабжения на проектируемых линиях учитывается повышенный расход воды в зимнее время в размере:

в I климатическом поясе на 20%  
во II » » » 15%  
в III и IV » » » 10%

Кроме того, тогда же учитывается увеличение расхода воды на 10—15% в связи с некоторым увеличением в перспективе весовых норм и форсировок.

#### РАСХОД ТОПЛИВА

##### Расход топлива паровозами

Расход топлива паровозами за поездку можно определять различными способами:



1. По испарительности топлива — простейший способ, пригодный только для грубоориентировочных расчётов. Расход топлива за поездку

$$E = \frac{B_K}{u_K}, \quad (107)$$

где  $u_K$  — испарительность топлива в кг/кг, принимается на основе опытного исследования паровозов и топлива по средним данным:

Для спекающихся углей  $u_K = 6,0$  кг/кг  
 » газовых »  $u_K = 5,5$  »  
 » длиннопламенных углей .....  $u_K = 5,0$  »  
 Для антрацитов и их смесей .....  $u_K = 5 \div 6,0$  »  
 Для бурых углей .....  $u_K = 2,5 \div 3,5$  »

2. По испарительности условного топлива в нормальном паре. Определяется вначале расход нормального пара  $B_{KN}$ , приведённого к постоянному тепло-содержанию  $\lambda = 640$  ккал/кг, как

$$B_{KN} \approx 1,15 B_K.$$

Общий расход условного топлива за поездку

$$E_y = \frac{B_{KN}}{u_n}, \quad (108)$$

где  $u_n$  — испарительность 1 кг условного топлива в нормальном паре, равная

$$u_n = \frac{7000}{640} \approx 11,0 \text{ кг/кг}.$$

После подстановки в формулу (108)

$$E_y = \frac{1,15 B_K}{11,0} = 0,105 B_K. \quad (108a)$$

3. По кривым  $z_K = f(y)$ . Если имеются зависимости  $z_K = f(y)$  для разных сортов топлива и для разных паровозов, то общий расход топлива определяется по найденному ранее среднему значению  $z_{KCP}$  по формуле

$$E = E_x + E_{cm} = y_x R t_x + y_0 R t_{cm} = R (y_x t_x + y_0 t_{cm}), \quad (109)$$

где  $E$  — общий расход топлива;

$E_x$  — расход топлива в ходу;

$E_{cm}$  — расход топлива на стоянках;

$y_x$  — интенсивность горения топлива в ходу, т. е. количество килограммов топлива, сжигаемого в час на 1 м<sup>2</sup> колосниковой решётки, соответствующее средней форсировке  $z_{KCP}$ ;

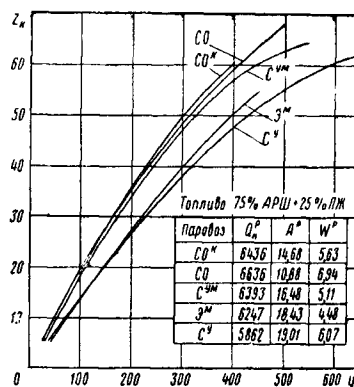
$R$  — площадь колосниковой решётки;

$y_0$  — интенсивность горения топлива на стоянке, соответствующая форсировке  $z_0$ ;

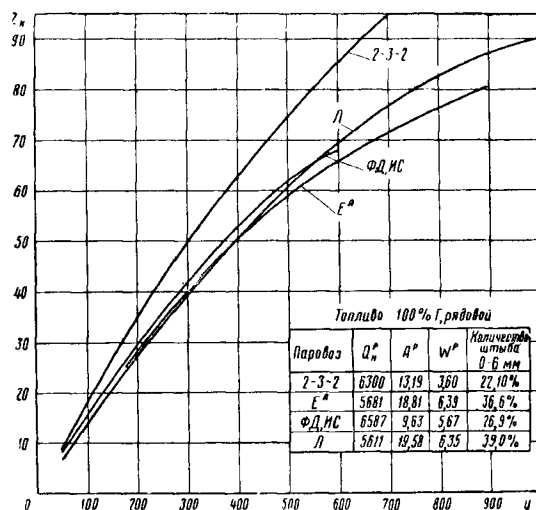
$t_x$  — время хода по участку;

$t_{cm}$  — время стоянок на участке.

Имея кривую  $z_K = f(y)$  и зная средне-взвешенную форсировку  $z_{KCP}$ , подсчитанную по формуле (103), определяем  $y_x$  по кривой  $z_K = f(y)$  для заданного топлива; по этой же кривой определяем и  $y_0$  для  $z_0$  (см. фиг. 100 и 101). Подставляя значения их в формулу (109), определяем общий расход топлива  $E$ .



Фиг. 100. Кривые  $z_K = f(y)$  для топлива 75% APШ + 25% ПЖ и некоторых серий паровозов



Фиг. 101. Кривые  $z_K = f(y)$  для топлива 100% Г и некоторых серий паровозов

### Расход условного топлива

Расход условного топлива определяют на основе утверждаемых Министерством путей сообщения эквивалентов по формуле

$$E_y = \Xi E, \quad (110)$$

где  $\Xi = \frac{Q_n^P \eta_K}{7000}$  — технический эквивалент топлива по отношению к условному (7000 ккал/кг);

$Q_n^P$  — низшая теплотворная способность топлива, отнесённая к рабочей массе, в ккал/кг;

$\eta_K$  — к. п. д. котла брутто данного сорта топлива.

Значения технических эквивалентов топлива, применяемых в настоящее время на железнодорожном транспорте, приводятся в табл. 30.

Таблица 30

Продолжение табл. 30

## Технические эквиваленты топлива

Наименование топлива	Марка и сорт	Эквивалент	Примечание
<i>Угли Донецкого бассейна</i>			
Длиннопламенные			
Рядовой . . . . .	Д	0,475	
Сортированный	Д	0,520	
Отсев-мелочь . .	ДМ	0,248	
Концентрат . . .	Д п/к	0,361	
Газовые			
Рядовой . . . . .	Г	0,517	
Сортированный	ГК	0,605	
То же . . . . .	ГО	0,568	
Концентрат . . .	Гп/к	0,334	
Отсев-мелочь . .	ГМ	0,248	
Паровичные жирные	ПЖ	0,450	
Паровичные спекающиеся			
Рядовые . . . . .	ПС	0,545	
Концентраты . .	ПС п/к	0,425	
Коксовые			
Рядовые . . . . .	К	0,450	
Отсев . . . . .	К-04	0,295	
Тошние			
Рядовой . . . . .	Т	0,515	При сжигании в смесях
Рядовой . . . . .	Т	0,353	При сжигании в чистом виде
Концентрат . . .	Т п/к	0,405	
Промпродукт . . .	Промпродукт	0,295	
Антрациты			
Планта, кулак . .	АП, АК	0,649	При сжигании в смесях
Мелочь . . . . .	АМ	0,512	с содержанием газовых и спекающихся углей не менее 20 %
Семечки, штыб . .	АС, АСШ, АШ	0,333	
Рядовой со штыбом . . .	АРШ	0,490	
То же . . . . .	АРШ	0,434	При сжигании в чистом виде
<i>Угли Подмосковского бассейна</i>			
Кулак и орех . . .	БК, БО	0,240	
Мелочь . . . . .	БМ	0,149	
Рядовой Скуратовский, Болоховский . . . . .	БР	0,177	
Рядовой Щёкин-ский, Епифань, Товарковский, Донской, Сталиногорский . . . . .	БР	0,203	
Рядовой Молотовуголь, Красноармейскуголь, Щербаковуголь . .	БР	0,215	
<i>Угли Урала</i>			
Кизеловские . . .	ПЖ	0,465	
Губахинские . . .	ПЖ	0,416	
Половинкинские . .	ПЖ	0,435	
Луньевские . . . .	ПЖ	0,337	
Баскайские . . . .	ПЖ	0,355	
Челябинские:			
Козыревские . . .	Б	0,332	
Серго-Уфалейские . . . . .	Б	0,320	
Коркинские . . . .	Б	0,285	
Богословские . . .	Б	0,281	
Егоршинские . . .	АРШ	0,524	

Наименование топлива	Марка и сорт	Эквивалент	Примечание
<i>Угли Карагандинского бассейна</i>			
Шахты № 1-бис и № 2 . . . . .	ПЖ	0,650	
Шахты № 6, 7, 8/9, 17, 17-бис, 26, 31, 33/34, 36, А, 41, 45, 52, 54, 83, 56, 61, 64, 26-бис . . . . .	ПЖ	0,530	
Шахты № 12, 19, 19-бис, 44, 48, 55, 47, 49, 42, 43, 57, 62, 6-бис . . . . .	ПЖ	0,480	
Шахты № 3, 3-бис, 18, 18-бис, 20, 20-бис, 50, 51	ПС	0,535	
Промпродукт . . .	—	0,450	
Фёдоровский пласт . . . . .	Б	0,300	
<i>Угли Кузнецкого бассейна</i>			
Кольчугинские . .	Г, Д	0,620	
Киселёвские . . .	СС	0,630	
Анжерские . . . .	ПС	0,639	
Судженские . . . .	ПС	0,632	
Прокопьевские . .	СС	0,642	
Шахты «Маганака», «Углекоп» . . . . .	СС	0,553	
Шахта «Южная»	СС	0,398	При сжигании в чистом виде
Кузнецкуголь, Молотовуголь	ПЖ	0,493	
Куйбышевуголь . .	Т	0,536	
Кемеровуголь . . .	К, ПС	0,615	
<i>Угли Средней Азии</i>			
Таш-Кумырские . .	Г	0,343	
Кок-Янгакские . . .	Г	0,377	
Бер-Чогузские . . .	ПЖ	0,411	
Суджуктинские . .	Б	0,345	
Кизил-Кийские . . .	Б	0,270	
Шурабские . . . .	Б	0,270	
Ленгеровские . . .	Б	0,360	
<i>Угли Восточной Сибири</i>			
Черногорские, Хакасские . . . .	Д	0,487	
Черемховские . . .	Д	0,443	
Букачинские . . .	ПЖ	0,542	
» . . . . .	Г	0,486	
Канские . . . . .	Б	0,315	
Черновские . . . .	Б	0,220	
Арбагарские . . . .	Б	0,305	
Тарбагатайские . .	Б	0,310	
Гусиноозёрские . .	Б	0,302	
<i>Угли Дальнего Востока</i>			
Сучанские . . . . .	ПЖ	0,480	
» . . . . .	Г	0,375	
» . . . . .	Т	0,430	
Райчихинские . . .	Б	0,180	
Кивдинские . . . .	Б	0,295	
Артемовские . . . .	БК	0,323	
» . . . . .	БР	0,308	
Тавричанские . . .	Б	0,330	
Подгородневские . . . . .	Т	0,363	
<i>Печорские угли</i>			
Воркутские крупные . . . . .	ПЖ	0,621	Размер кусков более 25 мм
Воркутские рядовые . . . . .	ПЖ	0,580	

Продолжение табл. 30

Наименование топлива	Марка и сорт	Эквива- лент	Примечание
Воркутские ря- довые, шахт № 2-бис, 4-бис, 9, 10, 11 . . . Отсев-мелочь . . . Интинские рядо- вые . . . . .	ПЖ ПЖ Д	0,450 0,450 0,325	Размер ку- сков менее 25 мм
Силезские угли			
Сортированные .	Плита, кулак, орех 1, 2, 3, 4	0,631	
Рядовые с содер- жением мелочи 6—0 мм . . . . .	До 35%	0,505	
То же . . . . .	36—50%	0,467	
» . . . . .	51—75%	0,442	
» . . . . .	76—90%	0,392	
Мелкие . . . . .	Орех 5 и мелочь	0,343	
Угли Кавказа			
Тквибульские .	ГК, ГО	0,395	
» . . . . .	ГМ	0,370	
» . . . . .	ГР	0,350	
Ткварчельские .	ПЖ	0,430	
Сланцы			
Каширские . .	Рядовой	0,145	
Ундорские . . .	»	0,118	
Эстонские . . . .	1-й сорт	0,230	
» . . . . .	2-й »	0,185	
» . . . . .	3-й »	0,160	
Местные угли и топливные отходы			
Боровичские бурые . . . . .	Б	0,236	
Украинские бу- рые . . . . .	Б	0,126	
Украинские бу- рые, брикет . .	—	0,294	
Кислый гудрон .	—	0,540	
Угольная пыль- отходы ТЭЦ . .	—	0,080	
Орильские . . .	—	0,485	
Нефтьтопливо			
Мазут топочный	10 и 20	1,057	
» . . . . .	40 и 80	0,932	
Нефть Джар- Курганская . . .	Средняя	0,843	
	W <sup>P</sup> = 16%		
Топливо для тепловозов . .	—	1,430	
Древесные топливные отходы и торф			
Саксаул . . . . .	—	0,230	
Торф кусковой .	W <sup>P</sup> = 30%	0,244	
» . . . . .	W <sup>P</sup> = 45%	0,171	
Дрова			
Смешанные . . .	W <sup>P</sup> = 25%	0,099	Эквиваленты объемные
» . . . . .	W <sup>P</sup> = 35%	0,094	
» . . . . .	W <sup>P</sup> = 45%	0,088	

Расход топлива на измеритель 10<sup>4</sup> ткм определяется по формуле

$$e_y = \frac{E_y}{QL} 10^4 \text{ кг/10}^4 \text{ ткм}, \quad (111)$$

где  $L$  — длина участка в км,  
 $Q$  — вес состава в т.

Для зимних условий при расчётах площадей складов топлива вводят поправку, увеличивающую расход топлива: в I климатическом поясе на 10%, II и III климатических поясах на 5%.

### Расход топлива тепловозами

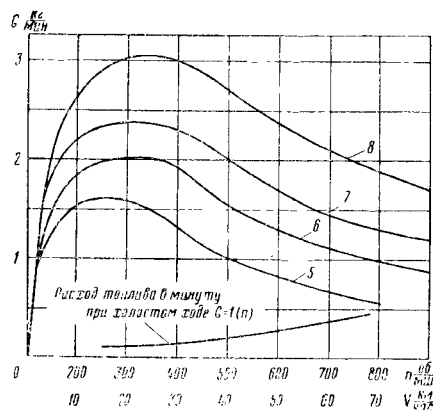
Расход топлива тепловозами подсчитывают на основе кривых скорости и времени, определяющих режим работы тепловоза и её продолжительность. Пользуясь затем зависимостями расхода топлива в минуту от числа оборотов двигателя и положения контроллера, определяют расход топлива на каждом режиме, который устанавливается по элементарным отрезкам кривых

$$V = f(S) \text{ и } t = \varphi(S).$$

При определении расхода топлива на холстом ходу и на стоянке, когда двигатель не выключается, пользуются кривыми минутных расходов топлива в зависимости от числа оборотов двигателя.

При этом принимают следующие режимы работы двигателей: тепловозы серии Э-ЭЛ:  $n_d = 320$  об/мин.; ТЭ 1, ТЭ 2, Д<sup>а</sup>, Д<sup>б</sup> — 275 об/мин. (или четвёртое положение контроллера машиниста).

Кривые расхода топлива двигателем на разных режимах для различных серий тепловозов даны на фиг. 102 — 105.

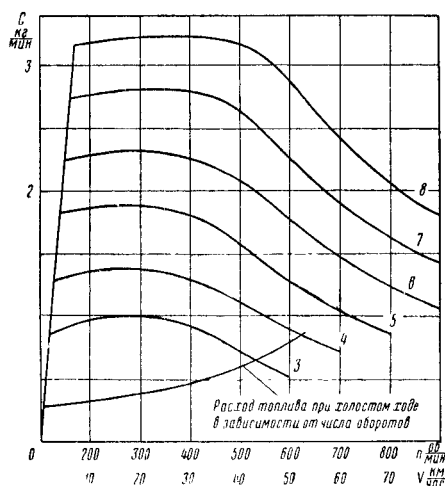


Фиг. 102. Расход топлива в минуту тепловозом серии Д<sup>а</sup> в зависимости от положения контроллера и скорости. Цифры на кривых соответствуют положениям контроллера

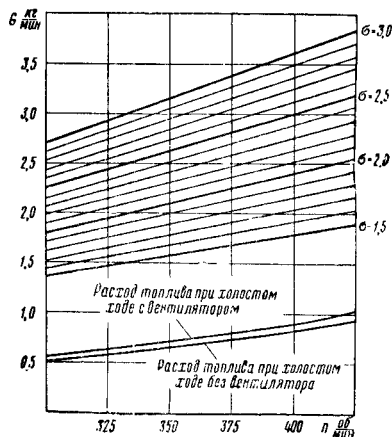
Общий расход топлива тепловозом на участке определится как сумма расходов топлива за отрезки времени, соответствующие постоянному расходу топлива и средней постоянной скорости, по формуле:

$$E = \sum_1^n t G_d, \quad (112)$$

где  $t$  — время работы двигателя на каждом режиме в минутах;  
 $G_0$  — минутный расход топлива при этих режимах;  
 $n$  — число расчётных элементов на кривой скорости.



Фиг. 103. Расход топлива в минуту тепловозом серии ТЭ 1 в зависимости от положения контроллера и скорости. Цифры 8—3 — положение контроллера. Расход топлива для тепловоза ТЭ 2 можно принять, как удвоенный расход топлива тепловозом ТЭ 1



Фиг. 104. Расход топлива в минуту тепловозом серии Э-ЭЛ в зависимости от числа оборотов вала двигателя и подачи топлива на один рабочий ход поршня

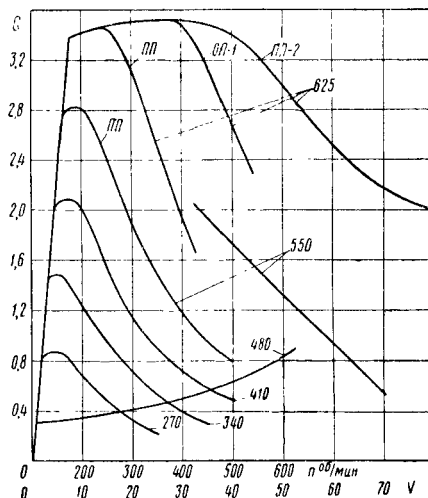
Расход топлива на измеритель определяется обычным порядком по формуле (111).

### РАСХОД ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

#### Расход энергии на пантографах электровазов и моторных вагонов

Полный расход энергии на пантографах электровазов и моторных вагонов определяют путём суммирования расхода энергии на движение поездов по участку, собственные нужды, движение по тракционным путям и манёвры.

**Расход энергии на движение по участку.** Расход энергии на перемещение электровазов состава по участку надлежит определять на основании построенных кривых изменения тока тяговых электродвигателей и времени



Фиг. 105. Расход топлива в минуту тепловозом серии ДБ в зависимости от числа оборотов вала двигателя и скорости. Цифры 625—270 — число оборотов в минуту

хода по перегонам. Суммируя расход энергии по отдельным элементам времени, получаем

$$A = \frac{U_a \sum (I_{cp} \Delta t)}{60 \cdot 1000} \text{ кВт} \cdot \text{ч}, \quad (113)$$

где  $\Delta t$  — интервал времени в минутах.

При напряжении на пантографе  $U_a = 3000 \text{ в}$

$$A = 0,05 \sum (I_{cp} \Delta t). \quad (114)$$

Расчётный расход энергии на первом перегоне от пункта формирования для грузовых и пассажирских поездов следует увеличивать согласно опытным данным на 8—12 %.

Для электровазов, следующих резервом, расход энергии разрешается определять методом установившихся скоростей.

В зимних условиях (при температуре воздуха ниже  $-20^\circ \text{C}$ ) расход энергии для грузовых поездов следует увеличивать на 5—10% в зависимости от местных условий.

#### Расход энергии на собственные нужды.

Расход энергии на вспомогательные машины, управление и освещение определяется исходя из полного времени работы электровазов и средней потребляемой электроэнергии. Под полным временем работы электровазов следует понимать суммарное время движения и стоянок электровазов под напряжением на участке, тракционных путях и в депо. При этом средний расход электроэнергии одним электровазом серий ВЛ и Сс принимается равным  $35 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ .

Для одной трёхвагонной секции средняя потребляемая мощность принимается равной  $5 \text{ кВт}$ .

Расход энергии на отопление электровазов надлежит учитывать дополнительно, исходя из

полного времени работы электровозов в отопительном сезоне и средней расходуемой мощности 4—8 *квт* на один электровоз в зависимости от климатических условий. Для моторвагонной секции установленную мощность печей принимать равной 54 *квт*, а мощность осветительных ламп — 2,5 *квт*.

Для упрощения подсчётов при учёте расхода на собственные нужды можно подсчитанный расход энергии по формуле (114) увеличить на 2%, а зимой — на 4%.

**Расход энергии на тракционных путях и при маневровой работе.** Расход энергии на движение по тракционным путям подсчитывается ориентировочно по количеству электровозов и моторвагонных секций, выдаваемых из депо в течение суток, считая на каждый выдаваемый электровоз или трёхвагонную секцию 10—15 *квт-ч*.

Расход энергии на маневровую работу в депо определяют, исходя из затраты от 5 до 10 *квт-ч* в сутки на каждый инвентарный электровоз или моторвагонную секцию.

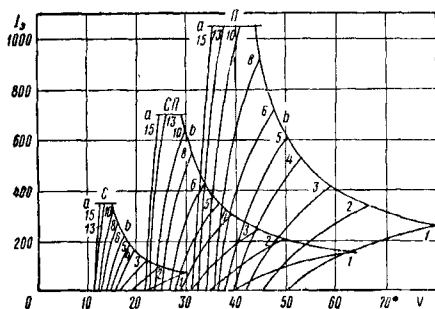
Расход энергии при маневровой работе электровозов с вагонами на станциях определяют из расчёта затраты на каждый час маневровой работы 100 *квт-ч*, включая сюда расход энергии на передвижения и собственные нужды электровозов.

**Расход энергии на шинах переменного тока тяговых подстанций.** Расход энергии на шинах переменного тока тяговых подстанций определяется по расходу энергии на пантографах электровозов и моторных вагонов. При этом принимается:

к. п. д. контактной сети . . . . .	0,93
к. п. д. тяговой подстанции с учётом собственных нужд при ртутных выпрямителях . . . . .	0,93
к. п. д. тяговой подстанции с учётом собственных нужд при моторгенераторах . . . . .	0,87

**Удельный расход энергии.** Удельный расход энергии

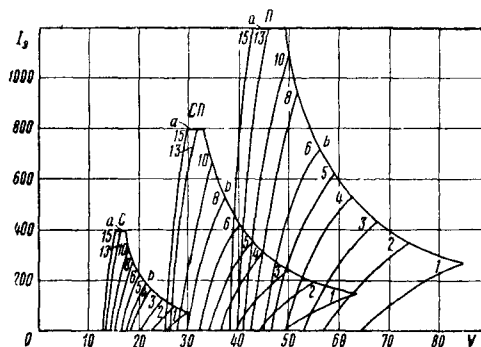
$$a = \frac{A \cdot 10^6}{Q L} \text{ вт-ч/} 10^3 \text{ ткм.} \quad (115)$$



Фиг. 106. Зависимость тока от скорости при рекуперативном торможении электровозов серий ВЛ-22 и Сс-11 при двигателе ДПИ-340,  $U_3 = 3300$  в,  $\mu = 4,45$ ,  $D = 1200$  мм; а—ограничение по  $I_d = 350$  а;

б—ограничение по  $\frac{I_d}{I_a} = 2$ .

**Рекуперация энергии.** Количество рекупируемой энергии определяется так же, как и количество расходуемой энергии по формуле (114), с той только разницей, что средняя



Фиг. 107. Зависимость тока от скорости при рекуперативном торможении электровоза серии ВЛ-22М. Двигатель ДПЭ-400У<sub>3</sub> = 3300 в,  $\mu = 4,45$ ,  $D = 1200$  мм; а—ограничение по  $I_d = 400$  а;

б—ограничение по  $\frac{I_d}{I_a} = 2$

величина тока определяется по кривой тока, построенной по характеристике рекуперативного торможения электровозов, представленной на фиг. 106 и 107.

## ТЕХНИЧЕСКОЕ НОРМИРОВАНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА ПАРОВОЗАМИ

В условиях эксплуатации нормы расхода топлива обычно в условном исчислении устанавливают на следующие виды работы паровозов:

- а) на 10 000 *ткм* брутто всякой поездной работы, двойной тягой и при подталкивании;
- б) на 100 *паровозо-км* пробега паровоза в одиночном следовании (резервом или при возвращении толкачей);
- в) на 1 час маневровой работы;
- г) на 1 час простоя паровоза в рабочем состоянии на станционных путях и в депо;
- д) на 1 растопку паровоза после промывочного и других видов ремонта, при заправке, из запаса и пр.

Нормы расхода топлива для паровозов назначают отдельно по плечам обслуживания, направлениям, видам движения и сериям паровозов.

Определение нормы расхода топлива на измеритель 10 000 *ткм* брутто по депо в целом производится с учётом расхода топлива по всем видам работы. Эта норма представляет собой частное от деления суммы установленных расходов топлива для всех видов работы паровозов по депо на общую работу паровозов *ткм* брутто, которая исчисляется по весу только состава без учёта веса паровоза.

Нормы расхода топлива устанавливают ежемесячно в зависимости от температурных условий данного месяца и условий работы паровозного парка.

### Нормирование расхода топлива на измеритель 10 000 ткм брутто

Определение расхода топлива на 10 000 ткм брутто на дорогах согласно распоряжению Министерства путей сообщения производится по методу водяных виртуальных коэффициентов (приказ Министерства путей сообщения № 106/ЦЗ от 14/II 1949 г.).

Для этого вначале на основе паспортных тягово-теплотехнических характеристик паровоза определяется расход топлива для перемещения состава заданного веса  $Q$  с равномерной расчётной скоростью  $V$  по прямой площадке длиной  $L$ , равной длине участка.

Полученный расход топлива умножается на водяной виртуальный коэффициент, характеризующий, во сколько раз действительный профиль участка, для которого устанавливается норма, труднее площадки такой же длины. При этом расчётная равномерная скорость движения определяется в зависимости от принятой расчётной форсировки и из условий равномерного движения методом, указанным в разделе расчёта скорости и времени хода. Расход топлива на измеритель определяется или по методу, приведённому на стр. 61—62, или же по формуле

$$n_0 = \frac{10^4 z_m (1 + \alpha) H \lambda_{cp}}{7000 \cdot Q \cdot V}, \quad (116)$$

где  $n_0$  — расход условного топлива на 10 000 ткм брутто на площадке;

$z_m$  — расчётная форсировка;

$\alpha$  — коэффициент, учитывающий служебные расходы пара;

$\lambda_{cp}$  — среднее теплосодержание 1 кг пара, определяемое по формуле (117);

$H$  — испаряющая поверхность нагрева котла;

$Q$  — вес состава;

$V$  — расчётная равномерная скорость;

$$\lambda_{cp} = \frac{1}{1 + \alpha} \lambda_n + \frac{\alpha}{1 + \alpha} \lambda_n - \tau_n, \quad (117)$$

где  $\lambda_n$  — теплосодержание перегретого пара, определяемое из таблиц водяного пара по температуре перегретого пара, соответствующей принятой расчётной форсировке  $z_m$  (из паспорта паровоза);

$\lambda_n$  — теплосодержание насыщенного пара;

$\tau_n$  — температура питательной воды.

Таким способом определяется расход топлива на 10 000 ткм для различных по весу составов и различных расчётных скоростей равномерного движения по площадке, соответствующих различным значениям форсировок.

Вычисленные величины  $n_0$  для каждой серии паровоза и разных составов представляют собой топливный паспорт его. Он обычно даётся или в виде графиков или в виде таблиц (см. табл. 31 и 31а).

Таблица 31

Расход условного топлива на 10 000 ткм брутто при следовании по площадке для пассажирских паровозов

Серия	Скорость в км	Вес состава в т										
		200	300	400	500	600	700	800	1 000	1 200	1 400	1 600
ИС	50	—	—	—	245	210	157	169	155	143	136	129
	60	—	—	—	245	211	187	169	156	144	137	130
	70	—	—	—	245	211	188	170	153	146	133	131
	80	—	—	—	245	213	190	170	159	143	140	134
	90	—	—	—	247	215	193	174	162	152	144	138
	100	—	—	—	253	220	198	180	168	158	151	145
СУ	40	—	—	178	150	140	126	119	111	100	—	—
	50	—	—	170	143	131	119	112	104	101	—	—
	60	—	—	163	139	125	115	110	105	103	—	—
	70	—	—	158	138	125	117	114	110	106	—	—
	80	—	—	156	142	131	124	119	115	111	—	—
	90	—	—	162	150	139	130	125	122	116	—	—
	100	—	—	175	160	149	138	132	129	123	—	—
Сум	40	—	—	176	151	143	128	116	113	104	—	—
	50	—	—	177	152	143	128	117	113	104	—	—
	60	—	—	177	153	144	127	118	113	105	—	—
	70	—	—	179	156	147	132	122	116	109	—	—
	80	—	—	184	161	151	138	127	123	115	—	—
	90	—	—	190	163	158	146	136	135	130	—	—
	100	—	—	193	175	166	160	157	—	—	—	—
С	45	322	250	204	179	163	143	140	—	—	—	—
	55	319	243	196	171	152	140	132	—	—	—	—
	65	316	237	191	167	151	136	129	—	—	—	—
	75	314	233	189	165	148	136	128	—	—	—	—
	85	311	230	187	164	148	137	131	—	—	—	—
	95	310	228	187	166	151	143	138	—	—	—	—

Т а б л и ц а 31а

Расход условного топлива на 10 000 ткм брутто при следовании по площадке для грузовых паровозов

Серия	Скорость в км/час	Вес состава в т																
		400	500	600	700	800	1 000	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000	2 200	2 400	2 500	3 000	3 500	4 000
ФД	40	—	—	—	—	195	169	147	135	125	118	113	110	107	105	98	94	91
	50	—	—	—	—	197	172	153	143	134	125	120	116	115	111	105	101	99
	60	—	—	—	—	202	178	160	150	142	135	130	125	122	115	—	—	—
	70	—	—	—	—	210	190	173	161	153	146	141	137	134	133	128	—	—
	80	—	—	—	—	225	205	190	177	168	161	156	150	147	145	—	—	—
Л	40	—	—	—	—	140	126,5	116	110,5	106	103	100,5	98	95,5	94	—	—	—
	50	—	—	—	—	150	136,5	122,5	117,5	114	111	108	105,5	103,5	102,5	—	—	—
	60	—	—	—	—	156	147	137	132	127,5	123,5	120	117,5	115,5	115	—	—	—
	70	—	—	—	—	175	162	154	147,5	143	139	135	113	131	130	—	—	—
	80	—	—	—	—	192	183	176	170	166	162	159	156	154	153	—	—	—
Ев	40	—	—	—	—	181	155	139	130	121	113	107	103	100	98	—	—	—
	50	—	—	—	—	183	157	141	131	122	116	112	110	109	107	—	—	—
	60	—	—	—	—	185	160	144	137	133	131	130	129	127	127	—	—	—
	70	—	—	—	—	193	178	166	160	157	155	153	151	150	149	—	—	—
ЕФ,Л	40	—	—	—	—	151	139	132	125,5	121,5	118	116,5	112	110	—	—	—	—
	50	—	—	—	—	171	154,5	145,5	138	132	127	128	128	128,5	128,5	—	—	—
	60	—	—	—	—	180,5	161	155	150	149	—	—	—	—	—	—	—	—
	70	—	—	—	—	194	179	175	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
СО	40	—	—	—	—	140,5	127,5	117,5	108,5	101,5	99	96	93	90,5	89,5	—	—	—
	50	—	—	—	—	142	129	119	113	109	106	103,5	101	99	98	—	—	—
	60	—	—	—	—	154	140	131	125,5	122	119	117	115	112,5	112	—	—	—
	70	—	—	—	—	173	160	152	145	140	135	125	—	—	—	—	—	—
СОК	30	—	—	—	—	119	109	100	93	89	86	83	81	79	78	—	—	—
	40	—	—	—	—	121	111	103	97	92	89	87	86	85	84	—	—	—
	50	—	—	—	—	123	113	105	100	99	100	100	100	100	100	—	—	—
	60	—	—	—	—	129	124	120	121	125	130	135	—	—	—	—	—	—
ЭУ	35	—	—	—	—	140	123	112,5	107	102	98,5	95	92,5	90	—	—	—	—
	45	—	—	—	—	141	126	117	111	107	103,5	101	93	97,5	—	—	—	—
	55	—	—	—	—	147,5	135	125,5	121	119	—	—	—	—	—	—	—	—
	65	—	—	—	—	161	152,5	145	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЭМ	35	—	—	—	—	—	—	128,5	109,5	102	99	95	92	89	—	—	—	—
	45	—	—	—	—	140,5	125	114,5	109,5	104	101	97,5	96	95	—	—	—	—
	55	—	—	—	—	141	130	122	119	116	116	115	—	—	—	—	—	—
	65	—	—	—	—	156	145	137	133	131	—	—	—	—	—	—	—	—
Э	30	—	—	—	—	—	145	134	127	120	114	111	—	—	—	—	—	—
	40	—	—	—	—	153	143	132	124	118	116	115	—	—	—	—	—	—
	50	—	—	—	—	169	155	145	139	132	127	125	—	—	—	—	—	—
	60	—	—	—	—	185	163	162	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
52	35	—	—	—	—	122	115	107	103	99	96	93	—	—	—	—	—	—
	45	—	—	—	—	131	121	113	108	105	102	100	—	—	—	—	—	—
	55	—	—	—	—	139	131	122	119	115	—	—	—	—	—	—	—	—
	65	—	—	—	—	151	143	136	133	131	—	—	—	—	—	—	—	—
Щ	25	216	198	180	163,5	149	129	118,5	110	106,5	—	—	—	—	—	—	—	—
	35	218	200	182,5	166	151	133	123	116,5	113,5	—	—	—	—	—	—	—	—
	45	224	204	187	170	156	140	134,5	130,5	129	—	—	—	—	—	—	—	—
	55	238	218	199	183,5	173	162	157	153,5	152	—	—	—	—	—	—	—	—
	65	250	233	217	205,5	198	190	184	180	178	—	—	—	—	—	—	—	—
О	15	185	166	150	137	126	108	96	89	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	25	210	187	169	149	141	121	107	98	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	35	238	209	188	154	156	133	118	108	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	45	270	231	208	171	172	147	130	118	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Для получения нормы расхода топлива  $n$  для заданного участка следует величину  $n_0$ , найденную по топливному паспорту для состава заданного веса и расчётной форсировки, умножить на водяной виртуальный коэффициент участка  $\alpha_g$ :

$$n = n_0 \alpha_g.$$

Водяным виртуальным коэффициентом участка называют отношение величины расхода воды на данном участке при заданных форсировке и весе состава к величине расхода воды при том же весе состава на прямом горизонтальном участке той же длины

$$\alpha_g = \frac{B_K}{B_{K0}} = \frac{z_M (1 + \alpha) H t_{p.3} + z_0 H t_{p.3}}{z_{M0} (1 + \alpha) H t_0}. \quad (118)$$

При равенстве форсировок  $z_M = z_{M0}$

$$\alpha_g = \frac{t_p + b t_{p.3}}{t_0}, \quad (119)$$

где  $b = \frac{z_0}{z_M} \cdot \frac{1}{1 + \alpha}.$

Времена хода по участку с открытым и закрытым регуляторами легко определяются из кривой  $t = \varphi(S)$ , которая строится при каждом составлении графика движения поездов.

К определённому указанным способом расходу топлива на 10 000 *ткм* брутто при передвижении поезда добавляют расход, связанный с троганием с места состава после каждой стоянки. Последний для различных серий пассажирских и грузовых паровозов приведён в табл. 32 и 33.

Таблица 32

Дополнительный расход топлива  $a$  в *кг* на каждое трогание состава с места для пассажирских паровозов

Серия паровоза	Вес состава в <i>т</i>							
	300	400	500	600	700	800	900	1000
ИС	22,5	26,7	30,9	35,1	39,3	43,5	47,7	51,9
СУ	18	22,2	26,4	30,6	34,8	39,0	43,2	47,4
СКУ	17,6	21,8	25,0	29,2	33,4	37,6	—	—
Н	16,4	20,6	24,8	29,0	33,2	—	—	—

Дополнительный расход топлива на каждое трогание относят также на 10 000 *ткм*.

Пример. Определить дополнительный расход топлива на измеритель для паровоза серии ФД при весе состава 2 000 *т* на плече 120 *км* при наличии двух стоянок.

Расход топлива на трогание и разгон для паровоза ФД при составе весом 2 000 *т* на одну стоянку по табл. 33 составит 58,5 *кг*.

Расход топлива на две стоянки и одно отправление составит  $58,5 \cdot 3 = 175,5$  *кг*.

Выполнено тонно-километров брутто:

$$2\,000 \cdot 120 = 240\,000 = 24 \cdot 10^4 \text{ ткм.}$$

Дополнительный расход топлива на измеритель 10<sup>4</sup> *ткм*

$$\frac{175}{24} = 7,3 \text{ кг/10}^4 \text{ ткм.}$$

Таблица 33

Дополнительный расход условного топлива в *кг* на каждое трогание поезда с места для грузовых паровозов

Серия паровоза	Вес состава в <i>т</i>									
	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2300
ФД	22,0	27,2	32,5	37,7	42,9	48,1	53,3	58,5	63,7	66,3
Л.СОК	20,3	25,5	30,8	36,0	41,2	46,4	51,6	56,7	61,9	64,5
Ва,м	20,0	25,3	30,6	35,8	41,0	46,2	51,4	56,6	61,8	64,4
СО	19,6	25,0	30,1	35,3	40,5	45,7	50,9	56,1	61,3	63,9
52	19,4	24,6	29,9	35,0	40,3	45,5	50,7	55,9	61,1	63,7
Э	19,1	24,4	29,6	34,8	40,0	45,2	50,4	55,6	60,8	63,4
Щ, ЩП	19,0	24,2	29,5	34,7	39,9	45,1	50,3	55,5	—	—
О	18,3	23,6	28,8	34,1	39,3	44,5	49,7	54,9	—	—

Влияние температурных условий на расход топлива учитывают введением поправочного температурного коэффициента  $K_m$ , приведённого в табл. 34, на который умножают установленный указанным выше порядком расход топлива на измеритель.

При нормировании учитывается только средняя многолетняя температура.

Норма расхода топлива при двойной тяге и подталкивании

Норма расхода топлива для каждого из паровозов, работающих при двойной тяге, определяется на 10 000 *ткм* брутто. Вес состава между головным и вторым паровозами распределяется согласно данным табл. 35.

Нормирование расхода топлива на участках с подталкиванием производят в следующем порядке;

1) для головного паровоза определяется средний вес состава  $Q_2$  по всему тяговому плечу длиной  $L$  *км*

$$Q_2 = \frac{QL - Q_m L_n}{L}, \quad (120)$$

Таблица 34

Температурный поправочный коэффициент  $K_m$

Вид поездов	Температура в °С											
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+30
Грузовые . . .	1,66	1,55	1,45	1,35	1,27	1,20	1,14	1,08	1,03	1,0	0,98	0,96
Пассажирские	1,53	1,43	1,34	1,25	1,19	1,13	1,09	1,04	1,01	1,0	0,99	0,98



где  $Q_2$  — средний вес состава по всему участку, приходящийся на долю головного паровоза;

$Q$  — расчётный вес состава для данного участка;

$Q_m$  — вес состава, приходящийся на подталкивающий паровоз, определяется согласно табл. 35;

$L_m$  — длина участка подталкивания;

Таблица 35

Распределение веса поезда между головным и вторым паровозами

Серия вторых паровозов	Процент от веса поезда, приходящийся на второй паровоз при сериях головных паровозов							
	ФД	СО	Л	Еа	Э	52	Щ	О
Двойная тяга	ФД	49	—	—	—	—	—	—
	СО	46,5	49,0	49,3	50,2	—	—	—
	Л	45,7	47,5	43,0	49,0	—	—	—
	Еа	44,9	47,2	47,8	43,6	—	—	—
	Э	42,0	44,2	45,0	45,1	48,7	—	—
	52	40,3	43,0	43,7	44,5	47,4	48,7	—
Подталкивание	Щ	—	—	—	—	36,5	37,7	47,5
	О	—	—	—	—	32,3	33,2	42,7
	Э	38,3	40,5	41,2	42,0	44,9	46,0	—
	52	36,6	39,0	39,5	40,2	43,0	44,3	—
	Щ	23,2	30,0	30,6	31,3	33,8	35,4	44,5
	О	24,5	26,2	26,7	27,4	29,7	30,9	39,9

2) определяют работу головного паровоза —  $Q_2 L_{ткм}$  и подталкивающего —  $Q_m L_{ткм}$ ;

3) норму расхода топлива устанавливают в соответствии с весом состава, приходящимся на головной и подталкивающий паровозы. Виртуальный коэффициент при этом для головного паровоза принимается по всему участку, а для толкача — только по участку подталкивания.

Норму расхода топлива на возвращение подталкивающего паровоза резервом устанавливают на 100 паровозо-км одиночного следования с применением виртуального коэффициента участка подталкивания в обратном направлении.

**Норма расхода топлива на 100 паровозо-км одиночного следования**

Эта норма приведена в табл. 36 для участка при коэффициенте трудности  $\alpha_в$ , равном единице, т. е. для площадки.

Для получения расхода топлива, соответствующего данному профилю участка и условиям температуры нормируемого периода, цифры табл. 36 умножают на виртуальный коэффициент и температурный коэффициент.

**Норма расхода топлива в час на поддержание котла в горячем состоянии**

Эта норма определяется по формуле

$$n_{сч} = \frac{KF_0(200 - t_{на})}{7\,000} + \frac{A\,650}{7\,000}, \quad (121)$$

где  $K$  — коэффициент теплоотдачи наружной поверхностью котла в атмосферу принимается равным: для изоляции из вулканита, совелита или заливочной

$$K = 2 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час}^\circ\text{C}},$$

для асбестовой изоляции

$$K = 4 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час}^\circ\text{C}};$$

$F_0$  — наружная поверхность охлаждения паровозного котла; данные для разных серий паровоза приведены в табл. 37;

$t$  — средняя многолетняя температура наружного воздуха для нормируемого периода;

$A$  — величина паровых утечек и служебных расходов пара: для паровозов малой мощности — О, Щ, Н — величина  $A = 100 \text{ кг/час}$ ; для паровозов средней мощности — Э, С, СУ, 52 — величина  $A = 210 \text{ кг/час}$ ; Е, СО, Л — величина  $A = 240 \text{ кг/час}$ ; для паровозов большой мощности — ФД, ИС — величина  $A = 350 \text{ кг/час}$ .

Таблица 36

Норма расхода топлива на 100 паровозо-км одиночного следования паровозов разных серий при виртуальном коэффициенте  $\alpha_в$ , равном единице

Грузовые паровозы		Пассажирские паровозы	
серия паровоза	нормы расхода топлива в кг на 100 паровозо-км	серия паровоза	нормы расхода топлива в кг на 100 паровозо-км
ФД . . . . .	980	ИС . . . . .	875
СО . . . . .	556	С . . . . .	350
СОК . . . . .	650	СУ . . . . .	404
Л . . . . .	560	КУ . . . . .	381
Еа . . . . .	800	МР . . . . .	622
Э . . . . .	589	Б . . . . .	424
ЭУ . . . . .	423	Н . . . . .	263
ЭМ . . . . .	445		
52 . . . . .	695		
Щ . . . . .	719		
О . . . . .	343		

Таблица 37

Наружная поверхность охлаждения паровозного котла  $F_0, \text{м}^2$

Серия паровоза	$F_0$	Серия паровоза	$F_0$
О . . . . .	44	ФД, ИС . . . . .	74,0
Э . . . . .	54,6	Б, КУ . . . . .	51,8
ЭР . . . . .	58,2	С . . . . .	58,0
СО, Е . . . . .	62,5	СУ . . . . .	59,0

Подсчитанные по формуле (121) нормы расхода топлива для различных условий приводятся в табл. 38.

Нормы расхода топлива на заправку приведены в табл. 39.

#### Нормы расхода топлива по депо в целом

При наличии заданных эксплуатационных измерителей и известном объёме работы паровозов по отдельным её видам расход топлива в целом по депо определяют по формуле:

$$n_d = \frac{\sum n_0 \alpha_v K_m Q L + \sum n_{од} \alpha_v K_m P L}{\sum Q L} + \frac{\sum n_m K_m P_{час} + \sum n_{см} P_{час} + \sum n_{ст} P_{чден}}{\sum Q L}, \quad (122)$$

где  $\sum n_0 \alpha_v K_m Q L$  — расход топлива в поездной работе по всем плечам обслуживания;

$\sum n_{од} \alpha_v K_m P L$  — расход топлива по всем плечам обслуживания в одиночном пробеге;

$\sum n_m K_m P_{час}$  — расход топлива во всех видах маневровой работы;

$\sum n_{см} P_{час}$   
и  $\sum n_{ст} P_{чден}$  — расход топлива на стоянках паровозов в горячем состоянии соответственно с поездами и в депо;

$\sum Q L$  — заданная работа депо в ткм.

Таблица 38

Нормы расхода топлива в кг/час на поддержание паровоза в горячем состоянии

Температура t°С	Серия паровоза						
	ФД, ИС	СУ, 52, С, Э	КУ, У, Б	Н, О	СО, Е, Л	СО <sup>к</sup>	Щ
-20	51	36	35	30	39	53	35
-10	50	36	35	29	39	52	35
0	50	36	34	29	38	52	34
10	41	26	25	20	29	42	25
20	40	26	25	20	28	42	25

Таблица 39

Нормы расхода топлива на заправку паровоза

Серия паровоза	Расход условного топлива в кг на заправку	
	после холодной промывки	после горячей промывки
Э . . . . .	360	320
Э <sup>м</sup> . . . . .	360	300
ЭУ . . . . .	340	300
ФД, ИС . . .	570	500
СО . . . . .	430	380
Л, Е . . . . .	460	400
Щ . . . . .	320	280
О . . . . .	220	200
СУ . . . . .	350	310
С . . . . .	350	300
МР . . . . .	480	420
Н . . . . .	230	200

## ТЯГОВЫЕ РАСЧЁТЫ УЗКОКОЛЕЙНЫХ ПАРОВОЗОВ

### РАСЧЁТНЫЙ (РУКОВОДЯЩИЙ) ПОДЪЁМ

Опытные испытания узкоколейных паровозов типов 63, 159, 157 и серии Пт-4 показали нижеследующие минимальные скорости движения по расчётным подъёмам: для узкоколейных паровозов колес 750 мм при диаметре ведущих колёс 500—600 мм — 6—7 км/час, а при диаметре ведущих колёс 750—800 мм — 7—8 км/час в обоих случаях при  $z_m = 30 \text{ кг/м}^2\text{час}$ .

Очевидно, что величина этой скорости зависит и от принятой форсировки. Так, например, для паровоза типа 157-С при  $z_m = 60 \text{ кг/м}^2\text{час}$  такая расчётная скорость на руководящем подъёме равна 13 км/час; для паровоза серии Пт-4 при  $z_m = 50 \text{ кг/м}^2\text{час}$  соответственно 14 км/час.

На узкоколейных железных дорогах промышленного транспорта (колес 750 мм) минимальный руководящий подъём допускается от 3 до 5‰. Согласно ТУ и нормам проектирования узкоколейных железных дорог наибольший руководящий подъём должен быть  $\geq 20‰$  для долговременных и  $\geq 30‰$  для кратковременных железных дорог.

Допускается применение уклонов двойной

тяги: для долговременных дорог — до 30‰ и для кратковременных — до 40‰.

Технические условия и нормы проектирования железных дорог промышленных предприятий (Н и ТУ 10-48, утверждённые Министерством строительства предприятий тяжёлой индустрии 18 августа 1948 г.) указывают, что величина руководящего подъёма должна быть особо обоснована и в нормальных условиях, включая сопротивление от кривых, не должна превосходить для узкоколейных железных дорог колес 750 мм постоянного типа — 20‰ и на временных путях — 30‰.

Правила технической эксплуатации лесовозных железных дорог колес 750 мм с паровой тягой (Гослесбумиздат, 1948) устанавливают крутизну руководящего подъёма в нормальных условиях: в равнинной местности — 15‰, в холмистой — 20‰, в горной местности — 30‰ и при двойной тяге — 40‰.

Число тысячных уклона, эквивалентного кривой, определяется для узкоколейных железных дорог колес 750 мм по формуле

$$i_r = \frac{7,5 \alpha}{L}, \quad (123)$$

а для колес 1 000 мм по формуле

$$i_r = \frac{9\alpha}{L}, \quad (124)$$

где  $\alpha$  — число градусов центрального угла (общее число градусов углов поворота) кривой или группы кривых;  
 $L$  — длина кривой или группы кривых в м, на которые распространяется смягчение уклона вследствие совпадения его с кривой.

Для полевых железных дорог колес 750 мм величины руководящих подъёмов такие же, как и для промышленных железных дорог той же колес.

### СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ

Число оборотов движущих колёс узкоколейного паровоза в минуту и допускаемые скорости движения принимают в среднем согласно табл. 40 и 41.

Таблица 40

Число оборотов движущих колёс

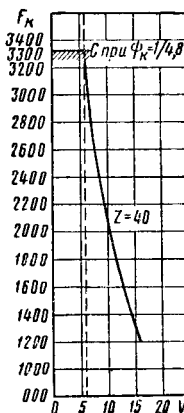
Ширина колес в мм	Диаметр колёс в мм	Число оборотов в минуту
600	500—600	175—210
750	600—900	180—260
1 000	900—1 050	200—235

В настоящее время на железных дорогах колес 750 мм движение поездов с осевой формулой паровозов 0-4-0 производится со скоростью до 30—40 км/час, а типа 0-3-0 — со скоростью до 25 км/час, т. е. близко к тем величинам, какие указаны в табл. 41.

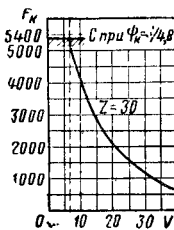
На фиг. 108 представлены тяговые характеристики паровоза типа 159, а на фиг. 109 — типа 157 Коломенского завода.

Для необходимых теоретических и эксплуатационных подсчётов ориентировочно можно считать, что для паровозов колес 600 и 750 мм минимальная скорость движения

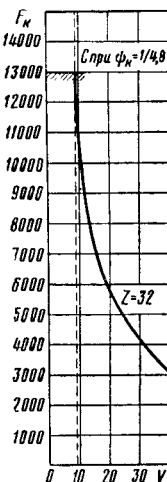
будет равняться 5—6 км/час при диаметре ведущих колёс 500—600 мм и 7—8 км/час при диаметре колёс 750 и 800 мм. Для паровозов колес 1 000 мм минимальная скорость



Фиг. 108. Тяговые характеристики паровоза типа 159



Фиг. 109. Тяговые характеристики паровоза типа 157-K



Фиг. 110. Тяговые характеристики узкоколейного паровоза колес 1 000 мм

может быть принята 9 км/час при диаметре ведущих колёс 900—1 100 мм и 10 км/час при диаметре свыше 1 100 мм (фиг. 110).

Таблица 41

Наибольшие допускаемые скорости движения  
 (по данным ВНИИПТ)

Колёсная формула	Тип паровоза	Наибольшие допускаемые скорости движения в км/час в зависимости от								
		типа рельса в кг/пог.м		степени уравновешенности		напряжения движущих механизмов в кг/см <sup>2</sup>		гребня движущих механизмов	числа оборотов движущих колёс	общая результирующая максимальная скорость движения в км/час
		24	15	ведущего колёса	1-го и 3-го сцепных колёс	по ведущему	по сцепным			
0-1-0	63	50	—	33	Не ограничивается	Не ограничивается	Не ограничивается	54	34	35
0-3-0	86	—	50	36	То же	То же	То же	75	30	25
0-4-0	157	50	—	Не ограничивается	37	»	»	65	40	40
0-4-0	159	—	50	30	40	»	»	67	30	30

Позднейшие опытные испытания показали наименьшую скорость на подъёме при следовании с полногрузными поездами:

Для паровозов типа	На подъёме $i \text{ ‰}$	Скорость $v_{\min}$ в км/ч
159	15	5
63	20	5
157	10	5

При этом признаков боксования не обнаружено.

### ОГРАНИЧЕНИЕ НАИБОЛЬШЕЙ ДОПУСКАЕМОЙ СИЛЫ ТЯГИ ТИПОМ СЦЕПНЫХ ПРИБОРОВ

Основным видом сцепных приборов узкоколейного подвижного состава СССР являются ручная центральная однобufferная сцепка с балансиром и боковой винтовой или сцепной стяжкой (для железных дорог колеи 600 и 750 мм) и обычная винтовая стяжка типа нормальной колеи с двумя буферами (для железных дорог колеи 1000 мм).

Обычно принимается, что наибольшее разрывающее усилие в стяжках узкоколейного подвижного состава должно быть равным наибольшей силе тяги наиболее мощных узкоколейных паровозов, которая может быть определена по их сцепному весу.

Таким образом, для  $S = 1000 \text{ мм}$

$$F_k = P_k \cdot 1000 \cdot \psi_k =$$

$$= (62,5 \cdot 1000) 1/4,5 = 13,8 \text{ т};$$

для  $S = 750 \text{ мм}$

$$F_k = P_k \cdot 1000 \cdot \psi_k =$$

$$= (45 \cdot 1000) 1/4,5 = 10,0 \text{ т};$$

для  $S = 600 \text{ мм}$

$$F_k = P_k \cdot 1000 \cdot \psi_k =$$

$$= (19,5 \cdot 1000) 1/4,5 = 4,3 \text{ т},$$

где  $S$  — ширина колеи в мм;

$P_k$  — сцепной вес паровоза в т;

$\psi_k$  — коэффициент сцепления колёс с рельсами, принятый равным 1/4,5.

Проф. Жуковский Н. Е. в статье «Работа русского сквозного и американского несквозного тягового прибора при трогании поезда с места и в начале его движения» даёт следующую формулу для определения наибольшего растягивающего усилия в упряжных приборах (в предположении трогания с места грузовых поездов при всех натянутых сцепных приборах:

$$R = 2F \frac{1}{1 + \frac{P}{\sum m}}, \quad (125)$$

где  $R$  — наибольшая сила, разрывающая упряжной прибор состава грузового поезда в месте прикрепления его к паровозу, в т;

$F$  — сила тяги в кс;

$P$  — вес паровоза в т;

$m$  — вес одного вагона в т;

$\sum m$  — вес всех вагонов состава в т.

Вес грузового поезда  $\sum m$  в практике железных дорог как широкой, так и узкой колеи всегда во много раз превосходит вес паровоза  $P$ , поэтому дробь  $\frac{P}{\sum m}$  представляет собой не большую величину, которую можно не учитывать.

При этом допущении формула примет следующий вид:

$$R = 2F,$$

т. е. наибольшее разрывающее усилие в натянутых сцепных приборах при трогании с места грузовых поездов равно двойной наибольшей силе тяги паровоза.

По этой формуле подсчитывается  $R$  при проектировании и постройке подвижного состава узкой колеи. Имеем:

$S \text{ мм}$	$R \text{ т}$
1 000 . . . . .	27,6
750 . . . . .	20,0
600 . . . . .	8,6

При движении поезда с паровозом в голове каждый из вагонов состава поезда движется самостоятельно, получая это движение от упряжной тяги при помощи аппаратной пружины. В этом случае тяга упряжных приборов работает на растяжение, буферные же аппараты в работе не участвуют. Величина разрывающего упряжной прибор усилия может быть подсчитана по формуле

$$R = aF, \quad (126)$$

где  $a$  — числовой коэффициент практической максимальной величины расчётного усилия, растягивающего упряжной прибор<sup>1</sup>.

На основе опытных исследований паровозов типов 159 и 63 числовое значение коэффициента  $a$  колебалось от 1,5 до 3,0, что очень близко подходит к значениям этого коэффициента для составов нормальной колеи.

Коэффициент  $a$  принято называть коэффициентом динамичности упряжных приборов. Он определяется как отношение величины разрывающего усилия рассматриваемого типа упряжных приборов к величине силы тяги эксплуатируемого паровоза, т. е.:

$$a = \frac{R}{F}. \quad (127)$$

По данным советских паровозостроительных заводов, при расчёте сцепных приборов узкоколейного подвижного состава коэффициент  $a$  принимается равным 1,5—2,0.

### ВЕС УЗКОКОЛЕЙНЫХ ПАРОВОЗОВ И ВАГОНОВ

Наибольшая сила тяги паровоза при установившейся скорости движения должна быть равна силе сопротивления движению. При этом на подъёме обычно реализуется сила тяги по сцеплению, т. е.

$$F_k = W_k. \quad (128)$$

<sup>1</sup> Речь идёт о сквозной упряжке.

Полное сопротивление поезда на подъёме:

$$W_n = P(W'_0 + i_n + i_k) + Q(W''_0 + i_n + i_k), \quad (129)$$

где  $P$  — рабочий вес паровоза с тендером в  $m$ ;

$W'_0$  — удельное сопротивление паровоза и тендера на прямом и горизонтальном пути в  $kg/m$ ;

$W''_0$  — удельное сопротивление вагонов на прямом и горизонтальном пути в  $kg/m$ ;

$i_n$  — удельное сопротивление от подъёма (в килограммах на тонну веса паровоза и поезда), равное числу тысячных подъёма;

$i_k$  — сопротивление от кривой в  $kg/m$ ;

$Q$  — вес вагонов в  $m$ .

Весы наиболее распространённых типов и серий узкоколейных паровозов и вагонов железных дорог СССР приведены в табл. 42 и 43.

### СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ УЗКОКОЛЕЙНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА (ОСНОВНОЕ)

1. Удельное основное сопротивление гружёных поездов из четырёхосных грузовых вагонов и платформ колеи 750 мм

$$W_0 = 2 + 0,05v \text{ кг/т.} \quad (130)$$

На магистральных рельсовых путях и ветках лесовозных узкоколейных железных дорог колеи 750 мм удельное основное сопротивление гружёных платформ

$$W_0 = 1,4 + 0,2v \text{ кг/т,} \quad (131)$$

для порожнего же состава (состоящего из платформ) в тех же условиях

$$W_0 = 1,6 + 0,3v \text{ кг/т.} \quad (132)$$

2. Удельное основное сопротивление двухосных полувагонов можно определять по формулам, приведённым в табл. 44.

Таблица 42

Весы узкоколейных паровозов

Тип паровоза	Ширина ко- лей в мм	Осевая фор- мула	Вес паровоза в т		количе- ство осей	Тендер		Расчётный вес паровоза в т
			в порож- нем состо- янии	в рабочем состоянии		вес в т		
						в порож- нем состо- янии	в рабочем состоянии	
Грузовой:								
тип 63 . . . . .	750	0-4-0	19,20	21,6	3	6,75	15,04	33,87
тип 86 . . . . .	750	0-3-0	10,12	11,79	2	3,2	7,3	17,79
тип 157 Коломенского з-да	750	0-4-0	23,5	26,0	3	7,0	15,07	38,4
тип 159 . . . . .	750	0-4-0	14,1	16,0	2	3,7	7,8	23,1
серии ПТ-4 . . . . .	750	0-4-0	14,0	16,0	3	4,8	12,0	25,6
серии ВП-1, ВП-2, КЧ-4 .	750	0-4-0	14,0	16,0	3	4,8	12,0	25,6
Грузо-пассажирский:								
тип 157 Сормовского за- вода . . . . .	750	0-4-0	23,5	26,0	3	8,3	16,6	39,9
серии ГР . . . . .	750	0-4-0	23,5	25,6	3	5,5	14,0	36,7
Лёгкий грузовой ОП-2 . .	750	0-2-0	8,3	9,2	3	2,7	7,0	13,3

Таблица 43

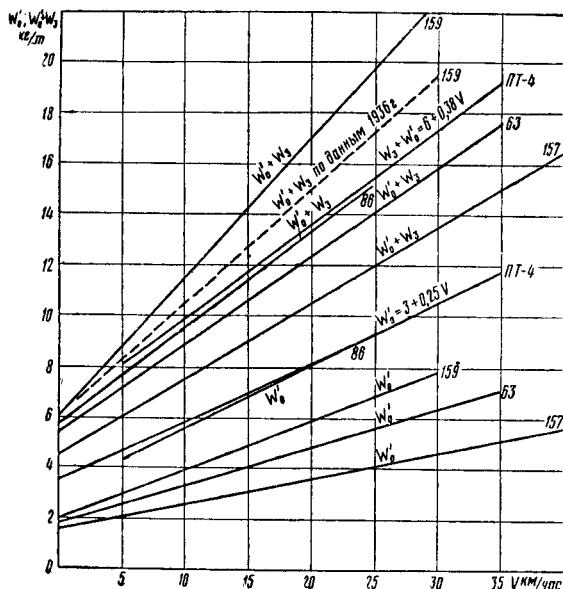
Весы наиболее распространённых типов вагонов железных дорог СССР колеи 750 мм

Тип вагона	Число осей	Грузоподъёмность в т (нетто)	Вес вагона в т		Коэффициент тары
			порожнего (тара)	полногрузного (брутто)	
Полувагон для перевозки торфа .	2	2,5	1,37	3,87	0,54
То же . . . . .	4	8,2	4,1	12,3	0,50
Платформа (Усть-Катавского завода) . . . . .	4	8,2	3,95	12,15	0,43
То же . . . . .	4	16,0	6,7	22,7	0,42
Крытый вагон (Коломенского завода 1930 г.) . . . . .	4	12,5	8,0 с тормозом 7,5 без тормоза	20,5 с тормозом 20,0 без тормоза	0,64 с тормозом 0,60 без тормоза
Платформа (Коломенского завода 1930 г.) . . . . .	4	8,9	3,7	12,6	0,42
Платформа (заводов Лессосудмаш-строй) . . . . .	4	9,0	4,13 с тормозом 3,49 без тормоза	13,13 с тормозом 12,19 без тормоза	0,45 с тормозом 0,39 без тормоза
Крытый вагон (Усть-Катавского завода) . . . . .	4	16,0	7,8	23,8	0,49
Полувагон-решётка (Усть-Катавского завода) . . . . .	4	16,0	7,7	23,7	0,48
Платформа (импортная) . . . . .	4	20,0	6,7	26,7	0,33
Цистерна (импортная) . . . . .	4	20,0	11,3	31,3	0,56

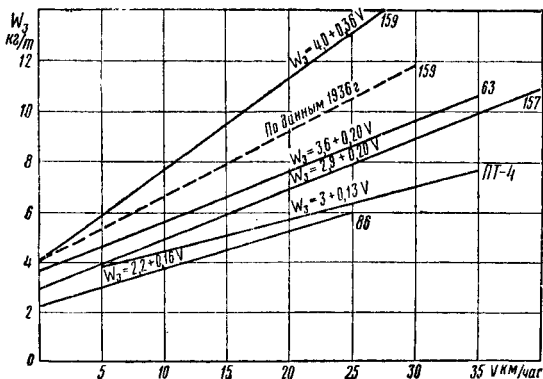
3. Удельное основное сопротивление четырёхосных вагонов, платформ и цистерн на двухосных тележках на магистральных и подъездных путях можно принимать по формулам, приведённым в табл. 45.

Сопротивление движению паровозов колес 750 мм (основное) можно принимать по табл. 46.

На фиг. 111 и 112 представлены диаграммы основного удельного сопротивления паровозов колес 750 мм (как машины с закрытым



Фиг. 111. Удельные сопротивления движению паровозов колес 750 мм на прямом горизонтальном пути



Фиг. 112. Удельные сопротивления движению паровозов колес 750 мм как машин с закрытым регулятором на прямом горизонтальном пути

регулятором и как повозки и машины с закрытым регулятором).

На железных дорогах СССР промышленного транспорта колес 750 мм для определения дополнительного удельного сопротивления  $W_r$ , как паровозов, так и вагонов неза-

висимо от рода последних (грузовые, крытые, платформы, двухосные или четырёхосные) принята формула

$$W_r = \frac{425}{R} \text{ кг/м}, \quad (139)$$

где  $R$  — радиус кривой в м.

Для железных дорог колес 750 мм МПС сопротивление движению от кривой с достаточной точностью определяют по формуле автора

$$W_r = \frac{350}{R} \text{ кг/м}, \quad (140)$$

полученной в результате опытов ВНИИПТ на узкоколейных путях Юго-Западной ж. д. Сравнение последних формул указывает, что на величину  $W_r$  значительное влияние оказывают состояние и конструкция верхнего строения пути.

Для более правильного и точного определения величины дополнительного удельного сопротивления от кривой можно пользоваться формулой, учитывающей соотношение длины закругления пути и длины расчётного поезда, т. е. формулой, учитывающей полностью или частично вписывание поезда в кривую пути.

В этом случае вместо формулы (139) будем иметь:

$$W_r = 7,5 \frac{\alpha}{l_r} \text{ кг/м}, \quad (141)$$

а вместо формулы (140)

$$W_r = 6 \frac{\alpha}{l_r} \text{ кг/м}, \quad (142)$$

где  $l_r$  — длина кривой, соответствующая углу поворота пути, в м;

$\alpha$  — центральный угол кривой в градусах.

Следует отметить, что сопротивление от кривых остаётся положительным как на подъёмах, так и на спусках.

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ СЦЕПНОГО ВЕСА ПАРОВОЗА. КОЭФИЦИЕНТ СЦЕПЛЕНИЯ

Единых значений коэффициентов сцепления как на ширококолейных, так и на узкоколейных железных дорогах не существует.

Величина коэффициента сцепления, как показывают наблюдения и экспериментальные исследования, зависит от состояния поверхности рельсов, скорости движения, кривизны пути в плане, конструктивного устройства (тип) машины паровоза (простая или компаунд).

Таким образом, очевидно, значения коэффициента сцепления меняются в довольно широких пределах.

На основании результатов опытных испытаний узкоколейных паровозов на ряде

Т а б л и ц а 44

Удельное сопротивление двухосных полувагонов для железных дорог торфяной промышленности  
колеи 750 мм

Состояние вагонов	Формула	Состояние вагонов	Формула
<i>На подшипниках скольжения</i>		<i>На подшипниках качения</i>	
В зависимости от веса $q_m$ (брутто) . .	$W''_0 = 2,5 + 0,14v + 0,20 \frac{v}{q}$ (133)	В зависимости от веса $q_m$ (брутто) . .	$W''_0 = 1,2 + 0,16v + 0,14 \frac{v}{q}$ (136)
Порожний . . . . .	$W''_0 = 2,5 + 0,28v$ (134)	Порожний . . . . .	$W''_0 = 1,2 + 0,26v$ (137)
Гружёный . . . . .	$W''_0 = 2,5 + 0,20v$ (135)	Гружёный . . . . .	$W''_0 = 1,2 + 0,20v$ (138)
Примечание. $v$ — скорость движения; $q$ — вес полувагона брутто; грузоподъёмность вагонов см. табл. 43.			

Т а б л и ц а 45

Удельное сопротивление четырёхосных вагонов для железных дорог колеи 750 мм

Железные дороги	Род подвижного состава	Применяемая формула
Министерства путей сообщения	Крытые вагоны:	
	порожний . . . . .	$W''_0 = 1,1 + 0,30v$ (145)
Торфяной промышленности	гружёный . . . . .	$W''_0 = 1,0 + 0,15v$ (146)
	Полувагоны и платформы в зависимости от веса $q_m$ (брутто) . . . . .	$W''_0 = 1,1 + 0,09v + 0,90 \frac{v}{q}$ (147)
Лесной промышленности	порожние . . . . .	$W''_0 = 1,1 + 0,30v$ (148)
	гружёные . . . . .	$W''_0 = 1,1 + 0,18v$ (149)
	Платформы:	
	порожние на ветках и усах . . . . .	$W''_0 = 2,0 + 0,25v$ (150)
	гружёные на ветках и усах . . . . .	$W''_0 = 2,4 + 0,10v$ (151)
	порожние . . . . .	$W''_0 = 1,5 + 0,36v$ (152)
	гружёные . . . . .	$W''_0 = 1,8 + 0,17v$ (153)
	Вагоны:	
	порожний . . . . .	$W''_0 = 1,2 + 0,36v$ (154)
	гружёный . . . . .	$W''_0 = 1,5 + 0,15v$ (155)
Министерства чёрной металлургии	Большегрузные крытые вагоны и платформы в зависимости от веса $q_m$ (брутто) . . . . .	$W''_0 = 0,7 + 0,04q + 0,04v + 1,5 \frac{v}{q}$ (156)
	порожние . . . . .	$W''_0 = 1,0 + 0,25v$ (157)
	гружёные . . . . .	$W''_0 = 1,55 + 0,11v$ (158)
	Большегрузные решётки в зависимости от веса $q_m$ (брутто) . . . . .	$W''_0 = 0,7 + 0,04q + 1,2 \frac{v}{q} + 0,115 \frac{v}{q + 15}$ (159)
	порожние . . . . .	$W''_0 = 1,0 + 0,15v + 0,005v^2$ (160)
	гружёные . . . . .	$W''_0 = 1,2 + 0,09v + 0,004v^2$ (161)
	Большегрузные платформы и цистерны в зависимости от веса $q_m$ (брутто) . . . . .	$W''_0 = 0,7 + 0,04q + 0,03v + 1,1 \frac{v}{q}$ (162)
	порожние . . . . .	$W''_0 = 1,0 + 0,17v$ (163)
	гружёные . . . . .	$W''_0 = 1,75 + 0,072v$ (164)

Т а б л и ц а 46

## Удельное сопротивление паровозов

Тип паровоза	Осевая формула	По какому роду подвижного состава рассчитывать	Применяемая формула
63	0-4-0	Как поковки . . . . .	$W'_0 = 1,8 + 0,15v$ (165)
		Как машины с закрытым регулятором . . . . .	$W_3 = 3,6 + 0,20v$ (166)
		Как поковки и машины с закрытым регулятором . . . . .	$W'_0 + W_3 = 5,4 + 0,35v$ (167)
86	0-3-0	Как поковки . . . . .	$W'_0 = 3,5 + 0,23v$ (168)
		Как машины с закрытым регулятором . . . . .	$W_3 = 2,2 + 0,15v$ (169)
		Как поковки и машины с закрытым регулятором . . . . .	$W'_0 + W_3 = 5,7 + 0,38v$ (170)
159	0-4-0	Как поковки . . . . .	$W'_0 = 2,0 + 0,19v$ (171)
		Как машины с закрытым регулятором . . . . .	$W_3 = 4,0 + 0,36v$ (172)
		Как поковки и машины с закрытым регулятором . . . . .	$W'_0 + W_3 = 6,0 + 0,55v$ (173)
157	0-4-0	Как поковки . . . . .	$W'_0 = 1,6 + 0,10v$ (174)
		Как машины с закрытым регулятором . . . . .	$W_3 = 2,9 + 0,20v$ (175)
		Как поковки и машины с закрытым регулятором . . . . .	$W'_0 + W_3 = 4,5 + 0,30v$ (176)
ПТ-4	0-4-0	Как поковки . . . . .	$W'_0 = 3 + 0,25v$ (177)
		Как машины с закрытым регулятором . . . . .	$W_3 = 3 + 0,13v$ (178)
		Как поковки и машины с закрытым регулятором . . . . .	$W'_0 + W_3 = 6 + 0,38v$ (179)

железных дорог колеи 750 мм В. А. Трубецким предложена формула

$$\psi_k = \frac{1}{a + 0,04v}, \quad (143)$$

где  $v$  — скорость движения в км/час;  
 $a$  — опытный коэффициент, равный в среднем 4,2.

В кривых участках пути величина коэффициента сцепления несколько уменьшается.

При тяговых расчётах для узкоколейных железных дорог рекомендуется уменьшать коэффициент сцепления в зависимости от радиуса кривой согласно табл. 47.

Т а б л и ц а 47

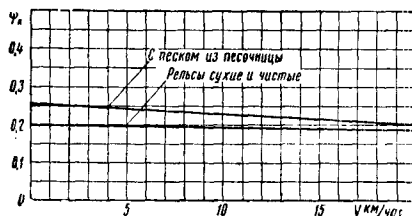
Снижение коэффициента сцепления в зависимости от радиуса кривой

Радиус кривой в м	200	150	125	100	75	60	40
Процент снижения $\psi_k$ . . . . .	9	11	13	15	18	20	25

На фиг. 113 приведён график изменения коэффициента сцепления различных типов уз-

коколейных паровозов в зависимости от скорости движения на прямых и кривых участках пути.

Следует отметить, что уменьшение коэффициента сцепления узкоколейных паровозов по сравнению с ширококолейными прежде всего обуславливается их отличительной



Фиг. 113. Изменение коэффициента сцепления в зависимости от скорости движения для паровоза типа 159 (кривая  $R=75$  м)

конструктивной особенностью, а именно: отношение высоты оси котла узкоколейного паровоза к ширине колеи значительно больше, чем у паровозов широкой колеи (см. табл. 48).



Т а б л и ц а 48

## Отношение высоты оси котла к ширине колеи

Серия или тип паровоза	Ширина колеи в мм	Высота оси котла над головкой рельса в мм	Отношение оси котла к ширине колеи	Серия или тип паровоза	Ширина колеи в мм	Высота оси котла над головкой рельса в мм	Отношение оси котла к ширине колеи
<i>Широкая колея</i>				<i>Узкая колея</i>			
Э . . . . .	1 524	3 100	2,03	63 . . . . .	750	1 880	2,40
ФД . . . . .	1 524	3 250	2,13	157 . . . . .	750	1 910	2,54
ИС . . . . .	1 524	3 225	2,11	159 . . . . .	750	1 615	2,15
				ПТ-4 . . . . .	750	1 670	2,22
				ГР . . . . .	750	2 100	2,80

Высокое расположение котла у паровозов узкой колеи, как показали экспериментальные наблюдения, вызывает более энергичную боковую качку и, следовательно, усиливает попеременную разгрузку сторон паровоза,

что отзывается на сцеплении колёс паровоза с рельсами. Кроме того, состояние рельсовых путей узкоколейных железных дорог значительно хуже, чем на широкой колее, что также уменьшает коэффициент сцепления.

## ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Бабичков А. М. и Егорченко В. Ф. Тяга поездов. Трансжелдориздат, М., 1947.
2. Бабичков А. М. и Егорченко В. Ф. Тяговые расчёты. Трансжелдориздат, М., 1949.
3. Правила производства тяговых расчётов для поездной работы. Трансжелдориздат, М., 1952.
4. Тягово-теплотехнические паспорта паровозов, тепловозов и электровозов.

# АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ



При пользовании настоящим указателем следует иметь в виду, что каждое название упоминается один раз и, как правило, не повторяется в перестановке слов.

В указателе упоминается вначале (за редким исключением) основное слово, а потом его определение, например: «Втулки золотниковые», а не «Золотниковые втулки».

В большинстве случаев, когда формула, определение, уравнение, способ, метод и пр. носят название по фамилии учёного, инженера, стахановца, в указателе приводится лишь фамилия (без сопровождающего термина), например: «Сыромятников С. П.», а не «Сыромятникова С. П. метод» и не «Метод Сыромятникова С. П.».

## А

Автомотриса 431, 487, 491, 492, 495  
Автотормоза 836  
Автосцепка 642, 649  
Амплитуда колебаний вагона 653  
Аппаратура котла контрольно-измерительная 75  
Аппараты поглощающие 645, 647  
Арматура котла 75  
— цилиндров 132  
Архипов И. В. 698  
Ассур Л. В. 206

## Б

База паровоза широкой колеи 35  
— — узкой колеи 424  
Баки водяные 364  
Балансиры 329, 330  
Баланс котла тепловой 97  
Балки поперечные 325  
— тележек 617, 618  
Бандажи безгребневые паровозные 267, 269  
— — — расчёт ширины 293  
— тендерные 364  
Барабаны котла 56  
Белоконь Н. И. 37, 38, 819  
Бение вагона 655  
Блок цилиндрический 448  
Боковины тележки грузовых вагонов 784  
Болты анкерные 49, 50  
— опорные параллелей 147  
Борисенко В. К. 135  
Браун И. О. 604  
Брус буферный 369  
Бруевич Н. Г. 207

Буксы грузовых вагонов 599  
— паровозные 238, 240, 242  
— пассажирских вагонов 602  
— роликовые 597, 602  
Бустер 33  
Буфер 639, 640, 641  
— радиальный 298

## В

Вагоны 567  
— багажные 591  
—, вентилиция 817  
—, воздухообмен 818, 819  
— грузовые 567, 570  
— — крытые 567, 570, 571  
— — открытые 567  
— дальнего следования 586  
— изотермические 508, 576, 581  
— —, калорический расчёт 833  
—, классификация 567  
—, кондиционирование 822  
—, конструкции 595  
—, отопление 819  
— пассажирские 568, 582, 583  
— почтовые 591, 594  
— пригородного сообщения 582  
—, расчёт 750  
— рестораны 591  
— специального назначения 568  
—, температура 816  
—, технико-экономические характеристики 569, 570, 691  
— цельнометаллические, расчёт кузовов 721  
Валики полузна 146

Валкость кузова 687  
Вентили паровые 79  
Вентилятор, выбор мощности 824  
Вентилиция вагона 817  
— нагнетательная 823  
Вершинский С. В. 709  
Вес вагона 714  
— паровозов групповой 342  
— — «мёртвый» 341  
— поезда 910  
— сыпучих грузов 716  
Виброграф 710  
Влияние вагона 652, 664  
— паровоза 181  
Винокуров М. В. 688  
Власов В. З. 713  
Власов О. Е. 801, 810  
Влияние диаметра труб на работу паровоза 103  
— длины труб на работу паровоза 103  
— относительных размеров пароперегревателя на степень перегрева пара 105  
— различных факторов на работу перегретного паровоза 102  
— системы элементов пароперегревателя 104  
— температуры питательной воды на работу паровоза 104  
Вода питательная 111  
Водоподогреватели 86, 111  
Водоуказатели 75  
Возбудители 516, 518  
Воздействие ведущих колёс паровоза на рельсы 179  
Воздуховоды всасывающие 825  
— нагнетательные 826  
Воздухообмен в вагоне 818, 819

Воздухоподогреватели 113,  
114, 115, 827  
Воздухоохладитель 856  
Воздухораспределитель 856,  
861  
Вписывание паровозов в  
кривые 289  
Втулки золотниковые 129,  
130

## Г

Габариты вагонов 368  
— для паровозов 34, 35  
Газотурбовозы 446  
Гаккель Я. М. 427  
Галахов Н. К. 604  
Галеев А. У. 700  
Галопирование вагона 651,  
663  
Генераторы тяговые 509,  
511, 515, 516, 518, 519  
Гибкость вагонной рессоры  
604  
— паровозной рессоры 318  
Говберг У. И. 713  
Годыцкий-Цвирко А. М.  
693  
Голованов В. Г. 643, 644,  
646, 649  
Горбунов Б. Н. 713  
Гордеев А. С. 68  
Гриневецкий В. И. 427  
Грузоподъемность вагона  
569  
Грязевик 63

## Д

Давление ветра на вагон 676  
— в цистерне внутреннее  
715  
— инерционное, формулы  
177  
— колёсных пар на рельсы  
343  
— колёс экипажей при ходе  
по кривым участкам пути  
303, 308  
Данные для расчётов при  
проектировании вагонов  
713  
Датчик проволоочный 711  
Двери грузовых вагонов 629  
— пассажирских вагонов  
637  
Дверцы шуровочные 55  
Двигатели внутреннего сго-  
рания тепловозные 447,  
449  
— — — дизель-поездов  
478  
— — — — мотовозов 486  
— — — — конструкции 447  
Действие горизонтальных  
составляющих сил инер-  
ции на паровоз 184  
Движение устойчивое ко-  
лёсной пары по рельсам  
681

Диаграмма золотниковая  
192  
— круговая 291  
— параболическая 291  
Диаметр движущих колёс  
паровоза 35  
Дизель-поезд 431, 487, 492,  
495  
Динамика вагона 651  
— парораспределительного  
механизма 205  
Диски поршней 137  
Длина паровоза 35  
Дышла 147, 155  
— ведущие 154, 158, 161,  
166  
— сцепные 157, 159, 164  
— центровые 163  
Дьяков В. Д. 11

## Е

Егорченко В. Ф. 644  
Ёмкость тендеров 369

## Ж

Жилин Г. А. 11  
Жёсткость рессоры 318  
— сбалансированной груп-  
пы рессор 334, 335  
Жуковский Н. Е. 693, 694,  
695, 697, 700, 703

## З

Задачи тормозные 916  
Заём у котла 98  
Запрессовки дисков поршня  
134  
— цилиндрических втулок  
126  
Золотарёв К. Я. 68  
Золотник цилиндрический  
200  
Зольник 53, 54

## И

Иванов В. Н. 163, 171  
Изгиб продольный 718  
Изоляция котла 85  
— цилиндров 132, 134  
Инерция тепловая кузова  
вагона 813  
Инижектор 79  
— мятого пара 111  
Искроуловитель 72  
Испытания динамические  
вагонов 709  
— паровозов 38

## К

Каркасы грузовых вагонов  
629  
— пассажирских вагонов  
633  
Картер 418

Качка вагона боковая 651,  
664  
— — — поперечная 652, 664  
— паровоза 187  
Киричнев В. Л. 660  
Клапан песочницы 521  
— паровозный тройной 849  
— предохранительный 75  
— спускной 79  
— цилиндра 132  
Клин буксовый 223  
Клейменов И. А. 582  
Ковалёв Н. А. 686, 713  
Колебания вагона 651  
— — — гармонические 653  
— — — собственные 652  
— — — влияния вагона 666  
— галопирования вагона 663  
— — — вынужденные 652, 654  
— груза на рессоре без тре-  
ния 652  
— — — — при наличии  
разных видов сопротив-  
лений 660  
— паровоза вынужденные  
188  
— — — в горизонтальной пло-  
скости 181  
— — — свободные 187  
— надрессорного строения  
паровоза 187  
— подпрыгивания вагона  
661  
— поперечного отбоя и бо-  
ковой качки вагонов 664  
Колёса вагонов 596, 597  
— паровозов движущие 35  
— — — динамические харак-  
теристики 185  
Коллектор пароперегрева-  
теля 64, 66  
Колодка тормозная 866  
Колонка водяная 79  
— паровая 79  
— насыщенного пара паро-  
разборная 78  
Колпак питательный 63  
Кольцо поршневое секцион-  
ное 134, 137  
— — — — расчёт 136  
Компрессор двигателя 475,  
837  
Конвекция 92  
Конденсация влаги внутри  
ограждения 809  
Кондиционирование воз-  
духа 822  
Королёв К. П. 367  
Контактор 520, 521, 524  
Контроллер 520, 521  
Конус 68, 109  
Контрфорс 49, 50  
Коробка дымовая 66  
Корчевский Б. И. 427  
Котёл 39, 377  
— — — — определение основных  
размеров 36  
— — — — параметры 40  
Коэффициент динамики при  
колебаниях вагонов 667  
— механической исполноты  
горения 91

Коэффициент населённости вагона 569  
— тепловосприятости 803  
— теплопередачи 92  
— эксплуатационный вагона 569

Кран машиниста 847, 848, 855  
— продувочный 78  
— спускной 78  
— тёплой промывки 85

Кривошипно-шатунный механизм 175

Крылов В. А. 47, 252, 257

Крыша грузового вагона 629

— пассажирского вагона 635  
— золотниковая 130, 131  
— цилиндрическая 128, 131, 453

Кузнецов Н. Г. 427

Кузов грузового вагона 629, 724

— изотермического вагона 632

— пассажирского вагона 633, 721

— платформы 630

— полувагона 630

— цистерны 631

Куликовский П. П. 63

Кулисы 198

## Л

Лаз котла 85

Лазарян В. А. 693, 694, 695, 700

Лебедянский Л. С. 11, 13

Листы топочные 47

Ломоносов М. В. 653

Лопушинский В. И. 63

Лубрикатор 349

Лугинин Н. Г. 277

Лучков В. Ф. 698

Люк грузового вагона 629

Люк-пробка 85

Лялька 284

Львов Д. В. 11, 333

## М

Максимов Н. Н. 710

Малаховский Б. С. 63

Манометр 75

Маркевич С. Ф. 229

Материалы изоляционные 510, 515, 519

Мачинский В. Д. 801

Машина паровая 124

— —, определение основных размеров 36

— —, тепловая работа 115

Мейснер Б. А. 229, 258

Метацентр 665

Метод сравнения деформаций струнки и рамы в надбуксовом вырезе 228

— фотоупругости 229

— эквивалентных коэффициентов затухания 660

Механизм кривошипно-шатунный 175

— кулисный 198

— парораспределительный 191, 200, 202

— — конструкции деталей 202

— распределительный 457

Михалевский А. Н. 693, 697, 742

Момент инерции кузовов 672

— — обрессоренных масс вагонов 668

— — простейших фигур 669

Мотовоз 430

Мощность конусной установки 109

— паровоза 27

Мятие пара в паровозных пароперегревателях 107

## Н

Нагрузка боковая от центробежной силы и давления ветра 676

— вертикальная динамическая 714

— — кососимметричная 715, 746

— ветровая 714

— возникающая при вписывании вагона в кривую 715

— паровоза от оси на рельс 30, 31

— полезная 714

Напряжения в рамах 228

— при продольном изгибе 718

Насос водяной 469

— масляный 471

— поршневой 82

— топливный 458, 472

Неймайер К. Ф. 63

Николаев И. И. 292

Никольский Л. Н. 707

Новиков И. Н. 643, 644, 649

Нольтейн Е. Е. 607

Ноткин Н. М. 63

Нормы расчётов прочности вагонов 713

— расчётных нагрузок вагонов 714

## О

Оборудование грузовых вагонов 629

— тормозное 839, 856

— пассажирских вагонов 637

— топки при жидком топливе 56

Обшивка котла 85

Ограничение силы тяги 876, 944

Одайский П. Д. 47

Однцов А. И. 427

Окна вагонов 637

Опоры котла 85

Опрокидывание вагона 684

Освещение вагонов 638

Осевая формула 9, 30, 426

Оси вагонов 734

— —, расчёт 738

— паровозов 245, 249

— —, расчёт 260, 261

— тендеров 362

Относ вагона поперечный 651, 664

Отопление вагона 819

— — водяное 820

— — паровое 822

Охлаждение в вагоне 831

Очистка воздуха в вагоне 824

## П

Пальцы кривошипов паровоза 249, 250, 253, 254

— — — расчёт 252, 260

Параллели 139, 146, 148

Паровозы широкой колеи 9

— — — испытания 38

— — — историческая

справка 10

— — — классификация 9, 29

— — — многоцилиндровые 185

— — — мощность 27

— — — общий вес 30

— — — основные размерные характеристики 18

— — — рамы 218

— — — серии 11

— — — скорость конструкционная 34

— — — сочленённые 33

Паровозы узкой колеи 377

— — — арматура котла 396

— — — база 424

— — — бандажи 420

— — — буксы 421

— — — дверцы шуровочного отверстия 394, 395

— — — дышла 407

— — — золотник 402

— — — зольник 395

— — — инжектор 397

— — — клапан предохранительный 396, 401

— — — конус 391

— — — коробка золотниковая 400

— — — коробка дымовая 390

— — — котёл 377

— — — крышка золотниковая 400

— — — лапы 389

— — — люки 389

— — — машина паровая 398

Паровозы узкой колеи, механизм движущий 405  
 — — — механизм парораспределительный 408  
 — — — нагрузка на ось 424  
 — — — пароперегреватели 385  
 — — — пары колёсные 417  
 — — — поршни 403  
 — — — рамы 416  
 — — — регулятор 389  
 — — — решётка колосниковая 393  
 — — — сальники 401  
 — — — свод топочный 395  
 — — — связи 381  
 — — — сухопарник 384  
 — — — топка 377  
 — — — трубы дымогарные и жаровые 385  
 — — — формула осевая 426  
 — — — цилиндр 398  
 — — — экипаж 416  
 Пароперегреватели жаротрубные 64, 99, 385  
 Паропровод 72, 79  
 Парораспределение клапанное 204  
 Парораспределительный механизм 191, 200  
 Паросушитель 72  
 Пары колёсные вагонов 595  
 — — паровозов 244, 269  
 — — тендеров 362  
 Патон Е. О. 713  
 Перегрев пара 99  
 Перегреватели пара 63  
 Передача рычажная 851, 865  
 — тепла конвекцией 92  
 — — через ограждения 800, 801  
 — тепловоза гидравлическая 528, 534  
 — —, конструкция 539  
 — — механическая 537  
 — —, уход 547  
 — — электрическая 497, 502, 503  
 Период колебания вагона 653  
 Пирин И. В. 53, 63  
 Пирометр 75  
 Подбрюшники котла 237  
 Подвески рессорные 324, 327  
 Подвешивание рессорное вагонов 606  
 — — — безлюлечное 617, 618  
 — — паровозов 315, 329  
 — — — статически неопределимое 321  
 — — — — определимое 331  
 Подвод консистентной смазки в паровоз 344  
 Подогрев воздуха 113  
 — питательной воды 111  
 Поддёргивание вагона 652  
 — паровоза 181

Подпрыгивание вагона 651, 661  
 — паровоза 187  
 Поезд дизельный трёхвагонный 487, 492, 495  
 — — — шестивагонный 490, 492, 495  
 Пол вагонов 629  
 Ползун 139, 145, 147  
 Полувагоны 567  
 — саморазгружающиеся 567, 570  
 Польштер 601  
 Попов А. А. 659  
 Потери горения 91  
 — тепла 97  
 Поршни 134, 455  
 Поток газовый в дымогарных трубах 100  
 Платформа 570, 575  
 Пресс-маслёнки 346, 347  
 Приборы питательные 79  
 Привод клапанных рычагов 457  
 Приложение равнодействующей силы в сбалансированной группе рессор 334  
 Приспособления переходные на автосцепку 644  
 Пробки контрольные 56  
 Прогибомер 709  
 Проектирование вагонов 713, 733  
 Производительность котла 97  
 Проскурнев И. Г. 679, 713  
 Прослойка воздушная 806  
 Протодьякопов М. М. 693  
 Противовесы уравновешивающие на колёсах паровоза 174  
 — —, выбор 178, 180  
 — — избыточные 181  
 Прочность вагонов 713  
 — осей вагонов 734  
 Пружины 320, 603, 606, 651, 739, 740, 741, 742  
 — секционных колёс 135, 137  
 Путь тормозной 836, 870, 871

## Р

Работа газового потока в дымогарных трубах 100  
 — котла тепловая 90  
 Рабочий процесс котла с жаротрубным пароперегревателем 99  
 Радиус кривой, которую может проходить экипаж 296, 297, 300, 301, 303  
 — — для паровозов эксплоатационный 300, 301  
 Раевский А. С. 174, 247, 252, 255, 427  
 Развеска паровоза 339  
 Размещение противовесов на колёсах 174  
 Рама вагона 750  
 — — грузового 621, 622

Рама вагона пассажирского 627, 628  
 — — расчёт на вертикальные нагрузки 751  
 — — — на продольные нагрузки 754  
 — — — с большим числом поперечных балок 758  
 — паровоза 218, 416  
 — — брусковая 219, 224  
 — — вес 225  
 — — листовая 218, 221  
 — — топочная 47  
 — — расчёт 227  
 — — подбрюшника котла 227  
 — — — задней гибкой опоры 237  
 — — — на действие силы пара 228  
 — — — на подъёмку домкратами 230  
 — — — хвостовика 236  
 — — цельнолитая 224  
 — тележек вагонов 725  
 — — паровозов 284  
 — — тендера 366

Расположение цилиндров 124  
 Расход смазки для паровоза 353, 354  
 — — для тепловоза 483  
 — пара, топлива и электроэнергии локомотивами 930  
 Рачков П. С. 89  
 Реверсор 520, 522, 523  
 Регулирование смазки паровоза 353  
 Регулировка двигателя 462  
 — машин и аппаратов 527  
 — мощности генератора 527  
 — реле ограничения тока 528  
 — — перехода 528  
 Регулятор 72, 73, 462  
 — нагрузки 522, 527  
 — напряжения 522, 526  
 Режим ограждений кузова влажностный 808  
 Резонанс 656  
 Реле тепловозов 521, 522  
 Рессоры вагона 603, 605, 651  
 — —, расчёт 739, 744, 745  
 — паровоза витые 320  
 — — листовые 316, 317, 318, 322  
 Рессорное подвешивание 315, 329  
 Решётка колосниковая 51, 54  
 — передняя 60  
 Рязанцев А. В. 64, 65

## С

Сажесдуватель 78  
 Сальники 131, 401  
 Сафонцев К. А. 713  
 Свисток 78  
 Свод топки 53, 54  
 Связи топочные 49, 50  
 Сгорание топлива 90  
 Семёнов Л. А. 811

Сила тормозная 836, 889, 901, 902  
 — тяги 27, 872, 877, 880, 881, 882, 883, 894  
 Силы взаимодействия между колёсами и рельсами 678  
 — действующие на вагон при движении в кривых 676  
 — инерции кривошипно-шатунного механизма 175  
 — сопротивления движению поезда 894, 945  
 Скадка 134, 139  
 Скобы балансирующие 325  
 Снфон 68  
 Скорбященский А. А. 576  
 Скорость колебаний 656  
 — паровоза конструкционная 34  
 — парораспределительного механизма 206  
 Слитиков П. А. 292  
 Сломанский А. В. 369  
 Смазка паровоза 344  
 — централизованная 350  
 — тепловозных передач 548  
 — тепловоза 478, 483  
 Смирнов П. А. 292  
 Соединения поршневых колец 139  
 Сопротивление котла гидродинамическое 108  
 — термическое 805  
 Стерневский М. М. 611, 713  
 Стенка вагона 760  
 — — грузового 629  
 — — пассажирского 635  
 — — металлическая 768  
 Стрела трения 657, 658  
 Струнка брусковой рамы 223  
 Сухопарник 62, 384  
 Сцепление тендера с паровозом 367  
 Сыромятников С. П. 26

## Т

Тара вагона 569  
 Тележка вагона 607, 746, 784  
 — — бесчелюстная 617  
 — — грузового 607, 608  
 — — пассажирского 608, 611  
 — — двойного подвешивания 615  
 — — нормальная безбалансирная 611  
 — — и усиленная балансирующая 613  
 — — с продольными балансирами 611  
 — — тройного подвешивания (курортного типа) 614  
 — — Фетте 611  
 — паровоза 270  
 — — двухосная 279  
 — — одноосная 270  
 — — сочленённая 272

Тележка вагона тендера 356  
 Температура внутри вагона 816  
 — в ограждении 802  
 Тендер 355  
 — безрамный 369  
 Тепловозы, даты постройки 427, 428  
 — классификация 427  
 — конструкции 433  
 — на газовом топливе 446  
 — непосредственного действия 445  
 — с газовой передачей 429, 445  
 — с гидравлической передачей 430, 444  
 — с механической передачей 429, 445  
 — с электрической передачей 433  
 — тяговые свойства 431  
 — тяговые расчёты 892  
 Теплоемкость материалов 805  
 Тепловоз 429  
 Тепло, вносимое лучистой энергией солнца через ограждения кузова 814, 815  
 Теплопередача 92, 93  
 — нагревательных труб 820  
 Тепло полезное 97  
 Теплопроводность материалов 805  
 Теплоусвоение внутренней поверхности ограждения вагона 812  
 Теплоустойчивость ограждений 810  
 Топка котла 42, 44, 377  
 Точка подвешивания рессор опорная 331  
 Тормоза автоматические 836  
 — электропневматические 867  
 Травин П. И. 713  
 Транспортёр 568, 575, 576  
 Трение в рессорах 660  
 Трофимов И. О. 202  
 Труба дымовая 68  
 — жаровая 60, 100  
 Трубопровод тендера питательный 366  
 — топливный 472  
 Турбовоздуходувка 467  
 Турбомуфта 430, 528  
 Турбопососы 84  
 Турботрансформатор 430, 528  
 Турбопередачи, обслуживание 536  
 — системы управления 533  
 — схемы 529  
 — устройство 528, 529, 539  
 Тяга газов в паровозном котле 107  
 Тяжи 49, 50

## У

Увлажнение воздуха 826  
 Угледодатчик механический 89  
 Углы сцепления паровозов 299  
 Углы между продольными осями сцепленных экипажей 294  
 Угол естественного откоса сыпучих грузов 716  
 — набегания 682  
 — наклона надрессорного строения 338  
 Удар жидкости гидравлический 715  
 Уманский А. А. 713  
 Упорки рессорные 321, 327  
 Управление двигателем внутреннего сгорания 464  
 Упряжь винтовая 639  
 Уравнение тепла 90  
 — теплопередачи 101  
 Уравновешивание паровозов 173, 181  
 Усилия в автосцепке при трогании с места 698  
 — возникающие в вагонах при соударениях 700  
 — — при торможениях 715  
 — от работы механизмов, установленных на вагоне, 715  
 — продольные в поезде 692, 693  
 — растягивающие 715  
 — сжимающие 715  
 Ускорение 711  
 Ускорение парораспределительного механизма 207  
 Ускоритель экстренного торможения 863  
 Установка конусная 68, 100, 109, 111  
 Установки климатические в вагонах дизель-поездов 832  
 — холодильные в пассажирских вагонах 830  
 — экипажей в кривой 293  
 Устойчивость вагона при движении по рельсовому пути 681  
 — — от опрокидывания 684  
 — — при ударном входе в кривую 688  
 — — кузова вагона на рессорах 687  
 — — поперечная пассажирских вагонов 687, 691  
 — — рессорного подвешивания 337  
 Устройства возвращающие 280  
 Утепинский Д. А. 631  
 Уткин В. Д. 11

## Ф

Фильтры 467, 472  
 Фокин К. Ф. 801, 805  
 Формула осевая 9, 30, 426

Форсунки 460  
Фотоупругость 229

**Х**

Ханжонков В. И. 819  
Ханин А. Г. 611, 617  
Характеристики тяговые  
паровозов 884  
— — тепловозов 891  
— — электровозов 893, 925  
Хвостовик рамы 223  
Ход поезда, скорость и  
время 919, 943  
Холодильники тепловозные  
549, 559, 560  
— —, конструкции 557  
— —, параметры 561  
— —, регулирование тепло-  
вого режима 565  
— — системы охлаждения  
двигателей 549  
Холодильные установки в  
вагонах 830  
Хопперы 568

**Ц**

Центр колебания вагона 663  
— колёсных пар паровоза  
246  
— удара 664  
— упругий 663  
Цилиндры паровые 124  
— — блочные 126  
— — индивидуальные 125,  
126  
— —, конструкции 125  
— —, размеры 128, 129  
Цистерны 568, 578

**Ч**

Частота колебания вагона  
653  
— круговая вагона 653  
Челноков И. И. 660  
Черепанов Е. А. 10  
Черепанов М. Е. 10  
Чирков А. А. 340  
Чистов В. К. 11  
Чусов С. М. 63, 65

**Ш**

Шайба пылевая 601  
Шатун 456  
Шейки осевые паровозов 248  
Шелест, Л. А. Н. 427, 429

**Щ**

Щитки дымоотбойные 72  
Щукин М. Н. 47, 218  
Щукин П. Л. 13, 15

**Э**

Эжектор паро-газовый 68  
Экономичность паровоза 121  
Электродвигатели тяговые  
505, 508, 509  
Элементы жёсткости обшив-  
ки вагонов 721  
Энергия солнца лучистая  
814

**Я**

Ящик стяжной 219  
— упругой 369

Техн. редактор *Д. М. Юдзон*  
Переплёт худ. *Б. В. Шварц*

---

Сдано в набор 9/XI 1951 г.  
Редактирование тома закончено 12/IV 1952 г.  
Подписано к печати 8/V 1952 г.  
Бумага 70×108  $\frac{1}{16}$  = 30 бумажных—  
82,2 печатн. л. (1 вкл.). Уч.-изд. 120,9 л.  
ЖДИЗ 76525. Зак. 1306.  
Т04259. Тираж 20 000 экз.

---

1-я тип. Трансжелдориздата МПС



# О П Е Ч А Т К И

Страница	Колонка	Строка	Напечатано	Должно быть
28	левая	9 снизу	$10\,000 \phi_K V_p$	$1\,000 \phi_K V_p$
37	правая	3, 4, 27, 43 и 47	«	«
85	фиг. 84		$a$ — с втулкой; $b$ — без втулки	$a$ — без втулки; $b$ — с втулкой
232	правая	8 снизу	$+ 0,1533 x_2$	$+ 0,1533 R_2$
257	фиг. 61		При исполнении	При наполнении
263	табл. 24	15 снизу	см	м
312	левая	14 сверху	$Y_{H_0} = (0,0002275 \cdot 565 +$	$\bar{Y}_{H_0} = (0,000275 \cdot 2565$
398	фиг. 43а		$\delta$ — заканчивающий клапан	$\delta$ — закачивающий клапан
544	правая	15 сверху	$K\,32n$	$K\,32a$
637	»	17 снизу	00	600
637	»	18 »	50	450
649	левая	7 »	(§ 358)	(§ 399)
650	»	5 »	Для исправного	Ремонт автосцепки СА-3. Для исправного
661	»	11 сверху	$\cos \tau d \tau.$	$\cos \tau d \tau, \text{ где } \tau = \lambda f$
745	формула (101)		$6\beta^3 l \frac{1}{n} +$	$6\beta^3 l n \frac{1}{\beta} +$
754	левая	26 сверху	$El_x \delta_2 Q = -14881 Q_2$	$El_x \delta_2 Q_2 = -14581 Q_2$
856	левая	10 снизу	воздуха на 3—5°.	воздуха.
931	правая	12 »	фиг. 100	фиг. 99
945	табл. 42	1 »	0-2-0	0-4-0