

# ЭКИПАЖ

## ГЛАВНАЯ РАМА

### ТИП РАМЫ

В настоящее время в паровозостроении широко распространены главным образом два типа рам.

Первый тип — листовая рама — применяется преимущественно в Европе, второй тип — брусковая рама — широко распространен в США.

Другие типы рам — коробчатые и комбинированные — применяются сравнительно редко, обычно лишь в специальных случаях.

В нашем паровозостроении до последнего времени применялись почти исключительно листовые рамы. Попытки применения брусковых рам были немногочисленны и ограничились несколькими, мало распространенными типами паровозов.<sup>1</sup>

Как у листовых, так и у брусковых рам есть свои преимущества и недостатки. Листовые рамы, изготавливаемые из обычных прокатных листов толщиной в 25 — 40 мм, по сравнению с брусковыми рамами более жестки в вертикальном направлении, но менее жестки в горизонтальном, почему требуют многочисленных вертикальных и горизонтальных междурамных креплений. Сборка такой рамы при установке привертных буксовых направляющих довольно сложна и связана с многочисленными пригонками и выверками. Брусковая рама в этом отношении гораздо проще, но благодаря меньшей жесткости в вертикальном направлении требует (с целью включения в систему, противостоящую действию вертикальных сил, котла паровоза) установки большего числа гибких подбрюшников.

Гибкие подбрюшники в настоящее время иногда применяются и при листовых рамах, но в значительно меньшем числе, и роль их менее серьезна, чем при брусковых рамах. Поэтому целый ряд современных паровозов с листовыми рамами (С<sup>у</sup>, несколько выпусков Э<sup>у</sup>, Э<sup>м</sup> и др.) их совершенно не имеет.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Паровозы серии Е с индексами, имеющие брусковые рамы, не характерны для нашего паровозостроения, так как их проектировали и строили в 1915 — 1917 гг. в США.

<sup>2</sup> Эта точка зрения на роль подбрюшников установилась сравнительно недавно. Лет 20-30 назад, наоборот, подбрюшники устанавливались для поддержания котла, так как считалось, что цилиндрическая часть котла очень напряжена и ее необходимо подпереть в середине. Подбрюшники выполнялись в виде довольно толстых листов, ужесточенных угольниками; часть, прилегающая к котлу, выполнялась в виде широкой полки, снабженной бронзовой планкой или баббитовой заливкой, для того чтобы котел при его температурных деформациях мог легко по ней скользить. При деформациях котла и рамы при работе паровоза такие подбрюшники могли работать только на сжатие. При подъеме паровоза домкратами, установленными по концам рамы, эти подбрюшники несколько не усиливали самой рамы, и поэтому последняя сама по себе должна была быть достаточно прочной по сопротивляемости вертикальным изгибающим моментам.

Причины распространения листовых рам в Европе и брусковых в США заключаются как в известных привычках, сложившихся у железных дорог и промышленности, так и в различии мощностей европейских и американских паровозов.<sup>1</sup>

При проектировании паровоза ФД вопрос о выборе типа рамы решался в разрезе общего конструирования паровоза.

Как известно, расчет рамы, т. е. выбор ее высоты, производится в основном по сечению, ослабленному буксовым вырезом.

С увеличением мощности и веса паровоза увеличивается и высота этого сечения. Если на паровозе серии Э эта высота равна 450 мм, то на паровозе ФД она была бы порядка 600—700 мм, и расстояние верхней кромки рамы от уровня головки рельсов было бы примерно 1700—1800 мм.

При диаметре котла около 2000 мм и взятом по заданному габариту расстоянии от оси котла до головки рельса в 3050 мм мы имели бы от обшивки котла до верхней кромки рамы около 200 мм, что чрезвычайно затруднило бы устройство верхнего рессорного подвешивания и проход в междурамное пространство под котлом. Еще хуже было бы положение хвостовой части рамы под топкой, где раму с высотой в 600—700 мм было бы чрезвычайно трудно пропустить между топкой и поддерживающей осью.

Переход к брусковой раме с толщиной примерно в 4 раза большей, чем у листовой, позволяет уменьшить ее высоту, что при верхнем рессорном подвешивании облегчает ремонт и смену этого подвешивания и при высоко поставленном котле дает открытый доступ к деталям под котлом в междурамном пространстве.

Листовые рамы рассчитываются на напряжения, получаемые в сечении, ослабленном буксовым вырезом от действия силы пара в цилиндре, и проверяются на случай подъема паровоза домкратами, установленными на концах рамы.

При брусковой раме с установленными на ней подбрюшниками в систему, сопротивляющуюся действию вертикальных сил, включается и цилиндрическая часть котла, момент сопротивления которой в 5—7 раз больше момента сопротивления рамы над буксовым вырезом; поэтому расчет брусковой рамы производится только на разрыв от действия силы пара, при чем допустимые напряжения в этом случае берутся довольно низкими в целях компенсации действия целого ряда усилий, учет которых является весьма сложным или неопределенным.

## КОНСТРУКЦИЯ РАМЫ И ЕЕ ДЕТАЛИ

### РАСЧЕТЫ РАМЫ

На паровозную раму действуют следующие силы:

1) вертикальные давления от веса котла, собственного веса рамы, веса цилиндров, рессор, подвесок и др.;

2) горизонтальные давления, перпендикулярные плоскости рамы, зависящие от извилистости движения паровоза и, при проходе в кривой, от давлений рель-

---

<sup>1</sup> А. И. Липец. Паровозы Декапод русских казенных железных дорог, стр. 123, Нью-Йорк, 1920.

сов на реборды колес, передаваемых на рамы через буксы и буксовые направляющие;

3) продольные давления от действия пара в цилиндрах, сил инерции движущего механизма и усилий от действия тормоза.

Величины всех этих сил переменны, и совместное действие их на раму если и случается, то чрезвычайно редко, почему точный расчет рамы невозможен.

При определении размеров рамы паровоза ФД за исходные величины были приняты: 1) нормы завода Балдвин (США) и 2) напряжения в рамах паровозов серии Е<sup>л</sup>, построенных тем же заводом.

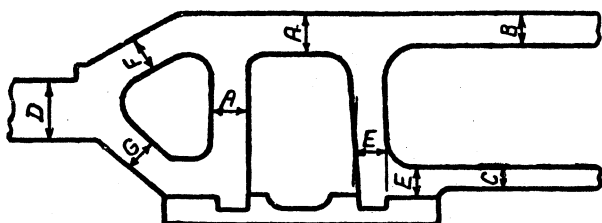
У паровоза ФД диаметр цилиндра — 670 мм и давление пара — 15 кг/см<sup>2</sup>, откуда усилие на поршень  $P \approx 52\,900$  кг

При толщине рамы в 125 мм: сечение  $A = 17,5 \cdot 12,5 = 218,5$  см<sup>2</sup>

„  $B = 15,0 \cdot 12,5 = 187,5$  „

„  $C = 11,0 \cdot 12,5 = 137,5$  „

„  $D = 30,0 \cdot 12,5 = 375,0$  „



Фиг. 369. Сечения брусковой рамы.

ТАБЛИЦА 120

Допускаемые напряжения в рамах по нормам завода Балдвин

Усилие по штоку кг	Толщина рамы мм	Максимальный диаметр болтов дм	Допускаемые напряжения в кг/см <sup>2</sup>				
			в сечении A	в сечении B	в сечении C	в сечении D (I класс)	в сечении D (для всех классов)
2 270 и менее	64	$\frac{3}{4}$ "	70 — 85	100 — 113	176 — 197	—	70 — 85
2 300 до 4 100	70 — 76	$\frac{7}{8}$ "	85 — 105	113 — 137	197 — 218	—	77 — 91
4 150 — 5 700	76	$\frac{7}{8}$ "	105 — 125	137 — 155	218 — 239	141 — 147	85 — 100
5 750 — 9 100	76	$\frac{7}{8}$ "	125 — 148	155 — 175	239 — 260	147 — 155	91 — 105
9 150 — 12 700	76	$\frac{7}{8}$ "	148 — 160	175 — 197	260 — 281	155 — 162	100 — 112
12 700 — 18 600	90	1"	160 — 175	197 — 210	281 — 295	162 — 169	105 — 120
18 700 — 34 000	102	$1\frac{1}{4}$ "	175 — 190	210 — 225	295 — 316	169 — 175	112 — 127
32 700 — 40 800	114	$1\frac{1}{4}$ "	182 — 196	218 — 232	309 — 330	175 — 183	120 — 134
41 000 — 52 000	127	$1\frac{3}{8}$ "	190 — 204	225 — 238	323 — 337	—	127 — 140
50 300 — 60 500	140	$1\frac{3}{8}$ "	196 — 210	232 — 246	330 — 344	—	134 — 148
55 000 — 73 000	152	$1\frac{3}{8}$ "	204 — 225	238 — 253	337 — 352	—	140 — 162

В таблице 121 дано сопоставление напряжений в рамах у паровозов ФД и Е<sup>л</sup>, а также приведены нормы завода Балдвин для расчетного поршневого усилия.

Из сравнения цифр таблицы 121 видно, что напряжения в раме паровоза ФД — несколько выше норм, приведенных в таблице 120, и несколько ниже напряжений в раме паровоза Е<sup>л</sup>. Следует, однако, отметить, что повышенные напряжения в рамах паровозов Е<sup>л</sup> компенсируются высоким качеством материала — ванадиевой стали. Принимая во внимание, что материалом рамы ФД является катаная Ст5, а нормы завода Балдвин установлены для рам из литой углеродистой стали, можно считать, что размеры рамы ФД выбраны вполне удовлетворительно.

В последние годы германское паровозостроение стало довольно часто при-

менять катаные брусковые рамы. Расчет, произведенный по способу проф. Мейнеке,<sup>1</sup> показывает удовлетворительность размеров рамы нашего паровоза и с точки зрения германских норм.

ТАБЛИЦА 121

Напряжения в брусковых рамах

	Нормы завода Балдвин	Паровоз Декапод	Паровоз ФД
Давление пара на поршень в кг . .	41 000 — 52 000	40 125	52 900
Толщина рамы в мм . . . . .	127	114	125
Напряжение на разрыв в кг/см <sup>2</sup> :			
в сечении А . . . . .	190 — 204	244	242
"      В . . . . .	225 — 238	293	282
"      С . . . . .	323 — 337	429	385
"      D . . . . .	127 — 140	138	141

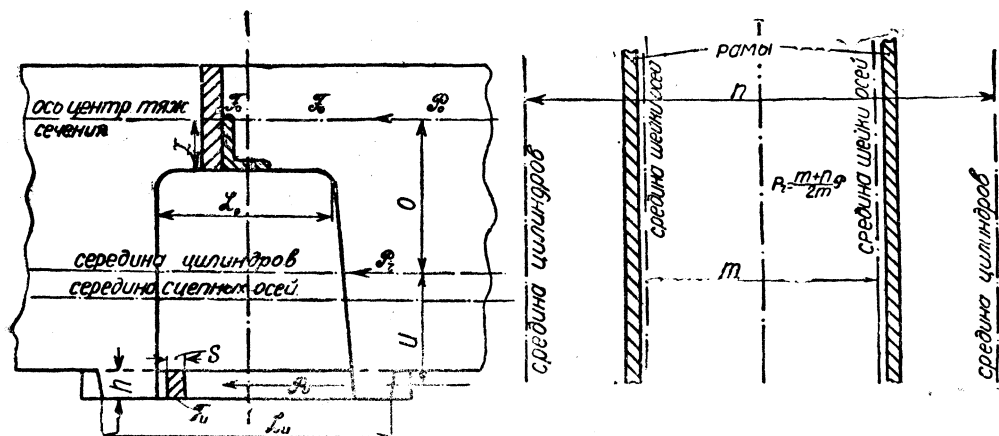
Обозначив силу, действующую на поршень, через  $P$  и перенося ее в плоскость середины шейки оси, получим:

$$P_r = \frac{m+n}{2m} P = \frac{1050 + 2330}{2 \cdot 1050} \cdot 52\,900 = 85\,000 \text{ кг.}$$

Сила  $P_r$  может быть разложена на две составляющие: силу  $P_0$ , действующую на надбуксовую часть рамы, и силу  $P_u$ , действующую на буксовую струнку.

Момент относительно центра тяжести надбуксового сечения:

$$P_u (u + o) = P_r o.$$



Фиг. 370. К расчету рамы по способу проф. Мейнеке.

После преобразований формула для определения  $P_0$  и  $P_u$  принимает вид:

$$\frac{P_0}{P_u} = \frac{o+n}{o} - 1.$$

Для паровоза ФД:

$$\frac{P_0}{P_u} = \frac{357,5 + 427,5}{357,5} - 1 = 1,2;$$

<sup>1</sup> См. Z d VDI. 1924, № 18



так как

$$P_r = P_0 + P_u,$$

то

$$P_r = P_u + 1,2 P_u = 2,2 P_u,$$

откуда

$$P_u = \frac{85\,000}{2,2} = 38\,600 \text{ кг}; P_0 = 46\,400 \text{ кг}.$$

Напряжение в раме от изгиба и растяжения:

$$k_{\text{сумм}} = \frac{P_0 o - P_u u}{W} + \frac{P_0}{F_0},$$

где

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{12,5 \cdot 17,5^2}{6} = 638 \text{ см}^3; F_0 = 218,5 \text{ см}^2;$$

$$k_{\text{сумм}} = \frac{46\,400 \cdot 35,75 - 38\,600 \cdot 42,75}{638} + \frac{46\,400}{218,5} = 228 \text{ кг/см}^2.$$

Для брусковых рам проф. Мейнеке считает возможным на чистое растяжение допускать напряжение до 200 кг/см<sup>2</sup>.

#### ЗАГОТОВКА РАМЫ

Заготовка рамы представляла собой прямоугольный брус размерами 11 125 × 870 × 130 мм.

Технические условия приемки рамного материала соответствовали ОСТ 973 для Ст5.

Чистый вес одного рамного полотна составлял 3691 кг, черный вес — 9497 кг. Так как рамные вырезы использовались для изготовления буксовых струнок и скоб, чистый вес которых составлял 1061 кг, то отход материала равнялся 50%.

#### РАМНЫЕ ЛИСТЫ

Как видно из фиг. 368 (общий вид рамы в собранном виде), главные рамные листы соединены между собой передним буферным брусом, цилиндровой отливкой, несколькими весьма легкими междурамными креплениями и передней опорой топки. Хвостовики рамы, представляющие собой продолжение главных рамных листов, соединены между собой задним стяжным ящиком. Вес котла и других деталей паровоза передается на главную раму через переднюю опору, являющуюся одновременно цилиндровой отливкой, четыре гибких подбрюшника, установленные между сцепными колесными парами, переднюю скользящую опору топки и, наконец, через заднюю листовую опору топки.

В передней части главного рамного листа (фиг. 371) предусмотрены 15 отверстий для 1 1/4" болтов, необходимых для установки переднего буферного бруса. Толщина рамы в этой части уменьшена до 70 мм. Это сделано в виду малой нагруженности передней части, а также для того, чтобы избежать касания ребордой бегункового колеса при максимальном отклонении его в 125 мм при вписывании в кривую малого радиуса.

Около цилиндра высота рамы понижена, при чем переход сделан достаточно большими радиусами; сечение переходной части усилено в виду наличия боль-

ших напряжений. Величину этого понижения определило расположение оси цилиндра относительно оси сцепных колес. Длина пониженного участка рамы определена длиной привалочного фланца цилиндра.

Для разгрузки болтов цилиндра от действия срезающих усилий цилиндр заклинивается клином, имеющим уклон равный 1:125. Клин этот расположен поперек рамы.

Двенадцать отверстий диаметром в 36 мм каждое служат для пропуска  $1\frac{3}{8}$ " болтов крепления цилиндра.

Далее следует плавный переход к прежней высоте рамы. Междуосевые вырезы рамы сделаны как для облегчения, так и для размещения рессорных балансиров и других деталей.

Над серединами всех буксовых вырезов рама имеет высоту в 175 мм.

Расстояние от верхней грани буксы до кромки рамы в буксовом вырезе ведущей и сцепных осей равно 60 мм. Так как у букс сцепных осей боковые грани корпуса по высоте несколько снижены, а вертикальный размер между буксой и рамой в углах буксовых вырезов сцепных осей оставлен в 60 мм, то здесь высоту сечения рамы удалось увеличить на 20 мм, усилив таким образом углы вырезов, являющиеся наиболее слабыми местами рамы, в которых чаще всего появляются трещины.

Над буксовыми вырезами первой и пятой сцепных осей с обеих сторон боковых граней рамы приварены прерывистым швом листы  $220 \times 140$  мм толщиной в 4 мм. Эти листы предохраняют раму от истирания при смещении рессорных упоров, которое может происходить вследствие поперечных перемещений этих осей при проходе паровозом кривых. На первом паровозе ФД между внутренними гранями рессорных упоров и этими листами был оставлен зазор в 1 мм. Практика работы первого паровоза показала быстрый износ предохранительных листов и вытирание боковых щек упоров, почему на паровозах ФД второго заказа зазор доведен до 2 мм.

На раме в местах постановки рессорных подвесок с той же целью также установлены предохранительные листы  $110 \times 120 \times 5$  мм.

В месте установки междурамного крепления, на котором поставлены передние скользящие опоры топки, верхняя грань рамы понижена на 190 мм. Это вызвано высотой расположения оси котла над головкой рельса и наличием глубокой топки.

Соединение главных рам с хвостовиками сделано „в паз“ при помощи 19 болтов диаметром в  $1\frac{1}{4}$ ".

На первых двух паровозах ФД для укрепления буксовых струнок, междурамных креплений и других деталей были применены цилиндрические призонные болты, но так как постановка их требует весьма тщательной обработки как самых болтов, так и отверстий для них, то на паровозах ФД второго заказа в целях упрощения работы эти болты были заменены коническими призонными, с конусом 1:200.

Подъемку собранных рам с междурамными креплениями и цилиндрами при помощи подъемного крана рекомендуется производить в два захвата и не по концам рамы, а на некотором расстоянии от них, ибо в первом случае напряжения на изгиб в рамном бруске достигают  $2000 \text{ кг/см}^2$ .

## БУКОВЫЕ СТРУНКИ

Размеры струнок взяты близкими к рекомендуемым нормам завода Балдвин (фиг. 372 и табл. 122).

Для цилиндра диаметром в 670 мм размер  $B$  равен 127 мм и размер  $A$  — 50 мм.

В нашем паровозе размер  $B = 125$  мм и размер  $A = 50$  мм.

По упоминавшемуся выше расчету проф. Мейнеке буксовая струнка испытывает напряжения растяжения от действия силы  $P_u = 38\,600$  кг. Напряжение растяжения в этом случае без учета влияния эксцентричного положения сил будет равно:

$$k_z = \frac{P_u}{F_u} = \frac{38\,600}{7,5 \cdot 12,5} \approx 412 \text{ кг/см}^2.$$

По Мейнеке считается допустимым напряжение в буксовой струнке в  $400 \text{ кг/см}^2$ .

Так как струнка должна плотно надеваться на раму и тем самым соединять как бы в одно целое концы буксового выреза, то это соединение осуществлено по четырем клиновым плоскостям, при чем для натяга дан зазор в 5 мм. Для прочности соединения клиновых плоскостей они должны быть хорошо пригнаны и сделаны точно по размерам.

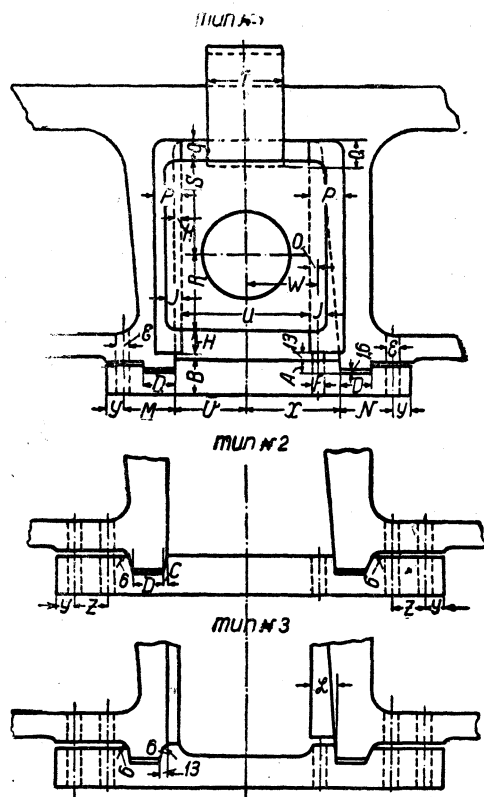
Остальные стороны струнки обработаны грубо. На струнке укреплен натяжная скобка для установки буксового клина. Натяжная скобка закреплена с одной стороны гайкой призонного болта струнки, а с другой — потайным болтом со штифтом. В буксовых струнках сделаны отверстия, нарезанные  $\frac{3}{4}$ " резьбой для укрепления скоб тормозных тяг.

Буксовая струнка крепится к раме четырьмя болтами диаметром в  $1\frac{1}{4}$ ". В местах, неудобных для постановки болта сверху, поставлены болты с гайками с обеих сторон или шпильки (у первой сцепной оси). Верхние гайки — корончатые с шплинтами. Нижние гайки закрепляются контргайками, которые в свою очередь предохраняются от самоотвинчивания чеками.

## БУФЕРНЫЙ БРУС

Буферный брус служит для установки упругого прибора и буферов. Помимо этого междурамная часть его является междурамным креплением, на котором образована опора продольного балансира передней тележки.

Буферные брусья современных американских паровозов делаются весьма солидных размеров, что объясняется не только большими тяговыми усилиями



Фиг. 372. Размеры буксовых струнок и буск по нормам завода Балдвин.

ТАБЛИЦА 122

Основные размеры букс и буксовых струнок в зависимости от размеров цилиндров по нормам завода Балдвин (фиг. 372)

Диаметр цилиндра мм	Толщина рамы мм	Размеры в мм												Тип
		A	B	C	D	E	F	G	H	M	N	Y	Z	
178 и менее	менее 76	13	32	—	25	19	19	32	32	60	54	25	—	№ 1
178 и менее	76	16	44	—	25	19	19	32	32	60	54	25	—	№ 1
От 203	менее 76	13	38	—	32	19	25	38	38	63	57	25	—	№ 1
до 241	76	16	44	—	32	22	25	38	38	70	63	29	—	№ 1
От 254	менее 76	16	44	—	38	22	25	44	44	76	73	29	—	№ 1
до 292	76	16	50	—	38	22	25	44	44	76	73	29	—	№ 1
305—343	102 и ниже	16	50	—	44	25	25	44	44	89	79	32	—	№ 1
356—394	102 и ниже	22	57	—	50	25	32	50	50	95	89	32	—	№ 1
406—419	102 и ниже	22	63	—	57	25	32	50	63	108	95	32	—	№ 1
432—445	102 и ниже	25	70	3	57	25	32	50	63	108	95	32	—	№ 1
457—495	102 и ниже	25	76	3	63	25	32	50	63	121	108	32	—	№ 1
508—546	102 и выше	32	89	3	76	25	32	50	63	133	121	32	76	№ 2 или № 3
559—597	114 и выше	32	89	3	76	29	32	63	76	140	127	38	76	№ 3
610—648	114 и выше	38	108	3	83	29	32	63	76	146	133	38	76	№ 3
660 и выше	127 и выше	50	127	5	89	32	32	63	89	152	140	38	89	№ 3

ТАБЛИЦА 123

Основные размеры букс, накладок и буксовых вырезов в зависимости от диаметра шейки оси по нормам завода Балдвин (фиг. 372)

Диаметр оси	Размеры в мм												
	J	K	L	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X
76	16	13	26,2	11	29	50	70	95	63	114	70	68	86
82	16	13	26,2	11	29	50	82	95	63	146	86	84	102
89	25	13	29,4	13	32	50	102	95	70	152	90	90	108
1 2	25	13	32,5	16	38	50	108	114	76	165	95	98	117
114	32	13	38,9	16	45	50	140	133	90	190	108	111	136
127	32	13	38,9	16	45	63	140	146	90	203	114	117	143
140	45	19	45,2	16	50	63	140	165	90	216	140	136	168
152	45	19	45	19	50	63	165	184	127	254	146	146	175
165	38	19	50	19	57	63	165	184	127	267	152	152	187
178	38	19	50	19	57	63	165	197	152	279	159	159	194
100	50	19	57	22	63	63	184	222	152	292	165	168	206
203	50	19	57	22	63	63	184	222	152	330	184	187	225
216	63	19	63	25	70	63	190	222	152	355	197	203	244
220	63	19	62,7	32	70	76	203	241	152	368	203	216	251
241	63	19	62,7	32	70	76	216	241	152	368	203	216	251
254	63	25	63,9	32	76	76	216	254	или 203	368	210	216	252
267	63	25	63,9	32	76	76	216	254	203	381	216	222	259
279	70	25	64,3	32	76	76	241	254	203	394	229	235	273
292	70	25	77	35	90	76	241	254	203	406	229	238	286
305	76	25	77	35	90	76	254	292	203	419	235	244	292
330	76	25	77	35	90	76	267	292	203	444	254	263	311



[illegible]

528

развиты. Дело в том, что американцы пользуются этими концевыми частями при производстве так называемых „американских“ маневров.

Кроме того, монолитный брус, закрывающий цилиндры, служит хорошим предохранителем их в случае столкновений паровозов и наездов „в бок“.

В первом паровозе ФД, как видно из фиг. 373, буферный брус был шириной в 2140 мм. Концевые части его, служащие для установки лестниц боковых площадок, были сделаны в виде легких литых кронштейнов, привертываемых к основному брусу. Причиной отказа от отливки кронштейнов заодно с брусом являлась неуверенность в возможности избежать коробления и надрывов в литье при увеличении ширины бруса.

Опыт отливок целого ряда сложных деталей для паровозов ФД показал, что есть все основания для удачного выполнения и этой отливки, почему на паровозах ФД второго заказа, а также на первых паровозах ИС буферные брусья были исполнены с шириной передней части в 3100 мм (фиг. 374).

Детали конструкции видны из чертежа.

Место постановки тягового крюка сконструировано так, что возможен переход на автосцепку.

#### **МЕЖДУРАМНОЕ КРЕПЛЕНИЕ У ПЕРВОЙ СЦЕПНОЙ ОСИ**

Стальное литое крепление (фиг. 376) представляет собой вертикальную стенку толщиной в 15 мм с двумя горизонтальными полками и ребрами жесткости. Это крепление служит также для установки подшипников тормозного вала и шкворня водила передней тележки. Нижняя половина подшипника тормозного вала сделана из чугуна, так как сила нажатия от тормозных цилиндров направлена вниз. Каждый подшипник укреплен двумя болтами диаметром в  $1\frac{1}{8}$ ".

Удлинение нижнего фланца и понижение горизонтальной полки крепления на 85 мм объясняется объединением этого междурамного крепления с креплением шкворня водила передней тележки. Конец водила покоится на поддерживающей планке, укрепленной на междурамном креплении. Шкворень водила стягивается между планками и горизонтальной полкой четырьмя дюймовыми болтами. Крепление поставлено на 13 болтах диаметром в  $1\frac{1}{8}$ ". Так как недостаточная прочность междурамного крепления у первой сцепной оси, воспринимающей горизонтальную силу удара при входе в кривую, является одной из причин поломок рам, то описанное крепление выполнено достаточно прочным.

#### **ВОЗВРАЩАЮЩИЙ ПРИБОР НА ПЕРВОЙ И ПЯТОЙ СЦЕПНЫХ ОСЯХ**

Первая и пятая сцепные оси имеют поперечные перемещения в 25 мм на сторону (см. гл. „Динамическое вписывание в кривые“). Для возвращения этих осей в первоначальное положение при выходе экипажа на прямую на них предусмотрены возвращающие устройства (фиг. 377 и 378).

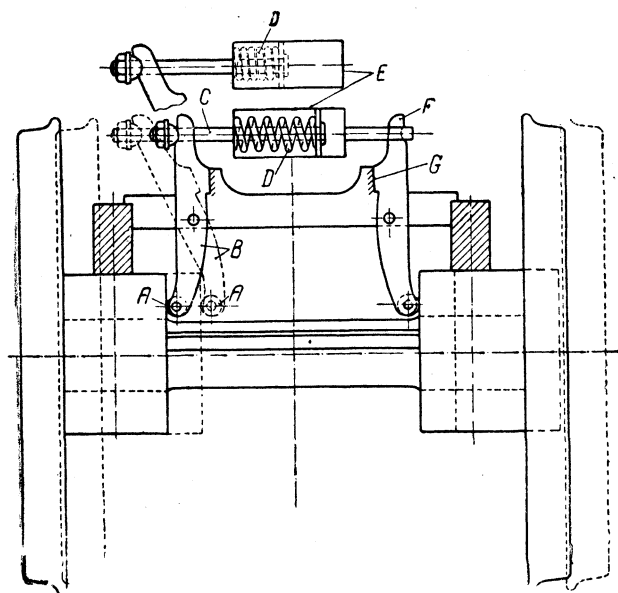
Действие прибора заключается в следующем. При отклонении оси от среднего положения вправо, обе буксы, связанные между собой креплением из углового железа, перемещаются вместе с осью. Так как возвращающий прибор укреплен на раме, то левая букса, сместившись по направлению к оси рамы, начинает нажимать на ролик А рычага В.

Другой конец рычага, соединенный шарниром с стержнем С, перемещается влево и сжимает пружину D, левый конец которой не может переместиться,

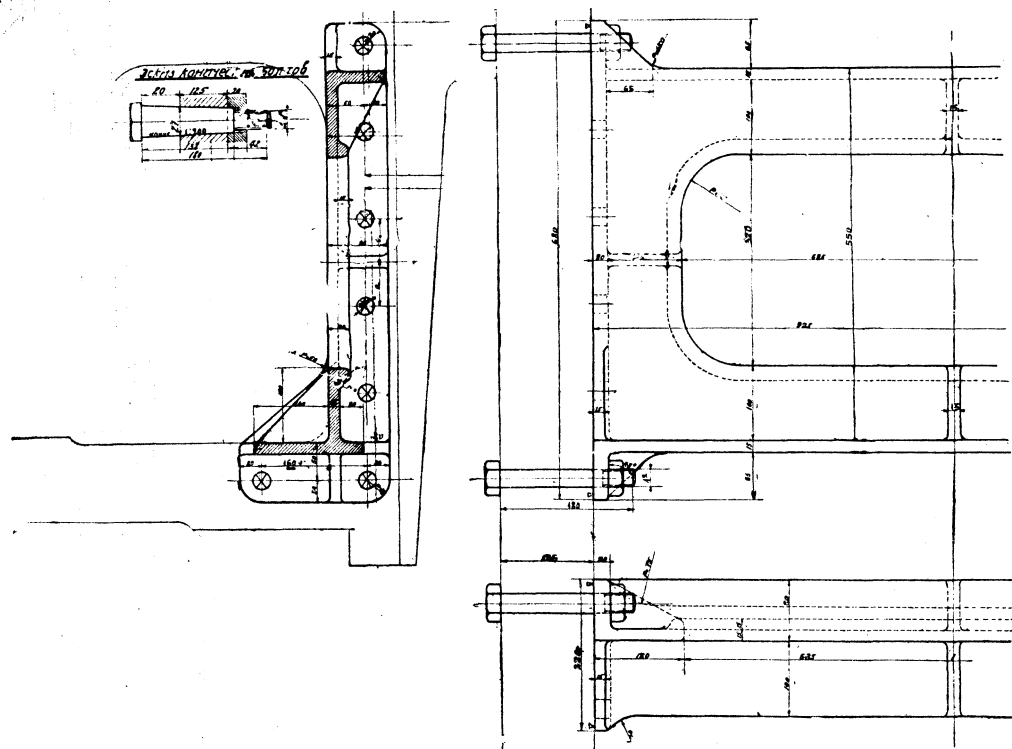








Фиг. 378. Схема действия возвращающего прибора.



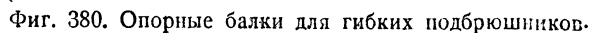
Фиг. 379. Междурамные крепления у 2, 3 и 4 сцепных осей.

При сжатии пружины возникает возвращающая сила, величина которой зависит от величины деформации пружины. Размеры пружины выбраны такими, чтобы она при первоначальной затяжке в 1500 кг давала, при отклонении конца рычага на 25 мм, возвращающую силу в 2900 кг.

Пружина (Ст7), имеющая  $6\frac{1}{2}$  витков, сделана из 30-миллиметровой круглой стали. Диаметр пружины — 140 мм. В свободном состоянии ее длина равна 352 мм.

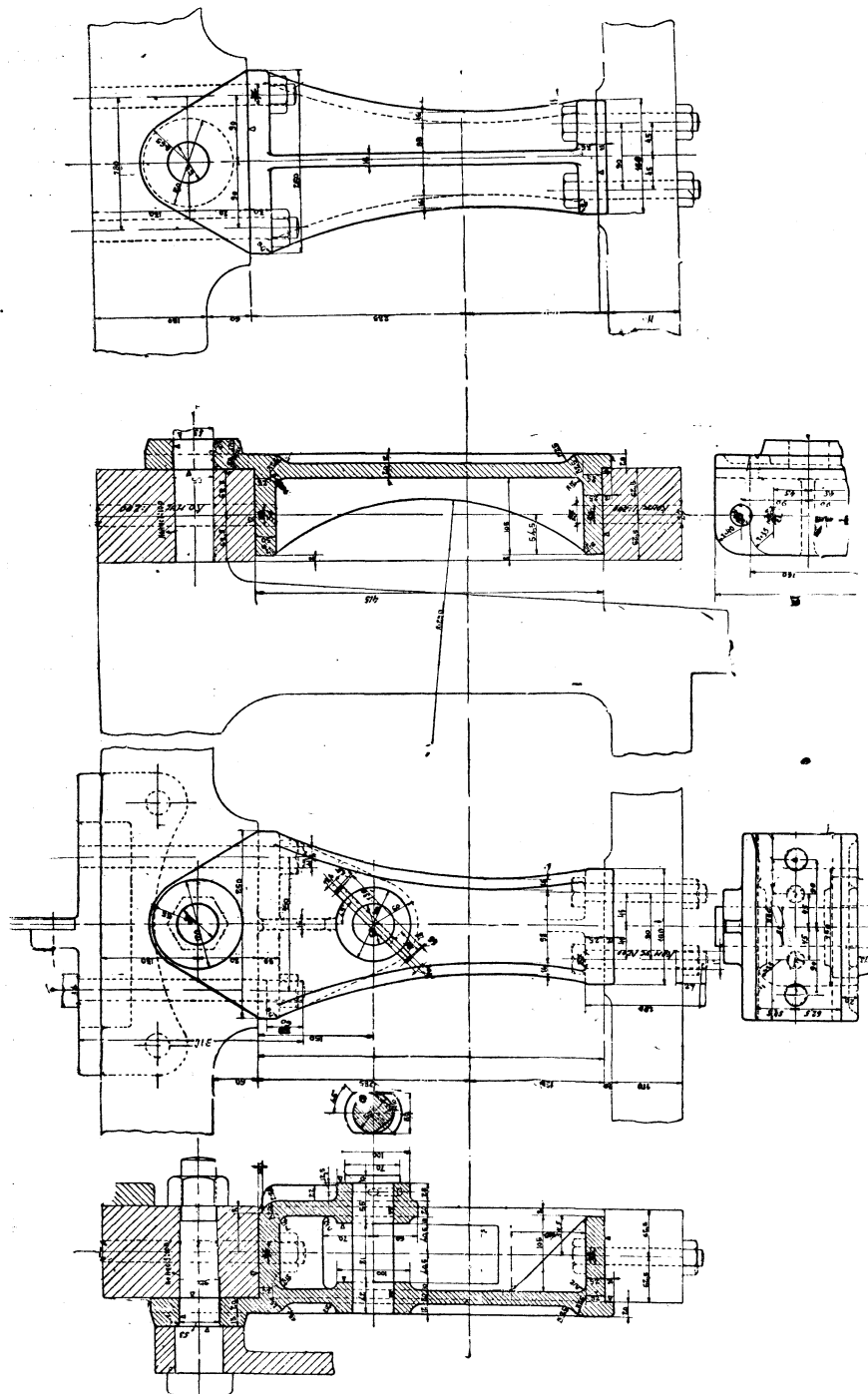
Сзади второй, третьей и четвертой сцепных осей расположены три одинаковых литых междурамных крепления (фиг. 379), состоящих каждое из вертикальной стенки толщиной в 15 мм с двумя полками, вверху и внизу. По форме эти крепления являются обычными междурамными креплениями наших паровозов.

Между второй и третьей, третьей и четвертой, четвертой и пятой сцепными осями расположены литые балки, служащие для закрепления на них гибких подбрюшников. Конструкция их ясно видна на фиг. 380.



## УКРЕПЛЕНИЕ МЕЖДУОСЕВЫХ ВЫРЕЗОВ РАМ

Некоторые из креплений междуосевых вырезов рамы (фиг. 381) служат для рессорных балансиров, для чего у них имеются скобы с опорными валиками.



Фиг. 381. Скобы балансиров и укрепления междуосевых вырезов рамы.

Крепление, выполненное из литой стали, обрабатывается по плоскостям прилегания к раме и соединяется с последней при помощи четырех болтов (1"

This technical drawing shows a cross-section of a mechanical assembly. On the left, there is a cylindrical component with internal threads or a mesh. A central shaft passes through the middle of the assembly. The shaft has several components: a nut or washer on the left, a series of small spacers or washers in the middle, and a larger component on the right that appears to be a valve or a pump head. The right side of the drawing shows a cross-section of a housing or casing with a flange. Dimensions are indicated with arrows and numbers: '10' at the top left, '10' at the top right, '10' at the bottom left, '10' at the bottom right, and '10' at the bottom center. The drawing is a black and white line drawing with hatching for cross-sections.

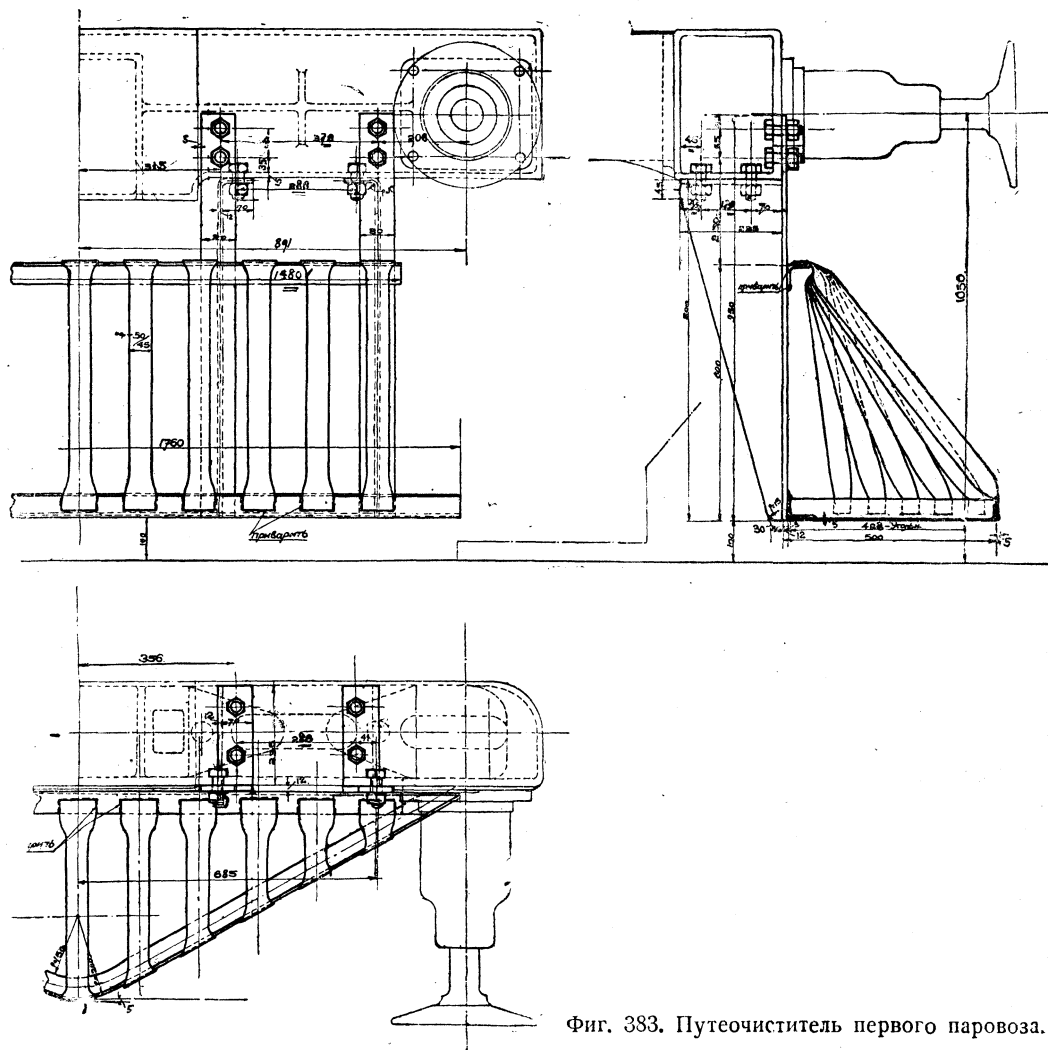
[illegible]

Для удаления с рельсов лежащих на них посторонних предметов к переднему буферному брусу прикреплен путеочиститель (фиг. 383), сделанный из дымогарных труб, приваренных сверху и снизу к угольникам. Расстояние между нижней точкой путеочистителя — 600 мм.

между нижней точкой путеочистителя и рельсом — 100 мм, вылет — 500 мм, высота — 600 мм.

535

Практика первых же поездок паровоза ФД показала неудобство конструкции этого путеочистителя для работы сцепщика, и на паровозах второго заказа вылет путеочистителя был уменьшен до 337 мм.



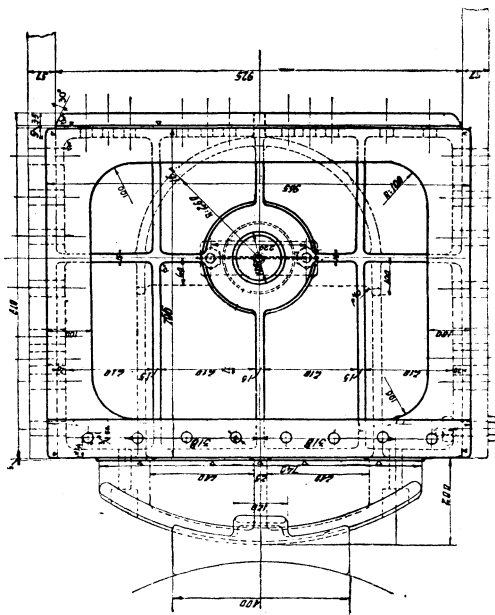
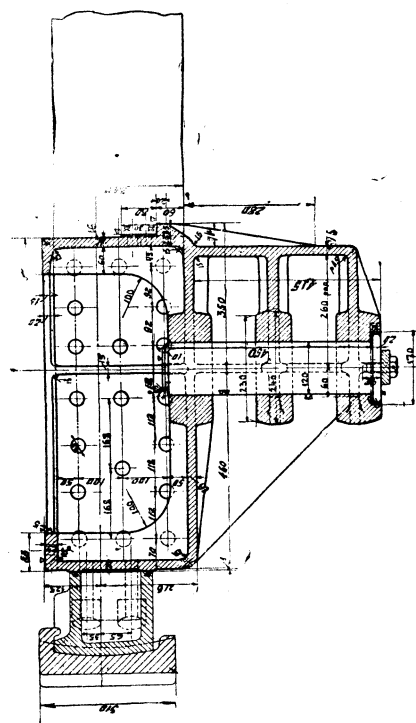
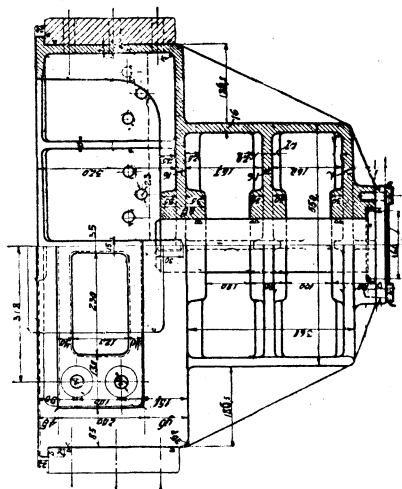
Фиг. 383. Путеочиститель первого паровоза.

### ЗАДНИЙ СТЯЖНОЙ ЯЩИК

На первом паровозе ФД задний стяжной ящик, в котором установлен стяжной прибор — рабочая и предохранительная стяжки и радиальный буфер,— является кроме того основным задним междурамным креплением (фиг. 384). По конструкции он представляет собой стальную литую коробку со стенками толщиной в 20 мм, у жестченную внутри расположенными накрест ребрами толщиной в 15 мм. Коробка крепится к раме 38 болтами диаметром в  $1\frac{1}{4}$ ". В нижней части коробки находится цилиндрический кронштейн с размещенными внутри его горизонтальными полками, через которые пропущен шкворень стяжек. На передней стенке ящика образован фланец для крепления задней гибкой опоры топки.

Радиальный буфер крепится к задней стенке стяжного ящика 8 болтами диаметром  $\frac{3}{4}$ ".

Шкворень стяжек, изготовленный из Ст5, вставляется снизу в гнезда горизонтальных полок и закрепляется планкой с двумя болтами.

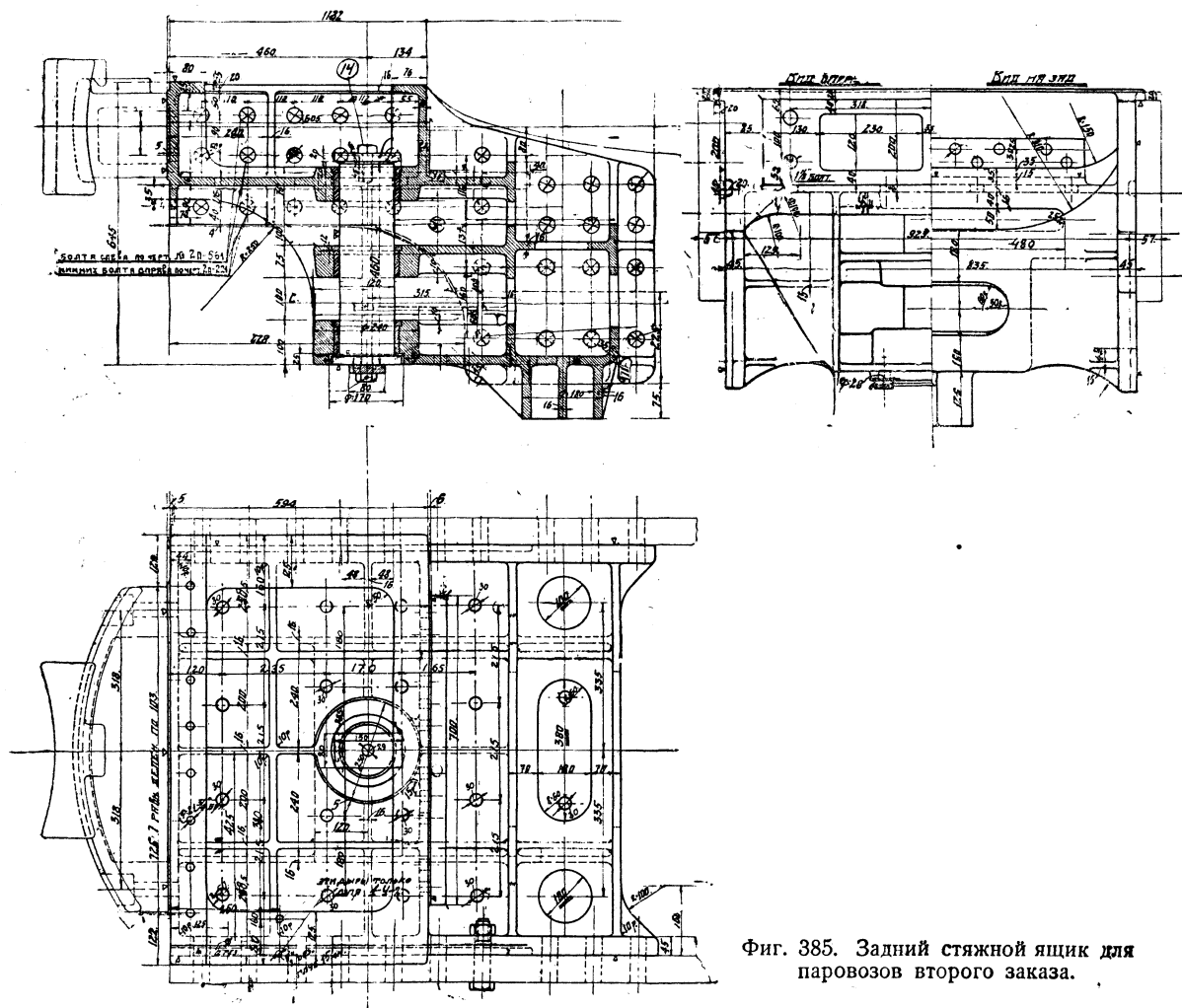


Фиг. 384. Задний стяжной ящик первого паровоза.

Для паровозов ФД второго заказа задний стяжной ящик был несколько изменен в целях получения одинаковых моделей для паровозов ФД и ИС. По этому варианту (фиг. 385 и 386) стяжной ящик, помимо тех функций, которые он выполнял на первом паровозе, должен быть также и ограничителем отклонения тележки, для этой цели внизу образована круглая тумба диаметром

в 180 мм и высотой в 125 мм. Место расположения стяжек по форме было изменено: полукруглая внутренняя стенка была заменена плоской. Угол между продольными осями паровоза и тендера, обычно в эксплуатации не превосходящий  $7^\circ$ , может быть доведен до  $18^\circ$ .

Шкворень стяжки ставится так же, как и на первом паровозе. В гнезда горизонтальных полок вставлены втулки из Ст5; это уменьшает износ гнезд и дает возможность смены втулок при ремонте. Крепление заднего стяжного ящика к раме осуществляется 60 болтами диаметром в  $1\frac{1}{4}$ ".



Фиг. 385. Задний стяжной ящик для паровозов второго заказа.

### ЗАДНЯЯ РАМА (ХВОСТОВИК)

Задняя рама (фиг. 388) состоит из двух рамных листов толщиной в 57 мм, которые вырезаются автогеном из прокатного листа (Ст5). На обработку даются припуски по 20 мм на сторону, а для паровозов второго заказа, в виду изменения формы задней рамы, — по 25 мм. Обрабатывается рама по верху, по низу и по торцам на фрезерном станке. Длина задней рамы для паровозов второго заказа в результате переделки стяжного ящика уменьшилась на 183 мм.



Задняя рама крепится к главной раме, входя в паз, 19 призонными болтами диаметром в  $1\frac{1}{4}$ ". Другой конец задней рамы прикреплен задней опорой топки к котлу. В поперечном направлении рама укреплена стяжным ящиком.

Толщина заднего листа первоначально была запроектирована в 60 мм. В дальнейшем было решено ограничиться толщиной в 57 мм, так как это давало некоторое уменьшение нагрузки на заднюю поддерживающую ось.

Непараллельность верхней кромки задней рамы и линии топочного кольца, вызванная диаметром колес задней тележки в 1200 мм, на паровозах ФД второго заказа, вследствие уменьшения диаметра колес до 1050 мм, была ликвидирована почти полностью (уклон топочного кольца 180:3443, уклон задней рамы 155:2997) и расстояние между топочным кольцом и верхней кромкой задней рамы, равное 400 мм, было соблюдено почти по всей длине рамы. Последнее обстоятельство улучшает расположение зольника и дает возможность гибки его боковых листов по одному шаблону.

Длина конца задней рамы определилась размерами стяжного ящика, а длина передней части — размерами концевой части главной рамы. Расстояние между листами задней рамы определяется стремлением придать максимальную ширину зольнику и ограничивается отклонением задней тележки. При максимальном отклонении тележки расстояние между ребордой бандажа колеса тележки и головками болтов рамы должно быть не менее 10 мм. Отсюда междурамное расстояние получилось равным 925 мм.

Расчет хвостовика рамы произведен по следующей схеме. Полагаем, что хвостовик в главной раме жестко заделан. Действующие усилия будут:

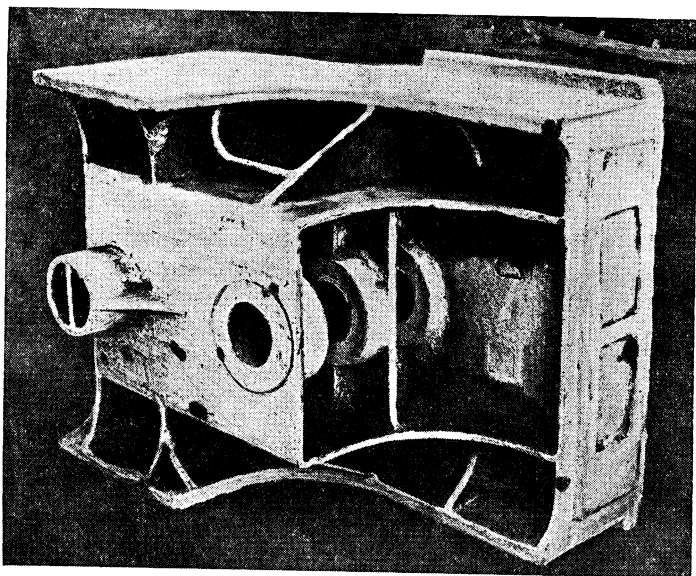
$P$  — двойное тяговое усилие (при двойной тяге) = 40 000 кг;

$T$  — реакция от опор секторов (с учетом 25% перегруза от инерционных сил) = 13 750 кг;

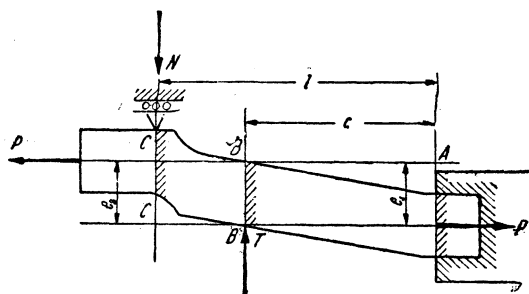
$N$  — усилие от гибкой опоры котла.

Плечи и направления сил даны на фиг. 387:

$$e_1 = 225 \text{ мм}, e_2 = 100 \text{ мм}, c = 2770 \text{ мм}, l = 3087 \text{ мм}.$$



Фиг. 386. Задний стяжной ящик перед разметкой.



Фиг. 387. Схема действия сил на задний хвостовик рамы.

Момент в сечении  $A-A$  от силы  $P$ :

$$M_{AP} = Pe_1 = 900\,000 \text{ кгсм.}$$

Изгибающий момент в сечении  $A-A$  от силы  $T$ :

$$M_{AT} = \frac{Tc(l^2 - c^2)}{2l^3} = 371\,560 \text{ кг.}$$

Отсюда:

$$N = \frac{Tc}{l} - \frac{M_{AT}}{l} = 11\,150 \text{ кг.}$$

Площадь сечения  $A-A$  обоих листов хвостовиков:

$$F_A = 342 \text{ см}^2.$$

Момент сопротивления обоих листов в этом сечении:

$$W_A = 1710 \text{ см}^3.$$

Отсюда:

$$k_{\text{Асумм}} = \frac{P}{F_A} + \frac{M_{AP} + M_{AT}}{W_A} = 860 \text{ кг/см}^2.$$

Подсчитывая таким же образом напряжения в сечении  $B-B$ , получим:

$$k_{B\text{сумм}} = 616 \text{ кг/см}^2.$$

Для сравнения приведем расчет довольно близкого по конструкции листового хвостовика паровоза 2—2—1 Пенсильванской железной дороги.<sup>1</sup>

Для этого паровоза по предыдущему:

$$P = 24\,700 \text{ кг, } T = 44\,000 \text{ кг, } e_1 = 140 \text{ мм, } l = 2960 \text{ мм;}$$

размеры сечения  $C-C = 15'' \times 3''$ , в то время как сечения  $A-A = 15\frac{1}{8}'' \times 4''$ .

Принимая во внимание разницу в моментах инерции сечений  $C-C$  и  $A-A$ , мы видим, что сила  $N$  составляет:

$$N = \frac{J_C}{J_A} \left[ \frac{Tc}{l} - \frac{Tc(l^2 - c^2)}{2l^3} \right] = 7080 \text{ кг;}$$

$$M_{AP} = 347\,000 \text{ кгсм,}$$

$$M_{AT} = 3\,000\,000 \text{ кгсм.}$$

$$F_A = 786 \text{ см}^2,$$

$$W_A = 5080 \text{ см}^3.$$

<sup>1</sup> См. „Locomotive Cyclopedia“, 1925.

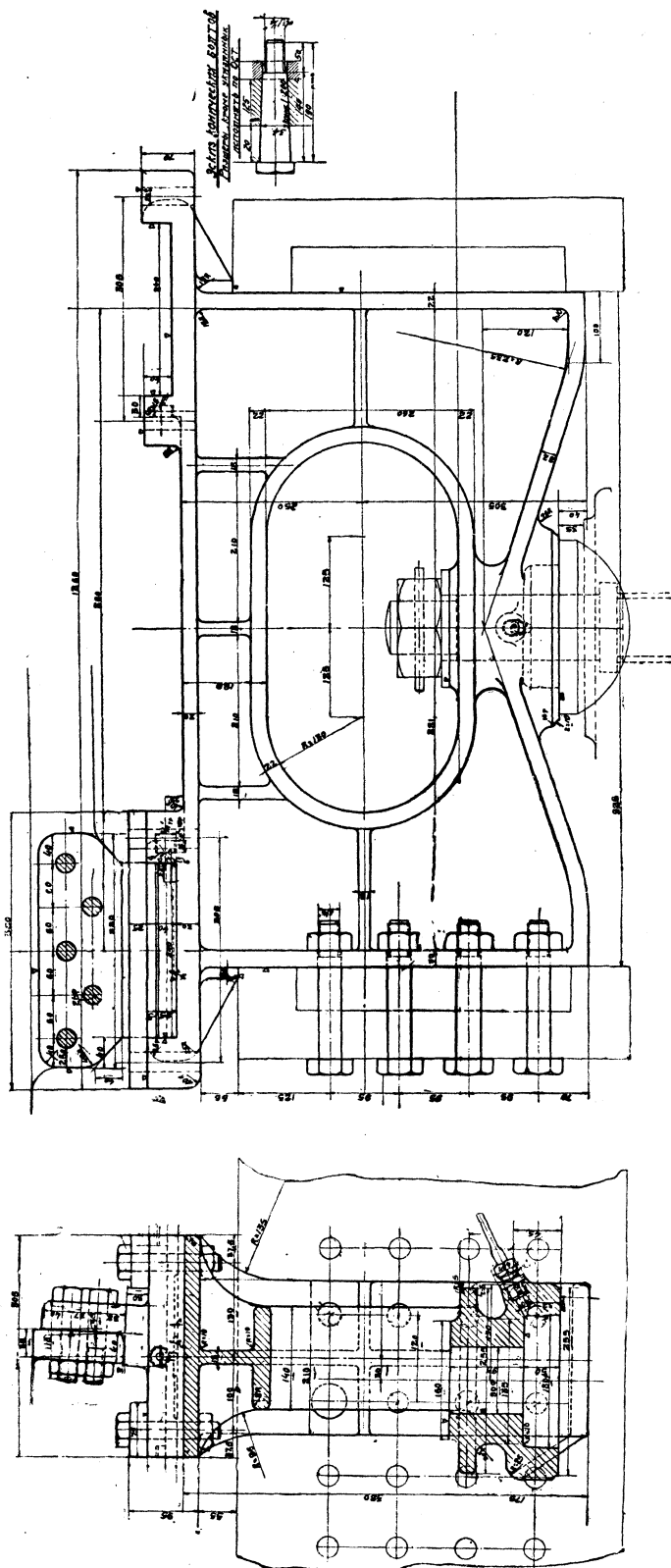
Из этих данных следует, что напряжение в сечении  $A-A$ :  $k_{A\text{сумм}} = 690 \text{ кг/см}^2$ , а напряжение в сечении  $B-B$ :  $k_{B\text{сумм}} = 385 \text{ кг/см}^2$ .

Что же касается литых хвостовиков, например на паровозах  $T^A$  или  $T^B$ , то, совпадая по площади сечения с нашим хвостовиком, т. е. имея примерно одинаковые напряжения на разрыв от силы  $P$ , они благодаря литейным формам обладают значительно большим сопротивлением изгибу.

#### ПЕРЕДНЯЯ ОПОРА ТОПКИ

Передняя опора топки (фиг. 389) является основным задним креплением котла и представляет собой стальное литое междурамное крепление с образованными на нем плоскостями для установки скользящих опорных башмаков. Кроме того, это крепление совмещает в себе и функции опоры шкворня задней тележки.

В виду того, что задняя опора топки сделана листовой, устройство опорных плоскостей и башмаков отличается от устройства аналогичных деталей паровозов  $\mathcal{E}$ ,  $\mathcal{C}^y$  и других отсутствием клиньев, необходимых там для координирования высоты передних и задних опор. Кроме того, брон-



Фиг. 389. Передняя опора топки.

зовые поползушки, применявшиеся в этих паровозах, заменены чугунными прокладками.

На литой башмак, привертываемый к каблучкам топочной рамы, снизу пригоняется чугунная накладка, удерживаемая на башмаке боковыми буртами.

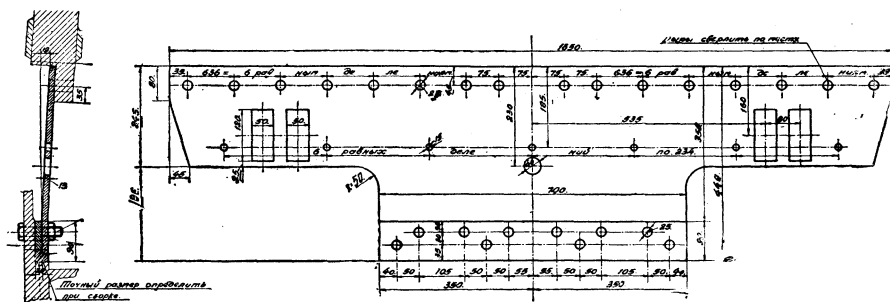
Опорный башмак с прокладкой ставится непосредственно на обработанные плоскости самого крепления. Поперек опорных гнезд после постановки башмаков устанавливаются две планки, удерживаемые четырьмя болтами диаметром в 1". В нормальных условиях работы паровоза эти болты не нагружены. Их назначение сводится к восприятию вертикальных сил, возникающих между котлом и рамой при подъемах паровоза кранами.

Для смазки трущихся поверхностей предусмотрено отверстие для смазочной трубки.

Самое крепление представляет собой вертикальную стенку толщиной в 18 мм, усиленную ребрами. Сверху стенки образована полка толщиной в 20 мм. Крепление связано с рамой 16 болтами диаметром в  $1\frac{1}{4}$ " из Ст5. Для разгрузки болтов служит привалочный фланец в 30 мм по всей ширине крепления.

### ЗАДНЯЯ ОПОРА ТОПКИ

Задняя опора топки (фиг. 390) представляет собой лист из Ст0 толщиной в 13 мм. Опора крепится шестнадцатью  $\frac{7}{8}$ " болтами к топочному кольцу и десятью  $\frac{7}{8}$ " болтами — к стяжному ящику паровоза. В холодном состоянии котла опора наклонена вперед от вертикали на 19 мм. На паровозе, находящемся в горячем состоянии, опора выпрямляется и уходит несколько назад, так как температурное удлинение котла — около 30 мм.



Фиг. 390. Задняя гибкая опора топки.

Наклон листа конструктивно определяется из условия наклона боковых граней топочного кольца. В месте укрепления листа у стяжного ящика установлена прокладка толщиной в 20 мм. Для пропуска тяги механизма зольника с каждой стороны листа образовано по два прямоугольных окна размерами  $50 \times 120$  мм. Для подвешивания зольника сделано семь отверстий диаметром в 15 мм. Кроме того имеется круглое отверстие диаметром в 40 мм, через которое проходит водяная труба, служащая для заливки шлака в зольнике.

При подъеме паровоза на домкратах в случае подпора рамы на самом ее конце, т. е. около стяжного ящика, передача усилия от задней рамы к котлу должна произойти частично через заднюю гибкую опору и частично через болты,

The drawing consists of two views of a mechanical assembly. The top view is a cross-section showing a central shaft with a diameter of 100. The shaft is supported by bearings and has a flange with a diameter of 100. The flange has a thickness of 10. The shaft is connected to a component with a diameter of 57. The bottom view is a side view showing the shaft with a diameter of 100. The shaft has a length of 100. The flange has a diameter of 100 and a thickness of 10. The shaft is connected to a component with a diameter of 57. The shaft has a diameter of 100 and a length of 100. The flange has a diameter of 100 and a thickness of 10. The shaft is connected to a component with a diameter of 57. The shaft has a diameter of 100 and a length of 100. The flange has a diameter of 100 and a thickness of 10. The shaft is connected to a component with a diameter of 57.

Фиг. 391. Устройство для распора котла и задней рамы при подъеме паровоза.

Произведенные расчеты показали, что тогда в задней раме вызываются напряжения, превосходящие предел упругости. Поэтому во избежание поломки

[illegible]

маков на болтах и постановка клиньев оказались весьма неудобными, так как требовали разъединения тяг качающихся колосников, соединение которых, осуществленное внутри зольника, сделало невозможной установку клиньев на горячем паровозе.

Надо указать, что домкраты в передней части паровоза должны устанавливаться перед цилиндрами, т. е. при выкатке передней тележки.

Способ подъема паровоза на домкратах надо считать все же малоудовлетворительным. С точки зрения прочности рамы наиболее совершенной должна считаться крановая подъёмка.

#### **УПРЯЖНЫЙ ПРИБОР**

Тяговый крюк, стяжка и буфера — типовые конструкции, применяемые в нашем паровозостроении. Лишь второстепенные их детали получили новое конструктивное оформление применительно к особенностям паровоза ФД.

#### **БУКСЫ**

Буксы, сконструированные по типу американских, существенно отличаются от букс большинства наших паровозов.

Радиальные формы поверхности прилегания подшипника к корпусу буксы, сильно развитая торцовая поверхность буксы на стороне, обращенной к ступице колеса, отсутствие наличников на боковых гранях, очертание верхней смазочной коробки буксы, определяемое наличием широкой рессорной упорки, отказ от баббитовой заливки и, наконец, самые размеры буксы, — являются для нашего паровозостроения достаточно новыми.

#### **БУКСА ВЕДУЩЕЙ ОСИ**

Габаритные размеры буксы ведущей оси: высота — 540 мм, ширина — 560 мм, длина — 339 мм.

В корпус буксы, изготовляемой из ЛСт1, вставлены верхний основной подшипник и два боковых, увеличивающих угол охвата шейки сверху  $180^\circ$  и дающих поэтому центральную передачу поршневого усилия от колеса к раме.

В отличие от буксы Обергетмана стыковые поверхности верхнего и боковых подшипников расположены выше горизонтальной плоскости, проходящей через ось колеса, и износ боковых подшипников может компенсироваться нажимом специальных клиньев. Износ стыков поверхностей верхнего и бокового подшипников регулируется нижним клином, а износ трущейся части бокового подшипника — боковым клином. Цилиндрическая поверхность прилегания верхнего подшипника к корпусу буксы, осуществляемая на верхнем подшипнике простой обточкой, а в корпусе буксы — расточкой на токарном станке, позволяет избежать довольно кропотливой пригонки подшипника к корпусу, имеющей место при плоских поверхностях прилегания, и уменьшает опасность появления трещин в острых углах корпуса. Плоскости прилегания клиньев также легко обрабатываются на долбежном станке.

Верхний подшипник вставляется в корпус буксы в вертикальном направлении и для предохранения от бокового смещения имеет с обеих сторон упорные бурты  $9 \times 18$  мм. В целях устранения довольно частых переплавок изнашивающихся в эксплуатации буксовых баббитовых заливок, — в буксах первого паровоза ФД было решено применить подшипники без заливки баббитом, а в качестве материала для верхнего подшипника употребить специальную свинцовистую бронзу следующего состава:

$$\begin{aligned} \text{Cu} &= 58-65\%, \\ \text{Sn} &= 8\%, \\ \text{Pb} &= 33-26\%, \\ \text{прочих} &= 1\%. \end{aligned}$$

В виду того, что условия работы боковых вкладышей отличны от условий работы верхнего подшипника, в качестве материала для них была применена бронза с содержанием:

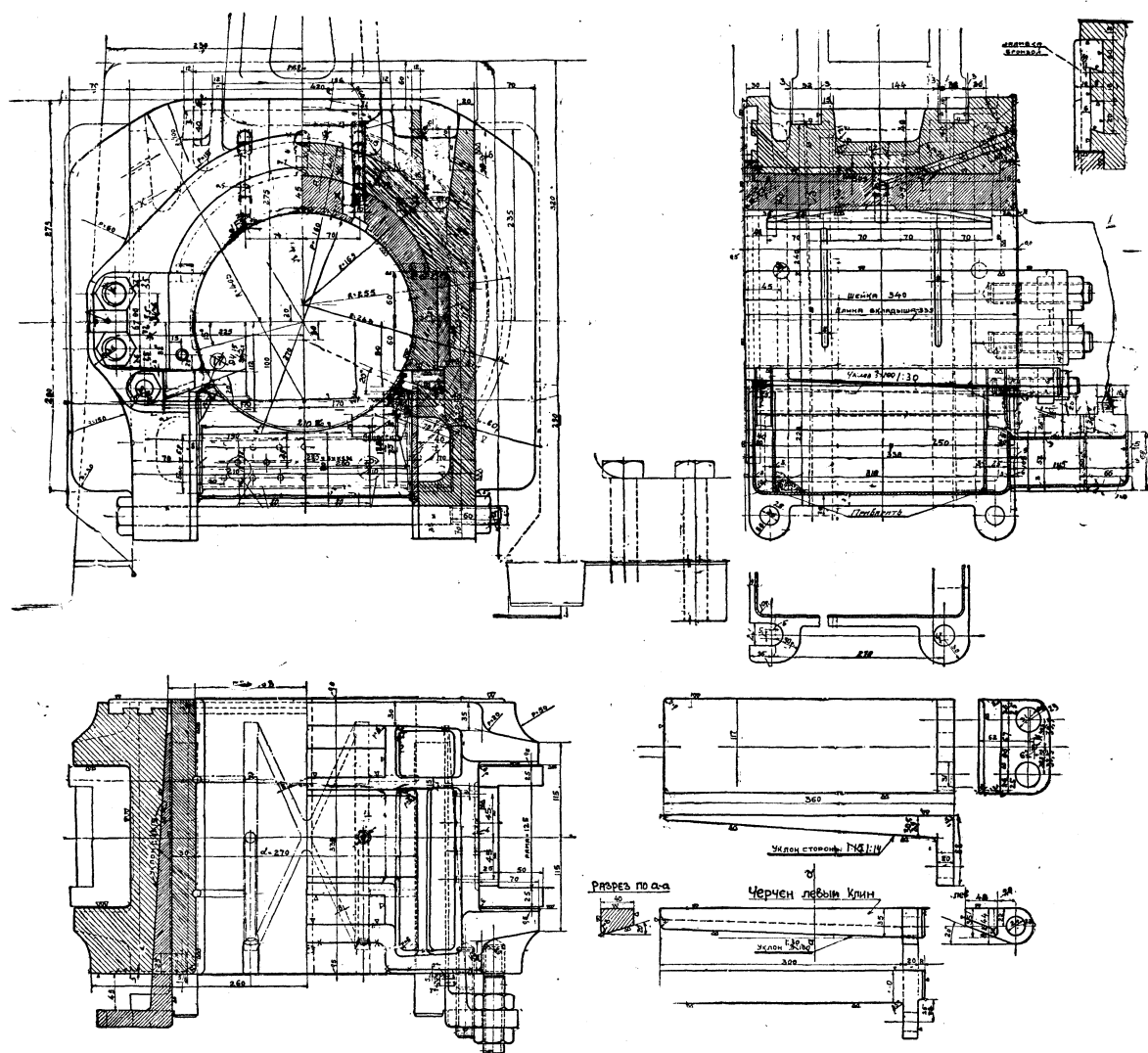
$$\text{Cu} = 75-80\%,$$

$$\text{Sn} = 8\%,$$

$$\text{Pb} = 10-15\%,$$

$$\text{P} = 0,01,$$

$$\text{прочих} = 1\%.$$

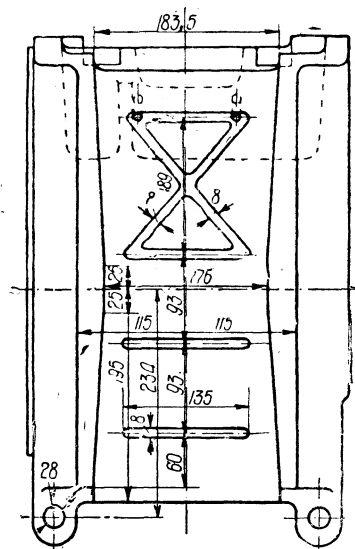
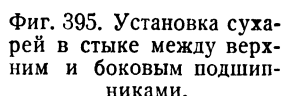


Фиг. 394. Букса ведущей оси.

Боковые нажимные клинья, выполненные из Ст5, закрепляются в требуемом положении гайками на шпильках, ввернутых в корпус буксы и пропущенных через ушки клиньев. Нижние клинья, выполненные также из Ст5, закрепляются,



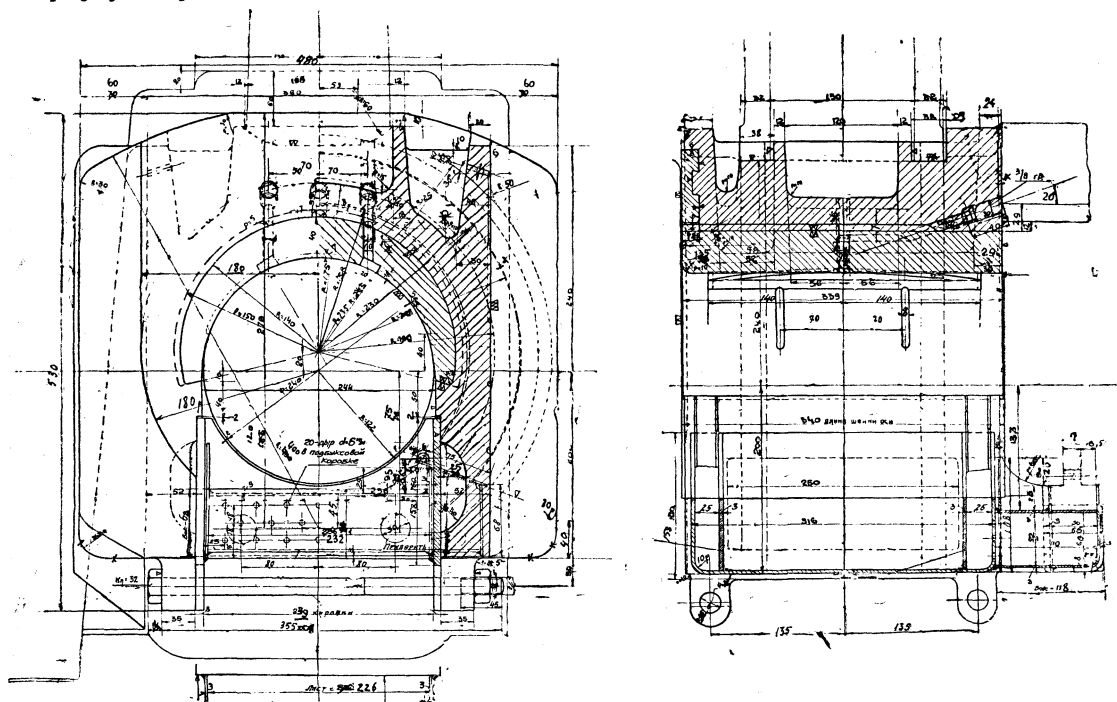
В буксовом вырезе при нормальном рабочем состоянии паровоза расстояние между буксой и рамой равно 60 мм. Такое расстояние, несколько большее, чем в других паровозах, принято, чтобы предотвратить удар рамы о буксы при колебании наддрессорного строения, а также облегчить доступ к смазочным коробкам.



## БУКСЫ ВТОРОЙ И ЧЕТВЕРТОЙ СЦЕПНЫХ ОСЕЙ

В основных чертах буксы второй и четвертой сцепных осей сходны с ведущей буксой. Габаритные размеры корпуса буксы: высота — 530 мм, ширина — 500 мм, длина — 339 мм (фиг. 397).

В виду того, что сцепные буксы не подвержены непосредственно действию поршневого усилия, в них нет клиньев и боковых вкладышей, имеющихсся у ведущей буксы. Бронзовый подшипник толщиной в 40 мм того же состава, что и у ведущей буксы, запрессовывается в сцепные буксы с посадочным усилием в 10—15 т. Подшипник сделан без буртов и удерживается от аксиального перемещения только трением в запрессовке. От повертывания подшипник удерживается выступом в корпусе буксы. Поверхность прилегания подшипника к корпусу обрабатывается на долбежном станке.



Фиг. 397. Буксы 2 и 4 сцепных осей.

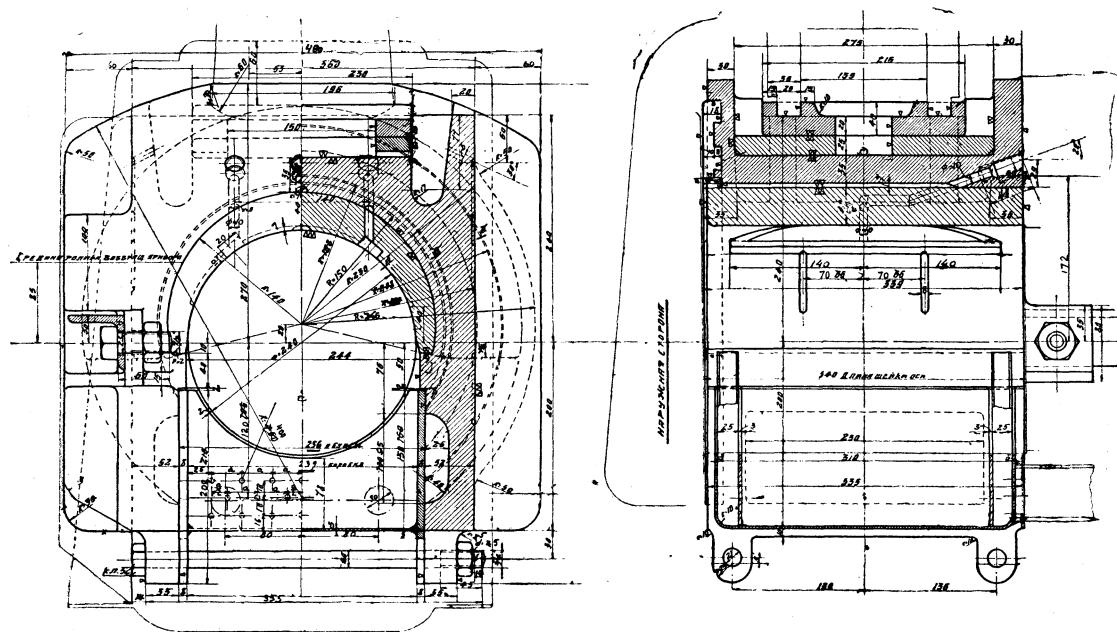
## БУКСЫ ПЕРВОЙ И ПЯТОЙ СЦЕПНЫХ ОСЕЙ

Буксы первой и пятой сцепных осей (фиг. 398) несколько своеобразны по роду работы и по конструкции некоторых деталей. Как указывалось выше, по условиям вписывания первая и пятая оси должны иметь поперечные разбеги по 25 мм на сторону. Это можно осуществить двояко: в некоторых американских конструкциях букса не передвигается, а перемещается лишь ось с колесами; в других же, как это осуществлено и в паровозе ФД, ось с колесами, перемещаясь, увлекает за собой и буксы, которые для этого соединены между собой двумя креплениями из углового железа  $60 \times 60 \times 8$  мм, длиной в 712 мм; при перемещении оси вместе с ней перемещаются и обе буксы, а рессорное подвешивание остается на месте.

Конструкция корпуса буксы одинакова с конструкцией корпусов букс

второй и четвертой осей — разница заключается лишь в устройстве, осуществляющем поперечное перемещение буксы относительно рамы и рессорной упорки. На корпусе буксы сверху лежит подушка из цементированной стали (Ст2), на которой находится цементированная опора (Ст2). На опоре устанавливается рессорная стойка, а на ней лежит хомут рессоры. При вписывании в кривую ось перемещается и увлекает буксу, а с ней и подушку, которая скользит по опоре, остающейся на месте. Трущиеся поверхности во избежание большого их износа должны быть обильно смазываемы; они помещены в смазочной коробке и в эксплуатации всегда залиты смазкой.

При своем движении опора направляется двумя (с каждой стороны) выступами в корпусе буксы шириной в 30 мм. Для возвращения букс в первоначаль-



Фиг. 398. Буксы 1 и 5 сцепных осей.

ное положение служит возвращающий аппарат. На фиг. 398 указано положение ролика возвращающего аппарата; ось ролика установлена на 85 мм выше оси сцепных колес.

#### НАКЛАДКИ БУКОВЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Одним из весьма важных преимуществ брусковой рамы перед листовою является отсутствие привертных буксовых направляющих. При брусковой раме роль буксовых направляющих выполняет сама рама. Рабочим изнашиваемым телом при этом является простая накладка, устанавливаемая на рамных брусках против щек букс. В нашем случае она изготавливается из обычного чугуна (ЧЛ2).

Накладки имеют П-образную форму, благодаря чему они при постановке на раму с некоторым натягом не требуют никакого добавочного закрепления (фиг. 399). Буксовые клинья выполнены такой же формы, но со скошенной гранью. Снизу клиновой накладки сделан вырез для помещения в нем головки

натяжного болта. При износе накладок зазор между буксой и накладками уничтожается соответственной подтяжкой натяжного болта. Накладки тщательно обработаны и точно пригнаны к буксам с целью уменьшения износа как тех, так и других. Толщина накладок сцепных колес — 20 мм, ведущего — 25 мм. Накладки и клинья ведущей и сцепных осей отличаются лишь толщиной, в остальном разницы нет.

Следует заметить, что переход к брусковой раме с заменой буксовых направляющих накладками вызвал перемещение клиновой части буксовой части вы-

реза спереди назад (по ходу паровоза). Известно, что наиболее подвержена износу передняя часть буксового выреза. В листовых рамах она клиновая, и износ клина компенсируется его подтягиванием. Только при большом износе клин заменяется новым. Если бы эта передняя часть была не клиновой, то при большом износе пришлось бы менять буксовую направляющую. В брусковых рамах клин помещается сзади (по ходу паровоза), и износ накладки компенсируется подтягиванием клина, а при большом износе заменяется не клин, а накладка.

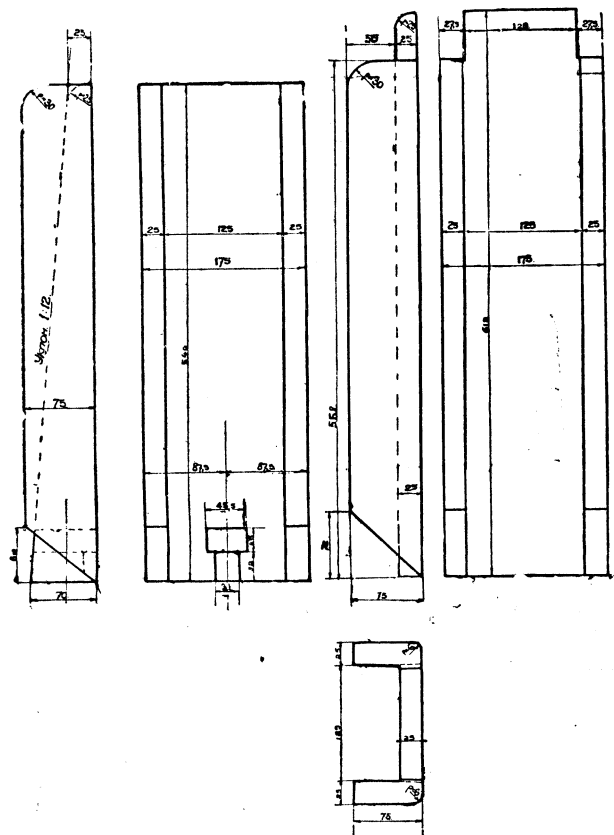
Практика первого года эксплуатации паровоза ФД 20-1 показала, что чугунные буксовые накладки и клинья изнашиваются весьма своеобразно. Уже в течение первых месяцев работы паровоза чугунные наличники получили на поверхности прилегания к буксе выщерблины, доходящие до 3—4 мм глубины.

По свидетельству инж. Александровского (ВОПЗ) на паровозах Ч<sup>н</sup> Московско-Казанской железной дороги, также имев-

ших чугунные наличники на буксах, такие выщерблины получались при чрезмерной затяжке буксовых клиньев и недостатке смазки. Замена чугуна рессорной сталью не достигала цели, так как и стальные наличники получали подобные же выщерблины. При капитальных ремонтах паровозов Ч<sup>н</sup> задранные чугунные наличники не заменялись новыми, а лишь проверялись „в крест“, без полного устранения имеющихся задиров. На паровозах Ч<sup>н</sup> это не оказывало отрицательного влияния на службу букс. Каковы будут результаты работы чугунных буксовых наличников на паровозах ФД, покажет дальнейшая эксплуатация; возможно, что в данном случае понадобится применение специальных чугунов.

#### СМАЗКА БУКС

При пересмотре чертежей паровоза ФД для второго заказа был учтен эксплуатационный опыт, выявивший недостаточность масляных объемов букс; к тому же заливать буксы сверху обычным способом оказалось неудобным в виду



Фиг. 399. Накладки под буксы ведущей оси.

того, что противовес и мотыль закрывают почти  $\frac{3}{4}$  колеса. Поэтому пришлось запроектировать несколько вариантов смазки осевых букс.

ТАБЛИЦА 124

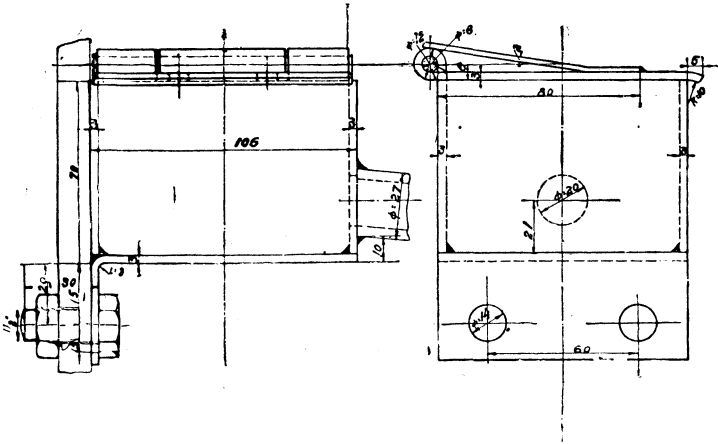
Смазочные объемы букс паровозов С<sup>У</sup>, Э<sup>У</sup> и первого ФД

Серия паровоза	Смазочный объем в см <sup>3</sup>	Примечание
С <sup>У</sup>	2340	Смазка буксовых щек отдельная
Э <sup>У</sup>	2674	
ФД	У букс ведущей оси	Подача масла снизу через подбуксовую коробку во внимание не принята
	для шейки . . . . . 1838	
	для щек букс . . . . . 2630	
	У букс второй и четвертой сцепных осей	
	для шейки . . . . . 1756	
	для щек . . . . . 1150	
	У букс первой и пятой сцепных осей	
	для шейки . . . . . 683	
	для щек . . . . . 1444	

Сравнение масляных объемов букс паровозов Э<sup>У</sup>, С<sup>У</sup> и. ФД указало на явную недостаточность масляных объемов букс паровоза ФД, объяснявшуюся тем, что в ближайшем времени предполагалось применение твердых смазок. Так как это предположение не оправдалось, то для бесперебойной работы новых паровозов пришлось пойти на переконструирование букс.

По первому заказу было запроектировано увеличение масляных объемов путем переделки перегородок — ребер буксы в верхней части, а также путем увеличения высоты букс на 25 мм. Однако вследствие увеличения буксового выреза это давало значительное повышение веса главной рамы. Кроме того, заливка букс сверху все же оставалась неудобной.

Следующий вариант предусматривал установку отдельной коробки для заливки масла на хомутах рессор с внутренней стороны (с наружной стороны коробка была бы сбита противовесом). Неудобство этого варианта заключалось в том, что на первой и пятой осях возвращающий прибор не позволял развить достаточные объемы масляных коробок. Кроме того, провести трубку от коробки в буксу было бы затруднительно, ибо при поперечном перемещении букс



в 25 мм трубка могла быть легко сбита, проводка же ее под раму вызвала бы необходимость в соответствующих прорезах в раме. Возникли также опасения, что находящееся в коробке масло зимой будет сильно густеть и не проходить в буксу. Поэтому была принята конструкция с отдельной коробкой без фитилей для заливки и другой коробкой с фитилями, с хорошо развитым масляным объемом — непосредственно у буксы. Первая заливочная коробка, играющая роль воронки, была поставлена на подбрюшнике с выноской в стороны

на отдельных планках для удобства заливки с земли. Воронка соединена трубопроводом диаметром в  $\frac{3}{4}$ " с коробкой у буксы, где находятся фитили. В виду того, что букса имеет игру в буксовом вырезе, в трубопроводе предусмотрено устройство штуцера с сальником. Для осуществления поперечного перемещения первой и пятой осей на трубопроводе устроены шарниры.

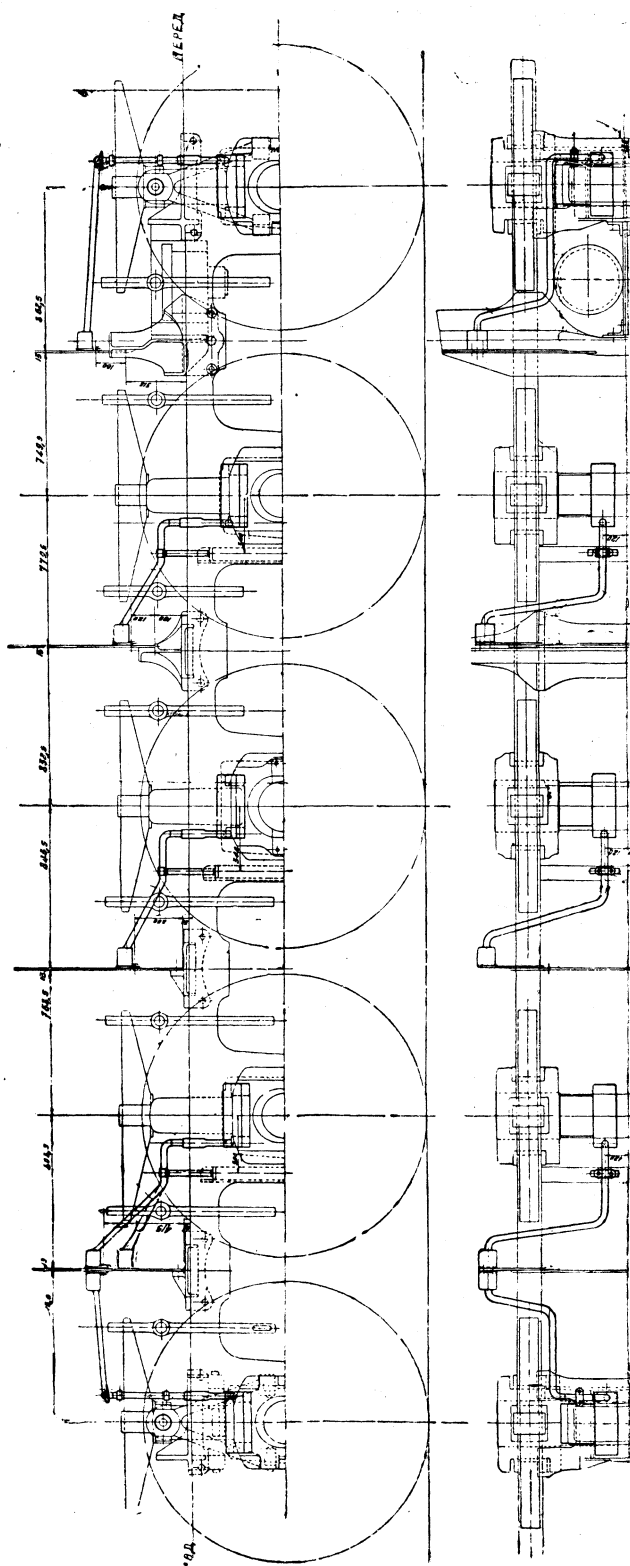
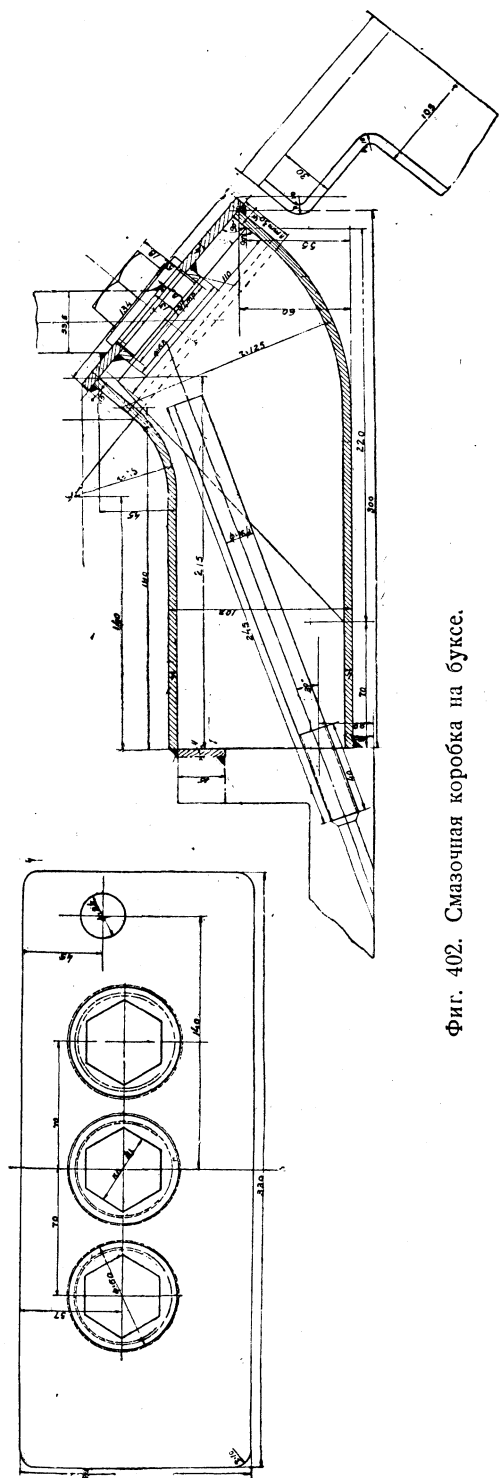
Перейдем к конструктивному описанию деталей последнего принятого варианта смазки осевых букс.

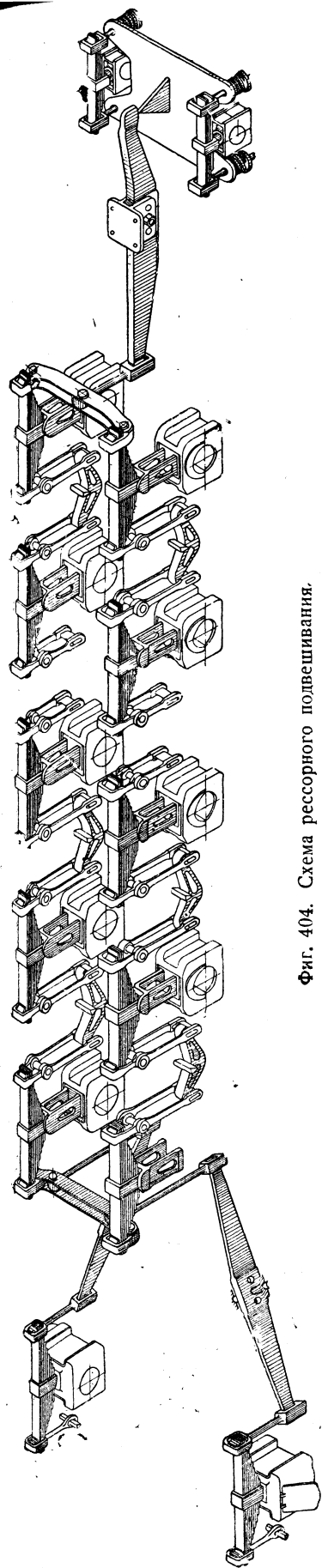
Верхняя заливочная коробка, находящаяся на подбрюшниках, является простой сварной коробкой из 3-миллиметрового железа (фиг. 400). Крышка закрывается, плотно прижимаясь пружиной. Разработан также вариант штампованной коробки. Смазка, наливаемая в эти коробки, быстро пропускает масло в отдельные масляные резервуары, приваренные к буксам. Трубопровод  $\frac{3}{4}$ " приварен одним концом к воронке, другим — к штуцеру, который вставляется в сальник, набиваемый пенькой. Сальник в свою очередь приваривается к буксовой коробке. Игра буксы в буксовом вырезе не влияет на трубопровод, ибо сальник может передвигаться по штуцеру вверх и вниз на 50 мм (фиг. 401). Кроме того, для первой и пятой сцепных осей имеется шарнир с двумя шаровыми концами, которые поворачиваются в соответствующих шаровых гайках, привернутых к штуцерам трубопровода. Правильность работы трущихся поверхностей обеспечивается тщательной их обработкой и тем, что они постоянно смазаны маслом. Практика применения такого соединения на паровозах ИС показала, что оно работает весьма удовлетворительно.

Фиг. 401. Шарнирные соединения заливочных трубок.

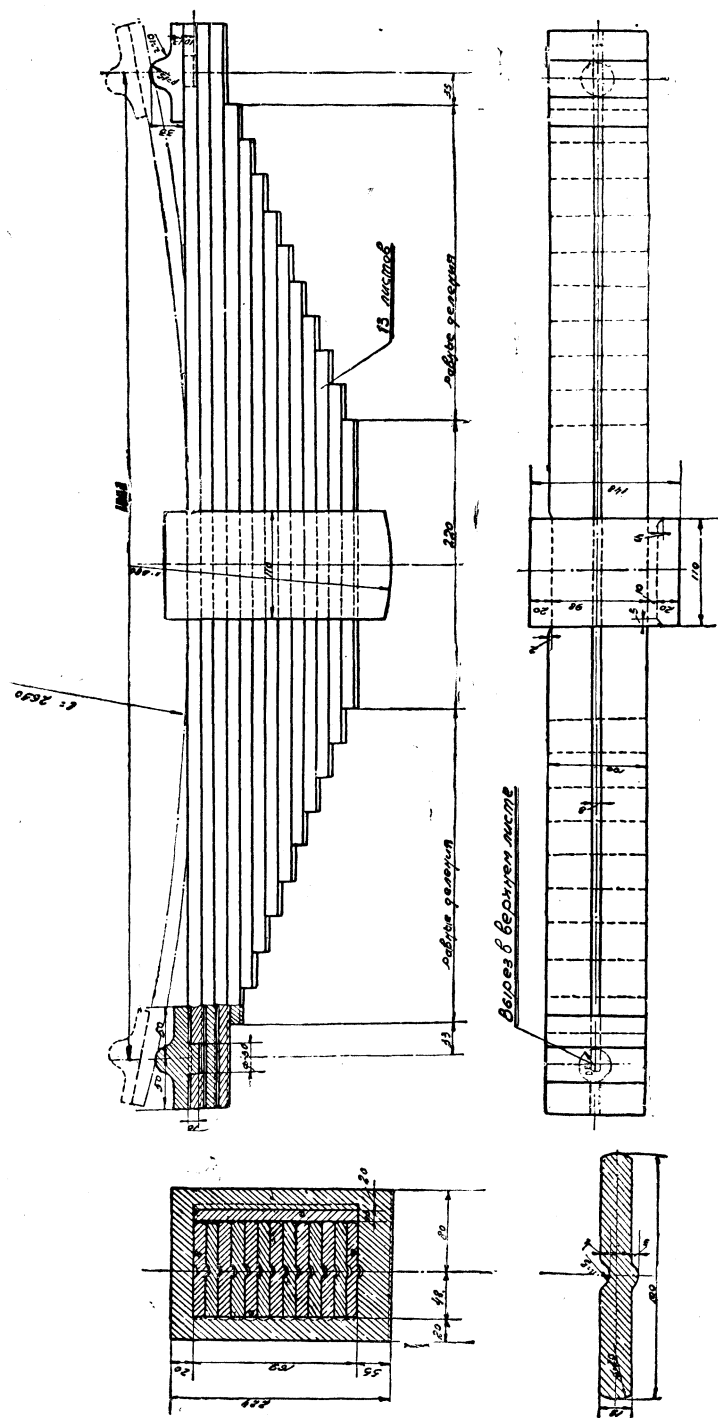
Другая смазочная коробка, приваренная к верхней части внутренней стороны буксы (фиг. 402), сварена из железа толщиной в 4 мм, отдельные листы коробки — штампованные. Форма коробки обусловлена тем, что она стеснена возвращающим аппаратом первой и пятой осей. Объем коробки равен  $5000 \text{ см}^3$ .

В коробке помещены три трубки (внутренний диаметр их — 10 мм) с фитилями, из которых две служат для смазки подшипника буксы, а третья — для смазки торцевой бронзовой заливки. Против каждого фитиля предусмотрена пробка, через которую можно вставить трубку, или фитиль. Для прохода масла из трубопровода в коробку на крышке ее сделано специальное отверстие с внутренней стороны буксы; в корпусе буксы имеются специальные нарезанные отвер-





Фиг. 404. Схема рессорного подвешивания.



Фиг. 405. Листовая рессора.



Обозначая через:

$Q$  — нагрузку на листовую рессору в кг;

$Q_1$  — нагрузку на спиральную рессору в кг;

$n$  — число листов, равное 13;

$b$  — ширину листа, равную 100 мм;

$h$  — толщину листа, равную 13 мм;

$b_1$  — ширину поперечного сечения витка спиральной рессоры, равную 35 мм;

$h_1$  — высоту поперечного сечения витка спиральной рессоры, равную 18 мм;

$l$  — длину листовой рессоры, равную 1000 мм;

$k_b$  — напряжение материала рессоры на изгиб в кг/мм<sup>2</sup>;

$f$  — прогиб рессоры под действием груза  $Q$  в мм;

$\mathcal{K}$  — коэффициент жесткости рессоры в кг/мм;

$\varepsilon$  — гибкость рессоры в мм/т;

$k_t$  — напряжение скручивания в кг/мм<sup>2</sup>;

$r$  — средний радиус витка в мм;

$E$  — модуль упругости, равный 22 000 кг/мм<sup>2</sup>;

$G$  — модуль скольжения, равный 8500 кг/мм<sup>2</sup>,

применяем следующие расчетные формулы:

для листовых рессор:

$$k_b = \frac{3}{2} \frac{Ql}{nbh^2}; \quad f = \frac{k_b l^3}{4Eh}; \quad \mathcal{K} = \frac{Q}{f}; \quad \varepsilon = \frac{1000}{\mathcal{K}};$$

для спиральных рессор переднего бегунка:

$$k_t = \frac{9 Q_1 r}{2 b_1^3 h_1}; \quad f_1 = \frac{7,2 \pi n r^3 (b_1^3 + h_1^3) Q_1}{b_1^3 h_1^3 G}; \quad \mathcal{K}_1 = \frac{Q_1}{f_1}; \quad \varepsilon_1 = \frac{1000}{\mathcal{K}_1};$$

для двойного подвешивания:

$$\mathcal{K}_{\text{сумм}} = \frac{2\mathcal{K} \mathcal{K}_1}{\mathcal{K} + 2\mathcal{K}_1};$$

беря нагрузки на рессоры из предварительной весовой ведомости первого паровоза и делая расчеты для каждой рессоры, получим результаты, сведенные в таблице 125.

ТАБЛИЦА 125

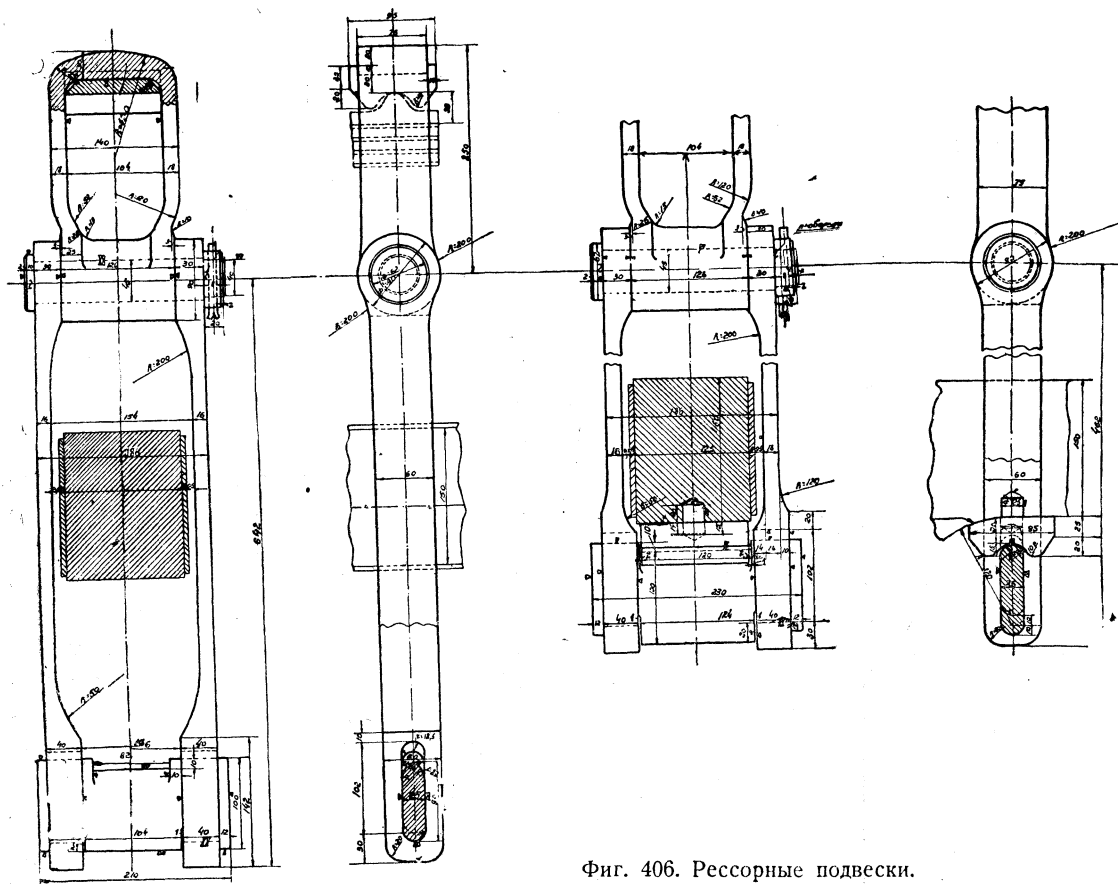
Рессоры первого паровоза ФД

		Движущие оси					Задняя подерживающая ось	Передний бегунок		
		1	2	3	4	5		листовая рессора	спиральн. рессора	обе рессоры
$Q$	кг	7760	7760	6300	7870	8000	8660			5550
$k_b$	кг/мм <sup>2</sup>	53	53	43	54	55	59	63,3	—	—
$f$	мм	46,4	46,4	37,8	47	47,8	51,7	23,6	12	—
$\mathcal{K}$	кг/мм	167	167	167	167	167	167	235	230	155
$E$	мм/т	6	6	6	6	6	6	4,26	4,35	6,45
$k_t$	кг/мм <sup>2</sup>	—	—	—	—	—	—	—	21	—

## РЕССОРНЫЕ ПОДВЕСКИ, БАЛАНСИРЫ, ОПОРЫ БАЛАНСИРОВ И УПОРКИ

Рессорные подвески (фиг. 406) прямоугольного сечения  $75 \times 18$  мм выполнены в виде хомута, которым они охватывают рессору с двух сторон. Хомут имеет опору со специальным углублением, в которое входит накладка рессоры. Материал подвесок Ст3.

Подвеска соединена валиком, изготовленным из Ст5, с серьгами прямоугольного сечения размерами  $60 \times 16$  мм. Серьга опирается на ножи, изготавливаемые из Ст5. На конечных подвесках ножи серьги опираются на закреплен-

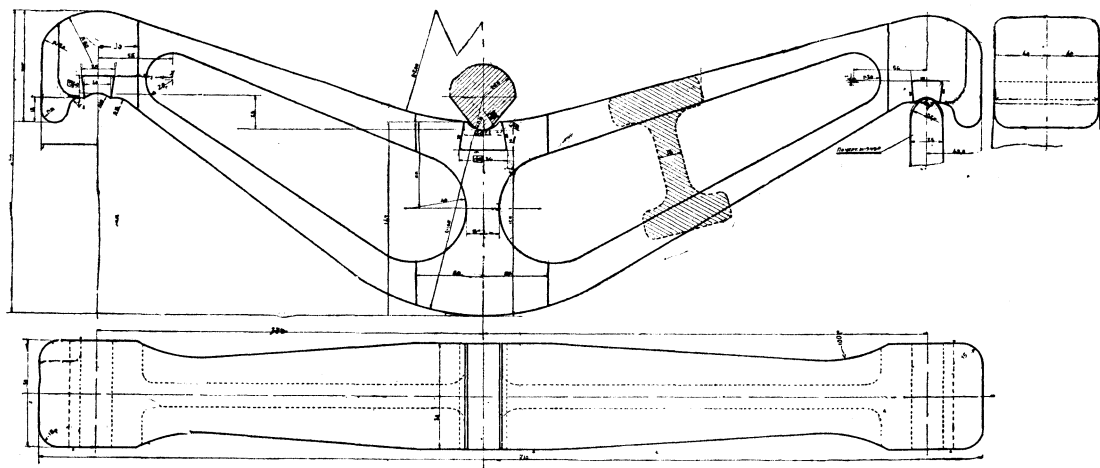


Фиг. 406. Рессорные подвески.

ные на раме опоры. Сопряженные подвески соединяются с балансирами. Опоры балансиров — специальные призмы из Ст5.<sup>1</sup> Балансиры, изготавливаемые из ЛСт1, — двутаврового сечения (фиг. 407). Они выполняют свою роль — выравнивают изменения нагрузок рессор лишь при условии достаточной их подвижности, т. е. если они легко принимают требуемое положение. Так как подобные изменения происходят за очень короткие промежутки времени (например, при  $V=50$  км/час, 1 м пути проходится в 1/15 сек), соединение балансиров с подвесками при помощи валиков оказывается неудовлетворительным, и на практике

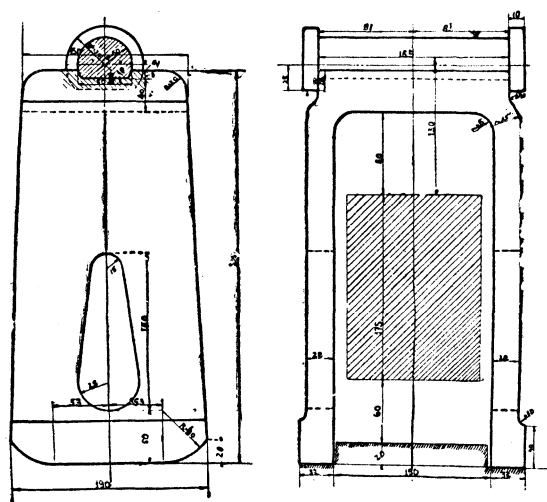
<sup>1</sup> Опыт работы этих призм и ножей показал, что изготовление их из сырой Ст5 нецелесообразно, так как призмы и ножи быстро изнашивались. На паровозах ФД второго заказа эти детали изготавливаются сейчас из Ст2 и цементируются

такие балансиры работают замедленно вследствие большого трения. Поэтому у нас принято соединение балансиров и подвесок при помощи призм или ножей. Радиус закругления рабочей поверхности призм менее, чем у балансиров, и поэтому в точках их соприкосновения происходит не скольжение, а перека-  
тывание.



Фиг. 407. Балансир.

Рессорные упорки (фиг. 408) служат для передачи давления от подвешенного веса на рельсы через буксы и оси колес. Упорки заменяют собой обычные шпинтоны, употребляемые при листовых рамах. У первых двух паровозов ФД рессора опиралась на валик, и для того чтобы он не повертывался, нижняя часть



Фиг. 408. Рессорные упорки первого паровоза.

цилиндрической поверхности срезана по горизонтальной плоскости; также обработана и соответствующая опорная поверхность упорки. Упорки, изготовляемые из Ст1, охватывают раму паровоза с обеих сторон и опираются на соответствующие обработанные поверхности букс.

Упорки паровозов ФД второго заказа (фиг. 409) отличаются от принятых на паровозах первого заказа отсутствием валика и выпуклой цилиндрической формой хомута рессоры. Это сделано для возможных перека-  
тываний рессоры по упорке при колебаниях паровоза. Зазор между рамой и упорками для игры буксы оставлен тот же, что и

в первом варианте, — 80 мм. Зазоры между рамой и стенками упорки с каждой стороны равны 12,5 мм для второй, третьей и четвертой осей и 5 мм — для первой и пятой осей.

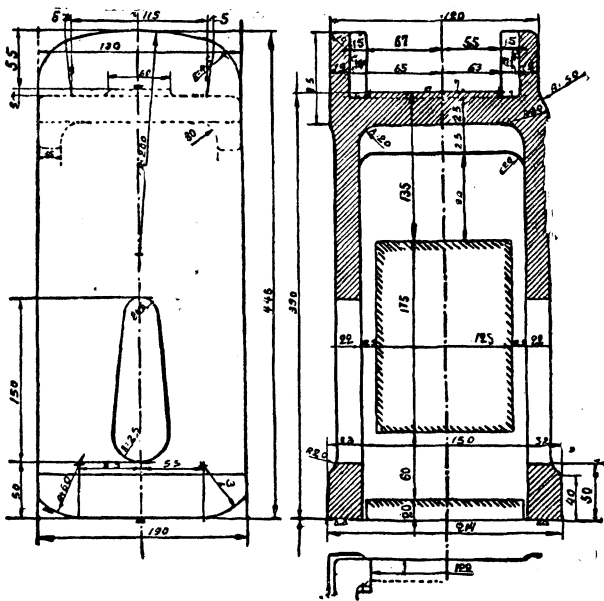
## РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕСА ПО ОСЯМ

Предварительная весовая ведомость составляется одновременно с разработкой эскизного проекта. После определяется вес наддрессорного строения, и находится центр тяжести паровоза. Имея определенные величины давлений на рельсы от сцепных и поддерживающих осей, а также мертвый вес паровоза,<sup>1</sup> мы находим вычитанием вес наддрессорного строения, приходящийся на каждую ось паровоза.

Если  $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$  — подвешенный вес на 1, 2...  $n$ -ых осях паровоза;  $Q$  — подвешенный вес всего паровоза;  $x_1, x_2, \dots, x_n$  — расстояние осей паровоза до какой-нибудь условно принятой оси;  $x$  — расстояние от центра тяжести подвешенного веса паровоза до той же оси, — то должно быть справедливым уравнение:

$$Q_1 x_1 + Q_2 x_2 + \dots + Q_n x_n - Qx = 0.$$

Если это уравнение при принятых плечах и нагрузках не удовлетворяется, то мы перемещаем центр тяжести подвешенных масс, а следовательно и всего паровоза, вперед или назад, до тех пор пока не достигнем заданного условия. Далее выбирается такая схема рессорного сопряженного подвешивания, которая гарантировала бы определенное выше распределение нагрузок наддрессорного строения паровоза на отдельные оси. По окончании проектирования всего паровоза, имея чер-



Фиг. 409. Рессорные упорки паровозов второго заказа.

тежи и зная, следовательно, теоретический вес всех его деталей, приступаем к составлению окончательной весовой ведомости. В этой ведомости по группам (котел, гарнитура котла, машина и т. д.) приводится вес всех деталей паровоза, при чем вес той или иной крупной детали указывается совместно с весом всех мелких деталей, к ней относящихся. Например в графе сухопарник — комплект указан суммарный вес сухопарника, кольца, болтов, гаек и других деталей, изображенных на чертеже сухопарника. Общий подсчет веса по всем группам даст нам вес всего паровоза.

Для определения положения центра тяжести наддрессорного строения паровоза (по продольной оси) нужно знать положение центра тяжести всех его

<sup>1</sup> Вообще под мертвым весом понимается вес необрессоренных частей паровоза. Однако при составлении развески в мертвый вес на бегунковых осях условно включается и вес таких деталей, как рама тележки, которые по сути дела по отношению к колесу являются обрессоренными. Это делается исключительно потому, что при „развешивании“ паровоза этот вес неподвижен по отношению к оси бегунка, и перемещение его вместе с остальными обрессоренными частями при нахождении правильного положения центра тяжести паровоза невозможно. Кроме того, этот вес при изменении плеч балансиров не распределяется между остальными осями, так как рама тележки является опорой балансира.

деталей относительно какой-нибудь условно выбранной оси. У нас принята ось на расстоянии 3 м от задней поддерживающей оси паровоза. Эта ось должна быть взята вне крайних точек паровоза, чтобы моментные плечи всех деталей паровоза для простоты расчета были одного знака. Центр тяжести каждой детали определяется путем деления отдельных ее частей на ряд простейших геометрических тел: призм, цилиндров, шаров и т. п. В графе „плечо в м“ указывается расстояние от центра тяжести каждой детали до принятой оси моментов. Графа „момент в кгм“ дает произведение веса на моментное плечо.<sup>1</sup> Поступая таким образом далее, подводим общий итог по ведомости и находим теоретический вес наддрессорного строения паровоза и суммарный момент его относительно вышеуказанной оси. Деля этот суммарный момент на вес наддрессорного строения паровоза, получаем теоретическое положение центра тяжести наддрессорного строения паровоза относительно той же оси.

### СИСТЕМА ПОДВЕШИВАНИЯ

Как известно, система подвешивания экипажа в трех точках обеспечивает постоянство нагрузок на ось независимо от просадки рессор.

В паровозах ФД, как видно из фиг. 404, передняя тележка, первая и вторая сцепные оси представляют собой первую группу сопряженных рессор, т. е. первую группу подвешивания.

Третья, четвертая, пятая сцепные оси и задняя поддерживающая ось с правой и левой стороны отдельно сопряжены в свою очередь продольными балансирами.

Строго говоря, такая система не может быть названа системой с тремя точками подвешивания, так как поперечная подвижная балочка между пятой и задней поддерживающей осями, связывающая правую и левую стороны, несколько нарушает изолированность каждой из них. С другой стороны, соотношение плеч в указанной балочке таково, что передача усилий с одной стороны на другую совершенно ничтожна, почему практически выбранная система обладает всеми качествами, присущими системе с тремя точками подвешивания.

Основные качества подвешивания в трех точках — статически определенное распределение нагрузок по осям, незначительность перегруза задних осей, который вызывается приложением момента от силы тяги на крюке, и увеличенная склонность к продольным колебаниям — вполне сохранены.

Говоря о выборе числа осей в каждой из сопряженных групп и расположении групп, следует заметить, что в целях создания наибольшего возвращающего момента рессор, необходимого для компенсации продольных колебаний наддрессорного строения, расположение групп должно быть по возможности симметричным относительно центра качания наддрессорного строения. Так как центр качания обычно находится вблизи центра тяжести паровоза, то представляется естественным объединение в одну группу рессор переднего бегунка, первой и второй сцепных осей и во вторую группу — рессор остальных осей.

Объединение правой и левой сторон переднего бегунка и двух первых сцепных осей в одну группу и остальных осей в две другие группы (правую

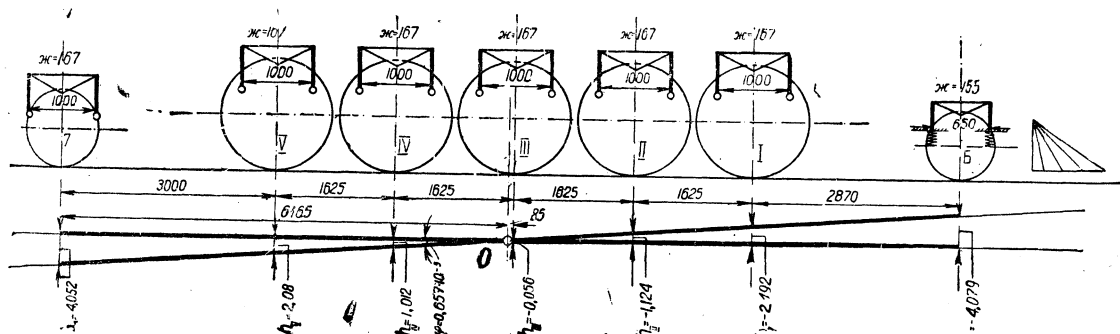
<sup>1</sup> Весовая ведомость паровоза ФД второго заказа и распределение веса по осям приводятся в приложениях.

и левую) вызвано необходимостью выравнивания нагрузок на правой и левой сторонах в той части экипажа, которая является преимущественно направляющей движение паровоза в кривых.

Как уже было указано выше, рессорные подвески выполнены в виде хомутов, без регулирующих гаек. Вполне понятно, что при статически определенном подвешивании надобность в регулировании прогиба отдельных рессор отпадает. Однако выполнение таких подвесок на производстве требует большой внимательности, ибо при неверно выполненных расстояниях между ножами в подвесках получается перекося отдельных рессор и в силу этого неправильная их работа. То же замечание должно быть сделано об исполнении балансиров и самих рессор. Отступления от проектных размеров в расстояниях между опорными точками вызывают перераспределение нагрузок по отдельным осям, и выравнивание их обычно может быть достигнуто только заменой этих деталей новыми.

### ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕСА МЕЖДУ ОСЯМИ ПАРОВОЗА ПРИ ПРИЛОЖЕНИИ К СТЯЖКЕ ПАРОВОЗА СИЛЫ ТЯГИ

Иллюстрацией преимуществ подвешивания в трех точках может служить подсчет перераспределения веса по отдельным осям паровоза. В этом подсчете мы ограничиваемся лишь рассмотрением задачи статики о воздействии веса экипажа на отдельные оси после поворота главной рамы вокруг некоторой точки, которую назовем полюсом вращения.



Фиг. 410. Схема подвешивания паровоза 1-5-1 с индивидуальными рессорами.

Примем, что на верхнее строение паровоза действует момент, вызываемый тем, что сила тяги, возникающая в плоскости рельса, составляет с реакцией от силы тяги на крюке пару сил с моментом  $M = F_k h$ , где  $h$  — расстояние от головок рельсов до оси крюка, условно принятое равным 1100 мм, и  $F_k$  — сила тяги = 20 000 кг (при коэффициенте сцепления  $\frac{1}{5}$ ), т. е.  $M = 22\,000$  кгм.

В действительности на надрессорное строение будет действовать лишь момент  $M_1$ , равный  $(h - R) F_k$ , где  $R$  — радиус движущих колес, момент же  $M_2$ , равный  $R F_k$ , будет действовать непосредственно на необрессоренную часть, следовательно  $M = M_1 + M_2 = h F_k$  — представит собой суммарный момент от силы тяги, действующий на рельс как от необрессоренной, так и от обрессоренной части экипажа. Для ясности картины и в целях намеренного преувеличения небольших по своей абсолютной величине результатов примем, что момент  $M$  действует целиком на надрессорное строение.

Сначала рассмотрим случай несопряженного подвешивания. Предположим, что балансиры вовсе отсутствуют, т. е. все рессоры индивидуальные, и рассмотрим эффект от воздействия на такой экипаж момента  $M$  (фиг. 410).

На схеме (фиг. 410) над каждым колесом указана жесткость рессоры, равная 167 кг/мм для движущих осей и 155 кг/мм для переднего бегунка.

Под действием момента  $M$  экипаж повернется на угол  $\varphi$  вокруг точки  $O$ , являющейся полюсом вращения верхнего строения, и примет положение, изображенное на фиг. 410.

Для определения положения точки  $O$  и величины угла  $\varphi$  имеем два условия:

1) сумма перегрузов и разгрузов, возникающих под действием момента  $M$ , на всех осях равна нулю, так как никакие дополнительные вертикальные силы на систему не действуют;

2) сумма моментов перегрузов относительно полюса вращения равна действующему моменту  $M = 22\,000$  кгм.

Обозначая через  $\lambda_n$  расстояние от  $n$ -й оси до полюса вращения, через  $\varphi$  — угол поворота, через  $\mathcal{K}$  — жесткость рессоры, имеем условия равновесия:

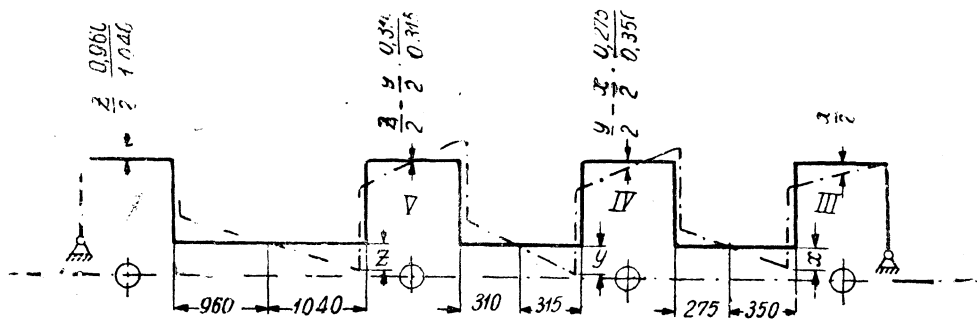
$$\sum 2 \mathcal{K} \lambda_n \varphi = 0 \quad (A)$$

$$\sum 2 \mathcal{K} \lambda_n^2 \varphi = M. \quad (B)$$

Присваивая индексы: „6“ — бегунку, порядковые римские цифры — движущим осям и „7“ — поддерживающей, седьмой по счету, оси, — имеем из разбивки осей и базы паровоза:

$$\lambda_7 = \lambda; \lambda_V = \lambda - 3; \lambda_{IV} = \lambda - 4,625; \lambda_{III} = \lambda - 6,25; \lambda_{II} = \lambda - 7,875; \lambda_I = \lambda - 9,5; \lambda_6 = \lambda - 12,37.$$

В дальнейшем условимся считать положительными:  $\lambda_n$  — влево от полюса вращения,  $\varphi$  — при повороте оси экипажа от первоначального положения в направлении, противоположном направлению движения часовой стрелки.



Фиг. 411. Схема задней группы рессорного подвешивания.

Подставляя величины  $\lambda$  и  $\varphi$  в уравнения (A) и (B), получим:

$$2\varphi \{[\lambda + (\lambda - 3) + (\lambda - 4,625) + (\lambda - 6,25) + (\lambda - 7,875) + (\lambda - 9,5)] 167 \cdot 10^3 + (\lambda - 12,37) 155 \cdot 10^3\} = 0, \quad (A')$$

откуда:

$$\lambda = 6165 \text{ мм.}$$

Получив значение  $\lambda$ , подставляем его в преобразованное уравнение (B):

$$2\varphi (1157 \lambda^2 - 13\,772 \lambda - 60\,739) 10^3 = 22\,000,$$

откуда находим, что

$$\varphi = 0,657 \cdot 10^{-3}.$$

Зная  $\varphi$  и  $\lambda$ , можем легко определить дополнительные прогибы, получающиеся при наклоне экипажа  $h = \lambda \varphi$ , и перегрузы для отдельных осей  $\Delta P_n = 2 h_n \mathcal{K} = 2 \mathcal{K} \cdot \lambda_n \varphi$ .

Таким путем получены величины, сведенные в таблице 126.

В действительности экипаж паровоза ФД подвешен в трех точках. При переводе этой задачи из пространственной в плоскостную нашему исследованию будут подлежать перегрузы, получающиеся в двух группах, сбалансированных каждая внутри себя. Условия равновесия не изменятся,

т. е.  $\sum 2 \mathcal{K} h'_n = 0$  и  $\sum 2 \mathcal{K} h'_n \lambda_n = M$ , где  $\lambda_n$  сохраняет прежнее значение, а  $h'_n$  представляет собой суммарный прогиб рессоры, получающийся от сложения двух прогибов — прогиба от наклона всего экипажа над рассматриваемой осью и прогиба относительно рамы, получающегося от пере-

мещения балансиров внутри каждой группы при наклоне экипажа. Поэтому  $h'_n$  не равно величине  $\lambda_n \varphi$ , как это было в рассмотренном выше случае с индивидуальными рессорами, а представляет собой некоторую отличную от них величину, к определению которой мы и переходим.

В заднюю группу входят 4 оси, соединенные между собой тремя балансирами (фиг. 411). Воздействие на рассматриваемую группу от поворота главной рамы вокруг точки  $O$  на величину угла  $\varphi$  выразится в том, что передние концы всех балансиров несколько наклонятся книзу.

Обозначим через  $x$ ,  $y$  и  $z$  относительные (по отношению к раме) перемещения концов соответствующих балансиров. Вызываемые этими перемещениями дополнительные перемещения (также относительно рамы) средин рессор (прогибы) будут:

$$\text{для третьей оси: } +\frac{x}{2};$$

$$\text{для четвертой оси: } +\frac{y}{2} - \frac{x}{2} \frac{0,275}{0,350};$$

$$\text{для пятой оси: } +\frac{z}{2} - \frac{y}{2} \frac{0,310}{0,315};$$

$$\text{для седьмой оси: } -\frac{z}{2} \frac{0,960}{1,040}.$$

Суммарные прогибы (при тех же обозначениях) будут:

$$h'_{III} = h_{III} + \frac{x}{2} = \lambda_{III} \varphi + \frac{x}{2} = \varphi (\lambda - 6,25) + \frac{x}{2};$$

$$h'_{IV} = h_{IV} + \frac{y}{2} - \frac{x}{2} \frac{0,275}{0,350} = \lambda_{IV} \varphi + \frac{y}{2} - \frac{x}{2} \frac{0,275}{0,350} = \varphi (\lambda - 4,625) + \frac{y}{2} - \frac{x}{2} \frac{0,275}{0,350};$$

$$h'_V = h_V + \frac{z}{2} - \frac{y}{2} \frac{0,310}{0,315} = \lambda_V \varphi + \frac{z}{2} - \frac{y}{2} \frac{0,310}{0,315} = \varphi (\lambda - 3,0) + \frac{z}{2} - \frac{y}{2} \frac{0,310}{0,315};$$

$$h'_7 = h_7 - \frac{z}{2} \frac{0,960}{1,040} = \lambda_7 \varphi - \frac{z}{2} \frac{0,960}{1,040} = \lambda \varphi - \frac{z}{2} \frac{0,960}{1,040}.$$

Выразив прогибы рессор через перемещения концов балансиров и величины  $\varphi$  и  $\lambda$ , составим уравнения равновесия балансиров:

для балансира третьей и четвертой осей:

$$167 \cdot 10^3 \left[ \varphi (\lambda - 6,25) + \frac{x}{2} \right] 0,350 = 167 \cdot 10^3 \left[ \varphi (\lambda - 4,625) + \frac{y}{2} - \frac{x}{2} \frac{0,275}{0,350} \right] 0,275,$$

для балансира четвертой и пятой осей:

$$167 \cdot 10^3 \left[ \varphi (\lambda - 4,625) + \frac{y}{2} - \frac{x}{2} \frac{0,275}{0,350} \right] 0,315 = 167 \cdot 10^3 \left[ \varphi (\lambda - 3,0) + \frac{z}{2} - \frac{y}{2} \frac{0,310}{0,315} \right] 0,310,$$

для балансира пятой и седьмой осей:

$$167 \cdot 10^3 \left[ \varphi (\lambda - 3,0) + \frac{z}{2} - \frac{y}{2} \frac{0,310}{0,315} \right] 1,040 = 167 \cdot 10^3 \left[ \varphi \lambda - \frac{z}{2} \frac{0,960}{1,040} \right] 0,960.$$

Деля обе части уравнений на числовые коэффициенты, помещенные в левой части, получим систему уравнений:

$$0,809 x - 0,393 y = (2,615 - 0,214\lambda) \varphi \quad (1)$$

$$-0,393x + 0,984 y - 0,492 z = (1,673 - 0,016\lambda) \varphi \quad (2)$$

$$-0,492 y + 0,925 z = (3,0 - 0,077\lambda) \varphi. \quad (3)$$

Решая эти три уравнения, получим:

$$x = (7,388 - 0,413 \lambda) \varphi$$

$$y = (8,549 - 0,305 \lambda) \varphi$$

$$z = (7,801 - 0,245 \lambda) \varphi.$$

Подставляя найденные значения для перемещений балансиров в уравнения прогибов, получим:

$$h'_{III} = \left( \lambda - 6,25 + \frac{7,388 - 0,413\lambda}{2} \right) \varphi = (0,794\lambda - 2,556) \varphi$$

точно так же:

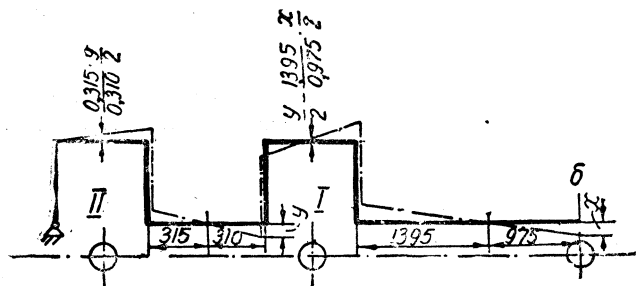
$$h'_{IV} = (1,01\lambda - 3,254) \varphi$$

$$h'_V = (1,027\lambda - 3,306) \varphi$$

$$h'_7 = (1,113\lambda - 3,6) \varphi.$$



Рассмотрим переднюю группу (фиг. 412), в которую входят первая и вторая движущие оси, соединенные балансиrom, и бегунок, соединенный поперечным и продольным балансиrom с первой движущей осью. Передний конец переднего продольного балансира опирается на люльку и далее, через раму тележки, на рессоры.



Фиг. 412. Схема передней группы рессорного подвешивания.

Вспомогая, что жесткость подвешивания бегунка равна 155 кг/мм и решая вопрос тем же методом, получаем следующую исходную систему уравнений для передней рессорной группы:

$$\begin{aligned} 155 \cdot 10^3 \cdot 0,975 (h_6 + x_1) &= \\ &= 167 \cdot 10^3 \cdot \frac{1,395}{2} \left( h_1 - \frac{x_1}{2} \frac{1,395}{0,975} + \frac{y_1}{2} \right); \\ 167 \cdot 10^3 \cdot 0,310 \left( h_1 - \frac{x_1}{2} \frac{1,395}{0,975} + \frac{y_1}{2} \right) &= \\ &= 167 \cdot 10^3 \cdot 0,315 \left( h_{II} - \frac{y_1}{2} \frac{0,315}{0,310} \right), \end{aligned}$$

которую сводим в систему:

$$\begin{aligned} 1,551x_1 - 0,385y_1 &= (5,05 - 0,229\lambda) \varphi; \\ 0,715x_1 - 1,016y_1 &= (1,498 + 0,016\lambda) \varphi; \end{aligned}$$

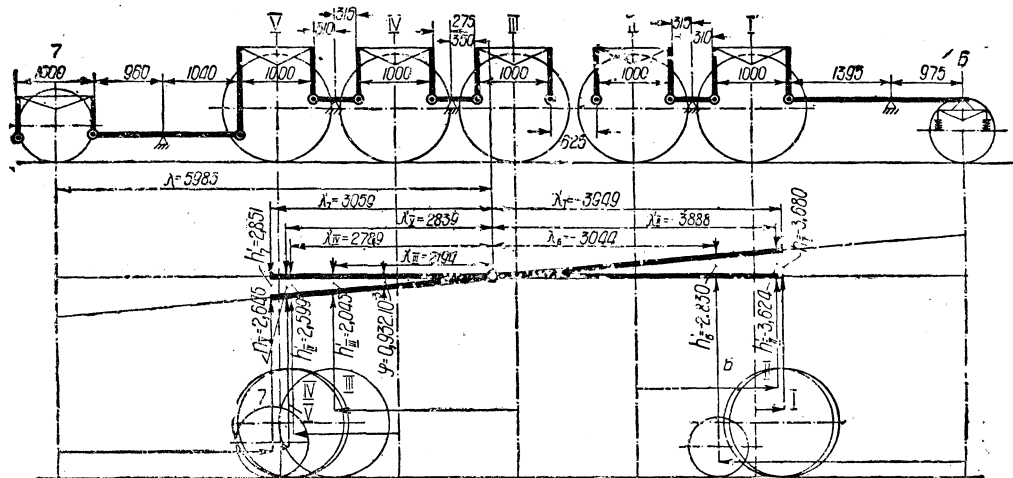
откуда:

$$\begin{aligned} x_1 &= (4,39 - 0,175\lambda) \varphi \\ y_1 &= (4,566 - 0,107\lambda) \varphi \end{aligned}$$

и

$$\begin{aligned} h_6' &= \frac{100}{167} (\lambda - 12,37 - 0,175\lambda + 4,39) \varphi = (0,825\lambda - 7,98) \varphi \\ h_I' &= (1,071\lambda - 10,357) \varphi \\ h_{II}' &= (1,054\lambda - 10,194) \varphi. \end{aligned}$$

Таким образом, неизвестные величины-прогибы нами выражены через  $\varphi$  и  $\lambda$ . Величины прогибов пропорциональны углу отклонения  $\varphi$ . Поэтому все помещенные в скобках выражения можно рассматривать как „приведенные балансировкой“ плечи, которые в действительности являются



Фиг. 413. Схема сбалансированного рессорного подвешивания.

фиктивными. Эти фиктивные плечи перегруппировывают расположение осей во время поворота надрессорного строения вокруг полюса вращения в соответствии с размерами подвешивания и жесткостями рессор. Условное расположение осей на „приведенных расстояниях“ от полюса вращения показано на фиг. 413.

„Кучное“ расположение всех осей каждой группы обуславливает незначительность различия величин  $h'$  у разных осей, увеличивая их для средних осей и уменьшая их для крайних, что весьма выгодно, так как ослабляет перенапряжения рессор при больших прогибах.

Заслуживает внимания, что величины  $h'_n = (\alpha \lambda_n - \beta) \varphi$  присущи только данному подвешиванию, его размерам и отношению жесткостей рессор на различных осях.

Из первого условия равновесия можно написать:

$$2 \varphi (0,825\lambda - 7,98 + 1,071\lambda - 10,357 + 1,054\lambda - 10,194 + 0,794\lambda - 2,556 + 1,01\lambda - 3,254 + 1,027\lambda - 3,306 + 1,113\lambda - 3,6) = 0,$$

откуда:

$$\lambda = 5,983 \text{ м.}$$

Действительные расстояния от осей до полюса вращения будут:

$$\lambda_6 = \lambda - 12,37 = -6,387 \text{ м}$$

$$\lambda_I = \lambda - 9,5 = -3,517 \text{ „}$$

$$\lambda_{II} = \lambda - 7,825 = -1,892 \text{ „}$$

$$\lambda_{III} = \lambda - 6,25 = -0,267 \text{ „}$$

$$\lambda_{IV} = \lambda - 4,625 = +1,358 \text{ „}$$

$$\lambda_V = \lambda - 3,0 = +2,983 \text{ „}$$

$$\lambda_7 = \lambda = 5,983 \text{ „}$$

и приведенные плечи  $\lambda'_n = \frac{h'_n}{\varphi}$ :

$$\frac{h'_6}{\varphi} = \lambda'_6 = 0,825 \cdot 5,983 - 5,980 = -3,044 \text{ м}$$

$$\frac{h'_I}{\varphi} = \lambda'_I = 1,071 \cdot 5,983 - 10,357 = -3,949 \text{ „}$$

$$\frac{h'_{II}}{\varphi} = \lambda'_{II} = 1,054 \cdot 5,983 - 10,194 = -3,888 \text{ „}$$

$$\frac{h'_{III}}{\varphi} = \lambda'_{III} = 0,794 \cdot 5,983 - 2,556 = 2,194 \text{ „}$$

$$\frac{h'_{IV}}{\varphi} = \lambda'_{IV} = 1,01 \cdot 5,983 - 3,254 = 2,789 \text{ „}$$

$$\frac{h'_V}{\varphi} = \lambda'_V = 1,027 \cdot 5,983 - 3,306 = 2,839 \text{ „}$$

$$\frac{h'_7}{\varphi} = \lambda'_7 = 1,113 \cdot 5,983 - 3,600 = 3,059 \text{ „}$$

В уравнении моментов  $\sum 2 \text{ ж } h'_n \lambda_n = \sum 2 \varphi \lambda'_n \lambda_n \text{ ж} = 22\,000$  в „приведенном“ плече бегунка уже учтено отношение жесткостей, поэтому подставляем лишь одну жесткость  $167 \cdot 10^3 \text{ кг/м}$ :  $2 \varphi 167 \cdot 10^3 (3,044 \cdot 6,387 + 3,949 \cdot 3,517 + 3,888 \cdot 1,892 - 2,194 \cdot 0,267 + 2,789 \cdot 1,358 + 2,839 \cdot 2,983 + 3,059 \cdot 5,983) = 22\,000 \text{ кгм}$ , откуда:

$$\varphi = 0,932 \cdot 10^{-3}.$$

Пользуясь найденными соотношениями, подсчитываем получающиеся перегрузы  $\Delta P = 2 \text{ ж } h' = 2 \text{ ж } \varphi \lambda'$ , величины которых сводим в таблице 126.

ТАБЛИЦА 126

Перераспределение веса по отдельным осям паровоза

№№ осей	При сбалансированной системе				При несбалансированной системе		
	$\lambda$ мм	$\lambda'$ мм	$h' = \lambda' \varphi$ мм	$\Delta P = 2 \text{ ж } h'$ кг	$\lambda$ мм	$h = \lambda \varphi$ мм	$\Delta P = 2 \text{ ж } h$ кг
6	-6 387	-3 044	-2 836	-946	-6 205	-4,079	-1 262
I	-3 517	-3 949	-3 680	-1 230	-3 335	-2,192	-731
II	-1 892	-3 888	-3 624	-1 210	-1 710	-1,124	-373
III	-267	+2 194	+2 045	+683	-85	-0,056	-19
IV	+1 358	+2 789	+2 599	+868	+1 540	+1,012	+338
V	+2 983	+2 839	+2 646	+883	+3 165	+2,080	+695
7	+5 983	+3 059	+2 851	+952	+6 165	+4,052	+1 353

Зная перераспределение веса между отдельными сцепными осями, найдем алгебраическую сумму перегрузов на сцепных осях, имея в виду, что они соединены между собою сцепными дышлами<sup>1</sup> и поэтому на сцепной вес и силу тяги оказывает влияние их сумма.

ТАБЛИЦА 127

Перераспределение веса между сцепными и поддерживающими осями

	П е р е г р у з ы				
	сцепных осей	бегунка	задней поддерживающей оси		
	кг	кг	‰	кг	‰
При несбалансированной системе . . . . .	— 90	— 1262	100	+ 1 353	100
При сбалансированной системе . . . . .	— 14	— 946	75	+ 952	70

Из таблицы 127 видно, что для современных мощных паровозов с большой базой, к числу которых относится и паровоз ФД, включение тележек в общую систему подвешивания и осуществление статически определяемого подвешивания в трех точках дают следующие результаты:

- 1) уменьшение обезгруживания переднего бегунка на 25‰;
- 2) снижение перегруза задней поддерживающей оси на 30‰.

Расчет показывает, что наличие задней поддерживающей оси не может служить причиной буксования паровоза при реализации большой силы тяги, так как обезгруживание сцепных осей при несбалансированной системе подвешивания составляет максимум 90 кг, т. е. 0,09‰ от сцепного веса, иначе говоря является величиной, практически совершенно неуловимой. При подвешивании в трех точках, как это в действительности и осуществлено в паровозе ФД, разгрузка делается еще меньшей, достигая всего 0,014‰.

## ТЕЛЕЖКИ

### ПЕРЕДНЯЯ ТЕЛЕЖКА

#### ВЫБОР ТИПА ТЕЛЕЖКИ

В современных тяжелых паровозах с большой базой силы трения, боковые давления колеса на рельс и отклонения тележек достигают значительных величин. Эти увеличившиеся по сравнению с прежними паровозами силы и отклонения привели к новым конструктивным формам передних тележек. В паровозах с одним передним бегунком наибольшее распространение получили тележки Бисселя и Краусса. В последних боковое давление, возникающее при проходе паровоза кривой, распределяется между бегунковой и передней сцепной осью, что приходится считать особенно ценным, в виду удара, возникающего при входе в кривую, поглощаемого рессорным возвращающим аппаратом шкворня.

При входе в кривую в товарных паровозах, работающих обычно при малых и средних скоростях (а таким паровозом является ФД), эффект от удара, пропорциональный квадрату скорости, будет значительно меньше, чем в быстроходных пассажирских паровозах. Это послужило причиной отказа от кинематического сочленения бегунка с передней движущей осью, конструктивно довольно

<sup>1</sup> Влияние перераспределения веса в локомотивах, не имеющих сцепных дышел, разобрано в работе Lindner'a „Forschungsarbeiten“ Heft 333. VDI Berlin, 1930.

сложно осуществляемого по методу Краусс-Гельмгольца, и позволило остановиться на более простой тележке типа Биссель.

Как известно, водило одноосной тележки типа Биссель, могущее вращаться вокруг неподвижного шкворня, соединено при помощи поперечной рамы с буксами, имеющими, как правило, возможность игры в раме тележки. Нагрузка на тележку обычно передается через закрепленный на главной раме неподвижный шкворень люльке тележки, далее через возвращающее устройство — раме тележки и, наконец, через рессоры — буксам и шейкам оси. Передача нагрузки производится обычно над осью бегунка, поэтому водило и шкворень тележки разгружены от действия вертикальных сил и передают главному строению лишь боковые давления. Такой способ передачи нагрузки на тележку привел к осуществлению возвращающей силы при помощи подвесок, секторов или скользунов (впрочем, последние на передних тележках употребляются весьма редко). Преимущество всех этих устройств в том, что действие их всегда пропорционально нагрузке. Возвращающая сила может получаться при помощи пружин и рессор. Их работа не связана с нагрузкой и в значительной мере зависит от обслуживающего персонала, имеющего возможность при затяжке гаек хомутов на рессорах устанавливать произвольные прогибы рессоры, т. е. иначе — произвольные возвращающие усилия.

Подвешивание всего экипажа в трех точках требовало включения передней тележки в общую схему подвешивания, т. е. сочленения ее рессор балансиrom с рессорами передней движущей оси. Балансировка тележки меняет способ передачи давления на люльку, превращая опору люльки из неподвижного шкворня в подвижный в вертикальном направлении стакан на конце балансира. Сферическая форма нижней опорной поверхности стакана оставляет в силе присущее тележкам Бисселя ценное свойство поперечной балансировки. Сообщение люльке дополнительной вертикальной игры не меняет принципа получения возвращающей силы при помощи подвесок или секторов. Применение тележек Бисселя, сбалансированных с главным экипажем, подвешенной люлькой секторами или подвесками, является вполне логичным этапом в развитии современного паровозостроения.

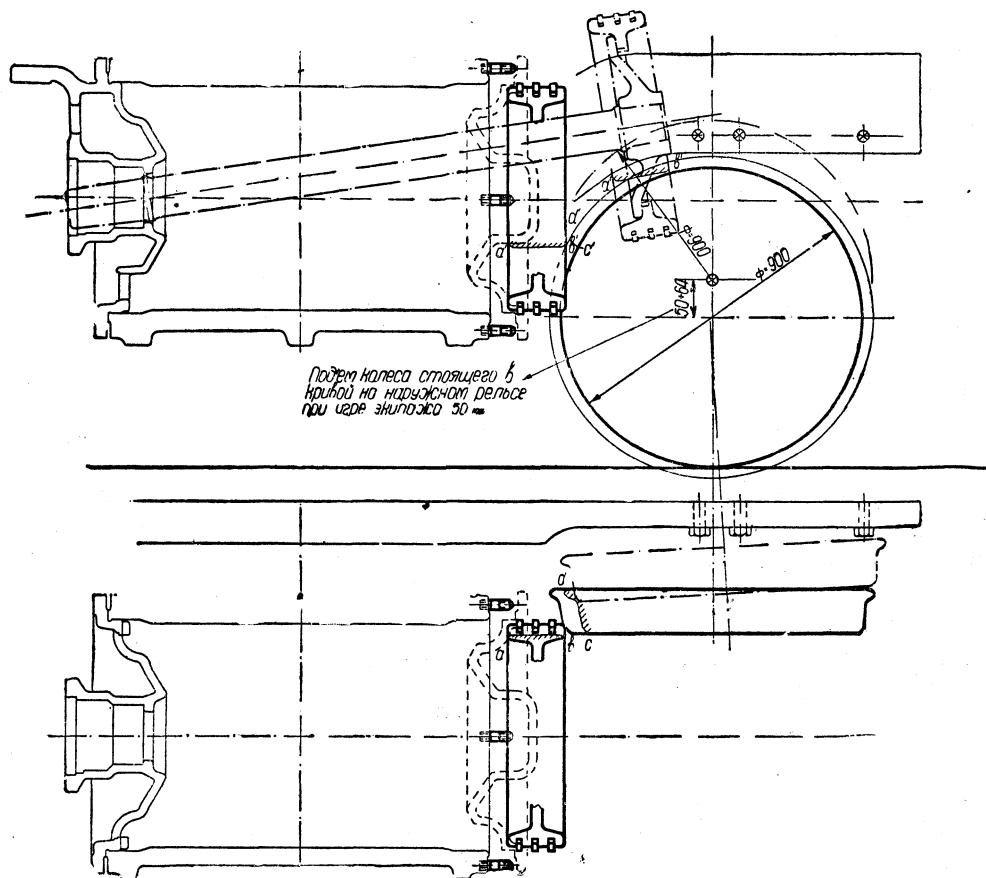
Реализация возвращающих сил при помощи подвесок зависит от размеров подвесок и их расположения. Само подвешивание люльки в этом случае осуществляется на ножах и призматических поверхностях для них. Большое удельное давление по линии соприкосновения ножей с опорами, а также узкие границы, в пределах которых происходит перекатывание ножей по призмам, после чего начинается проскальзывание, приводят к износу канавок в призмах, сплющиванию рабочих граней ножей и прочим дефектам. Износ ножей и призм и возникновение значительного трения искажают предположительные законы изменения возвращающих сил.

В секторах же с широкой опорной поверхностью, благодаря увеличению зоны касания сектора с плитой при перекатывании его на всю величину отклонения тележки, а также вследствие уменьшения удельного (линейного) давления износы и дополнительное трение значительно уменьшаются. Это сближает среднюю эксплуатационную работу секторов с теоретически запроектированной.

В результате этих соображений мы остановились на тележке Бисселя с подвешенной люлькой и секторами в качестве возвращающего механизма.

Одним из основных требований при проектировании паровоза ФД было всемерное сокращение его колесной и общей базы. Проектирование бегунка и было подчинено выполнению этого требования.

Выбор расстояния между осями бегунка и цилиндра производится на основании следующих соображений. После выяснения основных размеров цилиндра, крышки цилиндра и поршня (фиг. 414) наносится условная предельная плоскость, параллельная плоскости притирки цилиндра, определяющая возможность снятия крышки со шпилек. Расстояние этой плоскости от плоскости притирки равно



Фиг. 414. Проба съемки передней крышки и выемки поршня.

выступающей длине шпилек, сложенной с толщиной крышки цилиндра плюс некоторый зазор (20 — 25 мм). За эту плоскость колесо, стоящее на прямом участке пути, заходить не должно. Проба производится одновременно в трех проекциях, так как габаритные линии крышки и бегунка находятся в разных плоскостях.

После предварительной установки бегунка производится проверка выбранного размера пробой на выемку поршня. При этом предполагается, что поршень вынимается после снятия передней крышки, разборки заднего сальника и разъединения поршневого штока с крейцкопфом. Дело это требует известного навыка, так как зачастую для обхода колеса бегунка приходится заносить поршень наружу и вверх.

Необходимости в искусственном удлинении базы паровоза из каких-либо других соображений обычно не бывает, поэтому бегунок всегда стараются установить возможно ближе к центру цилиндра. В паровозе ФД к этому принуждала также сравнительно небольшая нагрузка на ось бегунка, уменьшающаяся с выносом бегунка вперед.

Из дальнейших проб выясняется нижний, переходный от цилиндра к буферному брусу контур главной рамы. Пробы заключаются в том, что в плане бегунок отклоняют на величину предельного отклонения передней тележки. При этом предполагают, что бегунок стоит в кривой на наружном рельсе, имеющем вертикальное превышение в 64 мм, и, кроме того, что самая главная рама при поперечной качке отклонилась вниз на 50 мм. Это определяет возможное приближение гребня к главной раме и к выступающим из нее головкам болтов. Обычно при таком положении гребень тележки уже заходит за наружную плоскость рамы, и передний конец ее при брусковых рамах приходится делать тоньше. Далее следует опробовать контур рамы тележки с выступающими из него деталями (например, хомутами рессорных подвесок) относительно нижней кромки главной рамы и при необходимости подрезать их или опустить книзу.

Из описания проб видно, что наилучшее конструктивное решение и по сокращению базы паровоза, и по удобству съема крышек, и по установлению наилучшей формы переднего конца рамы получается при уменьшении диаметра бегунка. Кроме того, с уменьшением диаметра бегунка уменьшаются во-первых угол набегания и во-вторых перегруз наружного и разгруз внутреннего колес.

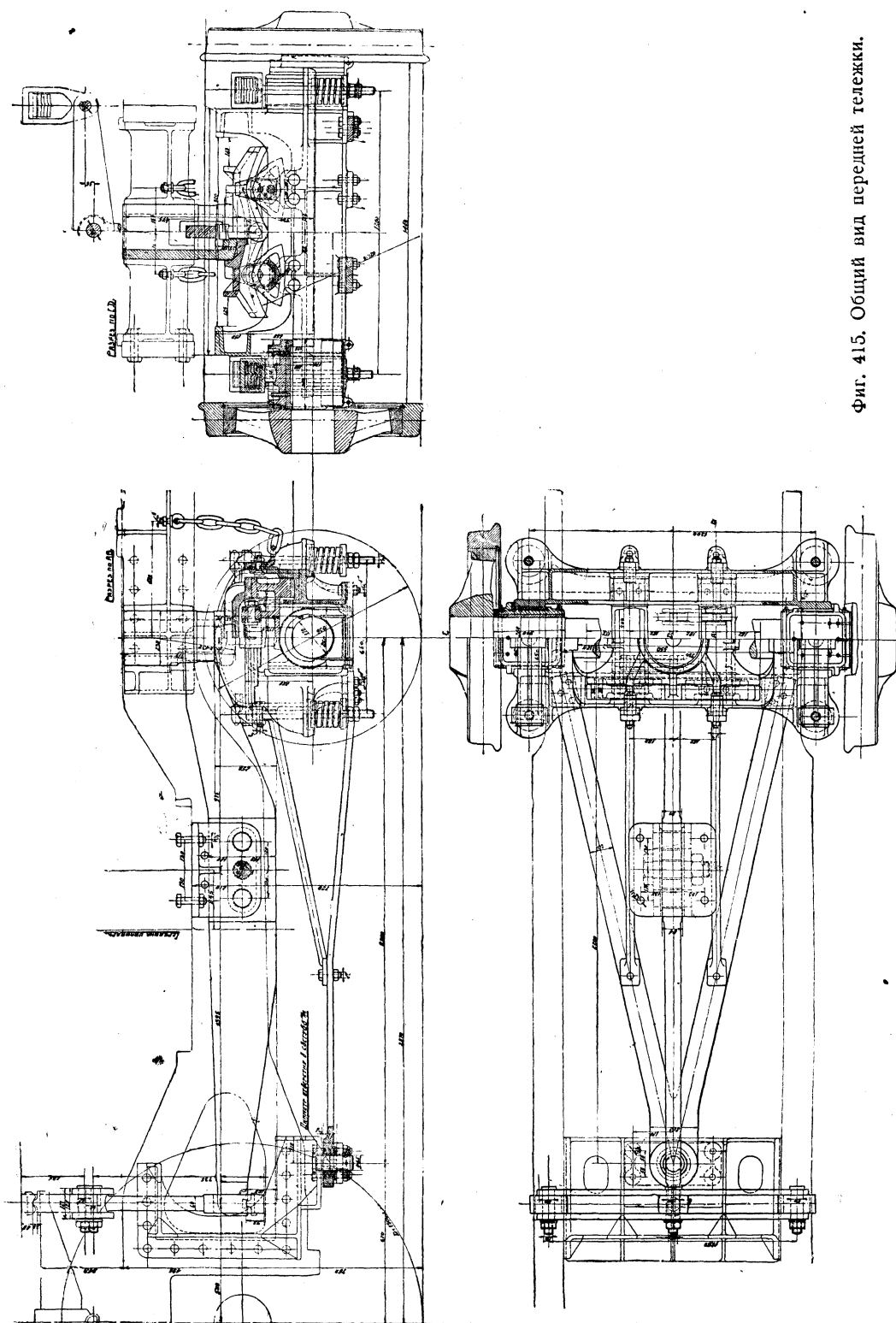
Последнее явление происходит вследствие добавочного момента  $Y \frac{D}{2}$ , возникающего при переносе бокового давления из плоскости рельса в плоскость оси колеса.

С другой стороны, в целях снижения окружной скорости шейки следует стремиться к уменьшению числа оборотов бегунка, т. е. к увеличению его диаметра.

В зависимости от соображений, определяющих общее проектирование данного паровоза, перечисленные требования удовлетворяются в большей или меньшей степени. На большинстве наших паровозов диаметр бегунков равен 1050 мм. В Америке, наоборот, идут на уменьшение диаметра колес передних бегунков. Наиболее распространенный диаметр бегунков на дорогах США, как видно будет из таблицы 131, составляет 36" (914 мм) или даже 33" (838 мм). Подсчеты показывают, что в США допускаются несколько большие значения для характеристики гребня, чем у нас. Это повышение возможно за счет постановки более устойчивых шеек, улучшения подвода смазки в подшипники букс и уменьшения торцового гребня.

В паровозе ФД, после производства указанных выше конструктивных проб и после наметки конструкций букс с улучшенными условиями смазки подшипников, диаметр бегунка по кругу катания был принят равным 900 мм при толщине бандажа в 75 мм.

В результате конструктивных выяснений расстояние от середины цилиндра до центра бегунка было взято равным 1220 мм, и по выяснении остальных элементов базы паровоза был произведен расчет динамического вписывания паровоза в кривые. Результаты подсчетов отклонений и возвращающих сил



Фиг. 415. Общий вид передней тележки.

служили основой для дальнейшей конструктивной разработки тележки. Из расчета вписывания была получена теоретическая длина тележки в 2200 мм, позволившая установить положение центра шкворня на 670 мм впереди от первой сцепной оси. Конструктивно центр шкворня разместился на горизонтальной плите переднего междурамного крепления главной рамы, объединенного с кронштейном подшипников главного тормозного вала. При установке тележки в кривых разного радиуса получено максимальное отклонение тележки на 122 мм, которым определена установка ограничителей отклонения на  $\pm 125$  мм от среднего положения.

При применении тележек с наружными буксами база паровоза должна будет увеличиться, так как большее приближение наружной рамы тележки к продольной оси цилиндра затрудняет выемку поршня. Наличие контр-штока влечет за собой также усложнение выемки поршня и в известных случаях может вызвать увеличение расстояния между бегунком и цилиндром, т. е. опять-таки увеличить базу паровоза.

### КОНСТРУКЦИЯ ПЕРЕДНЕЙ ТЕЛЕЖКИ

Выбор конструкции и выяснение основных размеров тележки позволили приступить непосредственно к ее проектированию, которое заключалось в параллельном выяснении отдельных мест и узлов и нанесении их на общий вид тележки для общей увязки всей конструкции (фиг. 415).

Передняя тележка состоит из колесной пары с буксами, рамы тележки, водела, шкворня, люльки, секторов, рессор и продольного балансира со стойкой, подвеской, опорным стаканом, предохранительными цепями и др. Пограничными деталями являются: буферный брус, в задней части отливки которого размещаются направляющие поверхности для стакана шкворня, главная рама, цилиндр, переднее междурамное скрепление и рессорное подвешивание главной рамы.

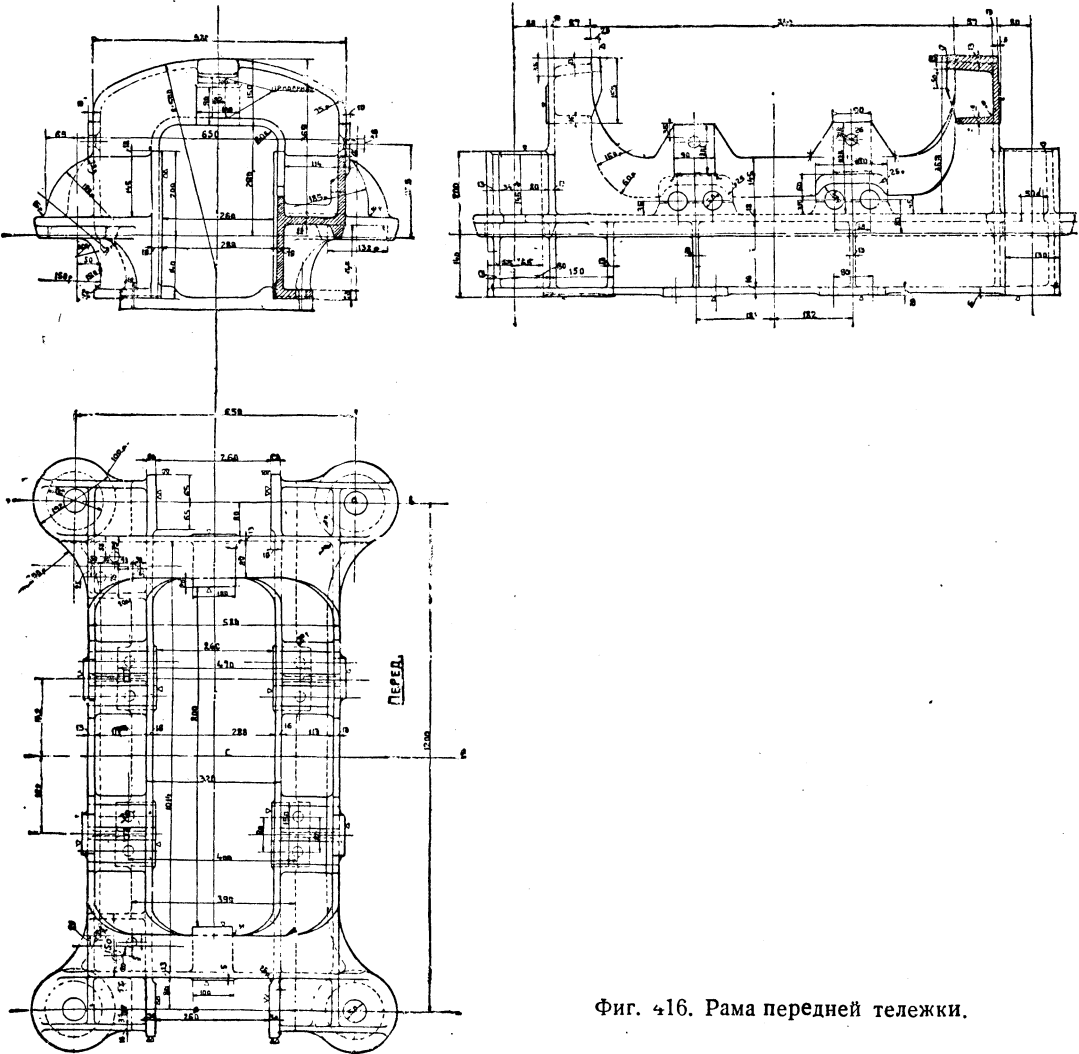
**Рама тележки** (фиг. 416). В середине поперечной плоскости тележки, над рамой помещается люлька с опорными поверхностями для секторов. Средняя часть люльки является одновременно ограничителем отклонения тележки. Расстояние 125 мм (по центру оси) определяет расположение верхней, проходящей над бегунковой осью поперечины. На ней имеется обработанный прилив, упирающийся в люльку при максимальном отклонении тележки. Сечение поперечины выбрано швеллерообразным. Вертикальная стенка швеллера располагается снаружи. Между верхней поперечиной и колесом размещается листовая рессора, под которой находится букса. Буксовыми направляющими служат вертикальные стенки и торцовый прилив снаружи рамы тележки.

Вдоль оси, по бокам проходят горизонтальные продольные полки, ужесточенные параллельными им нижними полками и вертикальными стенками. На горизонтальных полках на расстоянии 364 мм между центрами устанавливаются секторы. На наружные концы этих полок опираются концы спиральных рессор тележки. Таким образом через эти две продольные горизонтальные полки происходит передача давления сверху от люльки через сектор к рессорам и шейкам оси. Минимальное расстояние между вертикальными стенками полок—96 мм, что при ширине сектора в 80 мм дает зазоры по 8 мм на сторону. Под секторными опорами проходят отъемные поперечины, исполняющие роль подбуксовых струнок. К двум приливам на задней наружной стенке, над центрами опор сектора



крепятся верхние вертикальные фланцы водила тележки. Толщина стенок в раме тележки взята равной 13 мм. Материал ЛСт1. Теоретический вес — 356 кг.

**Возвращающий механизм** (фиг. 417). Обычно при цилиндрическом круглом секторе *МОQ* и плоских опорных поверхностях *СКD* (фиг. 418), образующих с горизонтом угол  $\alpha$ , часть поверхности сектора на участке *AB* никогда не ка-



Фиг. 416. Рама передней тележки.

сается опорной плиты. Расстояние между крайними точками сектора при этом равно:

$$MQ = 2R \sin (\alpha + \varphi).$$

Угол  $\varphi$  определяется из заданного отклонения тележки  $e$  (по горизонтали) или  $e'$  по плите *АС*, где:

$$e' = \frac{e}{\cos \alpha} .$$

Так как при этом предполагается чистое качение сектора по опорной поверхности, то  $\varphi = \frac{e'}{R}$ , где  $R$  — радиус сектора.

Принимая  $R = 250$  мм, отклонение  $e = 150$  мм, возвращающую силу, равной 15% от нагрузки, т. е.  $\operatorname{tg} \alpha = 0,15$ , или  $\alpha = 8^{\circ}30'$ , получим:

$$e' = 152 \text{ мм},$$

$$\varphi = \frac{152}{250} \cdot \frac{180^{\circ}}{\pi} = 35^{\circ},$$

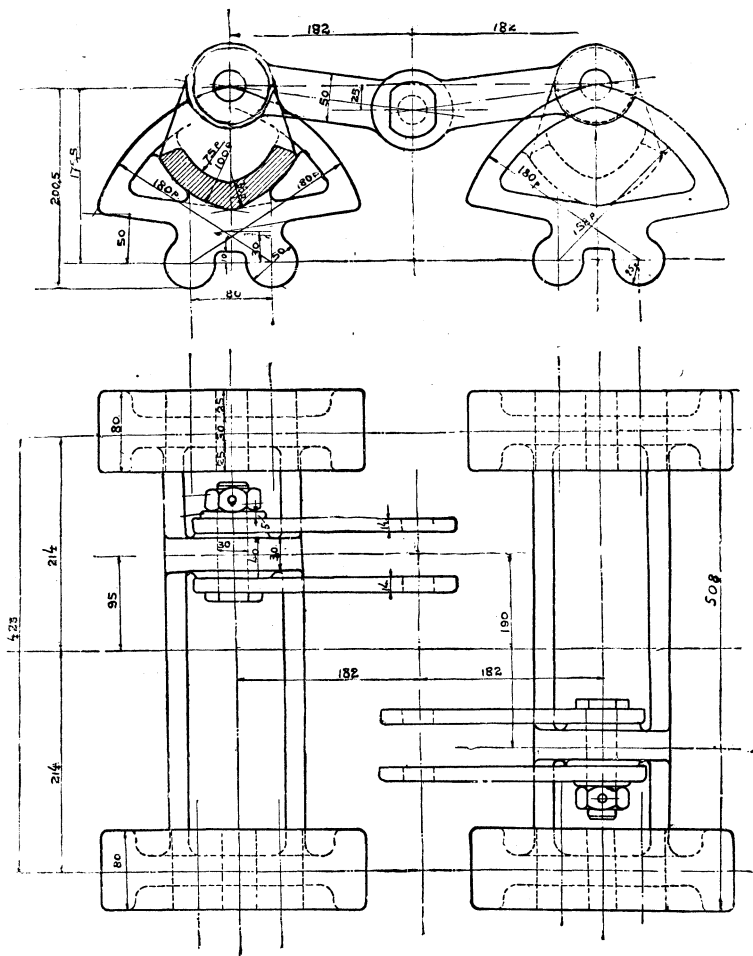
$$MQ = 2 \cdot 250 \cdot \sin (35^{\circ} + 8^{\circ}30') = 342 \text{ мм}.$$

Проведем  $AE \parallel KD$  и восставим в точке  $A$  перпендикуляр  $AO_1 = R$  к направлению  $AE$ . При пересечении опорных поверхностей в точке  $A$  рабочие поверхности сектора также пересекутся в точке  $A$ , но будут не  $AM$  и  $BQ$ , как прежде, а  $AP$  и  $AN$ . Поверхность  $AN$  будет описана радиусом  $R$  из центра  $O_1$ . Расстояние  $OO_1 = AB = 2 \cdot R \sin \alpha$ . Сектор,

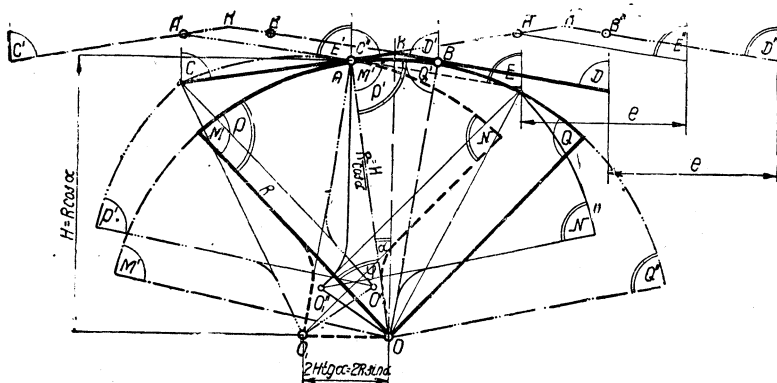
очертание которого образовано дугами окружности, построенными из двух центров  $O$  и  $O_1$ , назовем биполярными (двухцентренными). Нетрудно видеть, что работа таких биполярных секторов одинакова с работой обычных секторов, зато при том же отклонении

по горизонтали  $e = 150$  мм расстояние между крайними точками сектора будет составлять уже лишь  $PN = 2R [\sin (\alpha + \varphi) - \sin \alpha] = 500 (\sin 43^{\circ}30' - \sin 8^{\circ}30') = 270$  мм.

Габарит обычного сектора при полном отклонении определяется точками  $M'$  и  $Q''$ , а габарит бипо-



Фиг. 417. Секторы передней тележки.



Фиг. 418. Образование биполярного сектора с постоянной возвращающей силой.

лярного сектора точками  $P'$  и  $N''$ . Как видно из подсчетов, расстояние между точками  $P'N''$  значительно меньше, чем расстояние между точками  $M'$  и  $Q''$ . При расчете вписывания изменение возвращающей силы в передней тележке паровоза было выбрано возрастающим вместе с отклонением тележки по закону прямой. В этом случае опорными поверхностями служат дуги, описанные большим радиусом, а катящимися поверхностями — обычные круглые секторы меньшего радиуса. (В главе „Динамическое вписывание паровоза в кривые“ дано математическое обоснование этого положения.)

На фиг. 419 дан пример построения биполярного сектора для такого случая.

Форма сектора находится тем же методом, что и выше (фиг. 418).

Для выяснения числовых результатов примем:

$$R_{\text{сект}} = 250 \text{ мм}, \\ R_{\text{плит}} = 800 \text{ мм}.$$

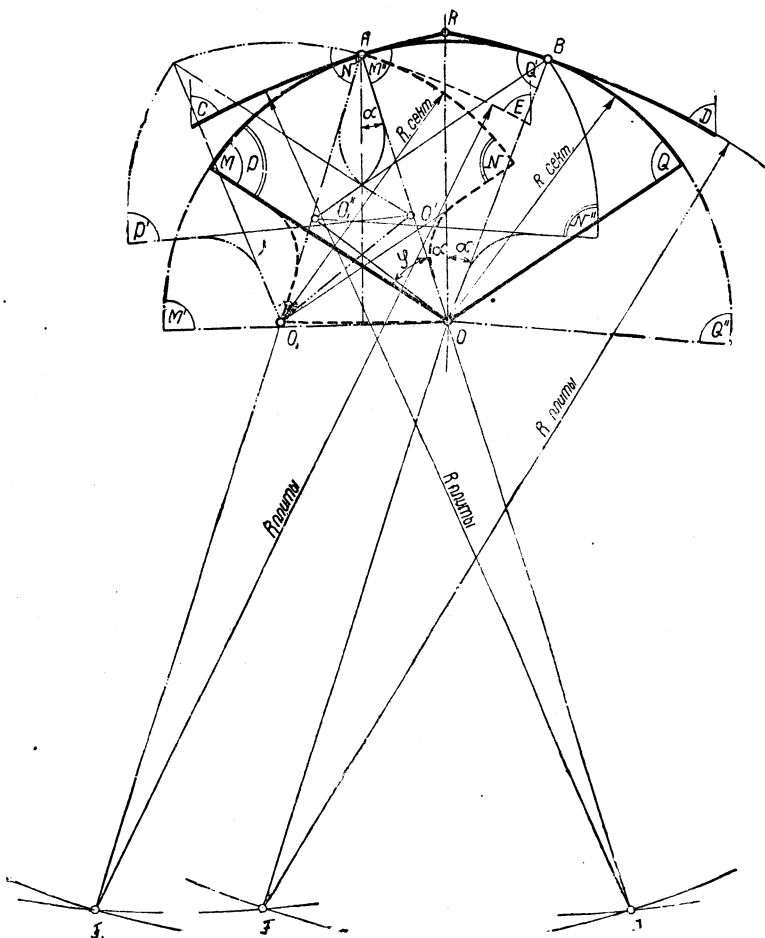
При обычном секторе расстояние между его крайними точками составляет:

$$MQ = 2R \sin(\alpha + \varphi) = \\ = 500 \sin(16^\circ 45' + 40^\circ) = \\ = 418 \text{ мм}$$

при биполярном —

$$PN = 2R [\sin(\alpha + \varphi) - \\ - \sin \alpha] = 500 (\sin 56^\circ 45' - \\ - \sin 16^\circ 45') = 274 \text{ мм}.$$

Применение биполярных секторов умень-



Фиг. 419. Образование биполярного сектора с переменной возвращающей силой.

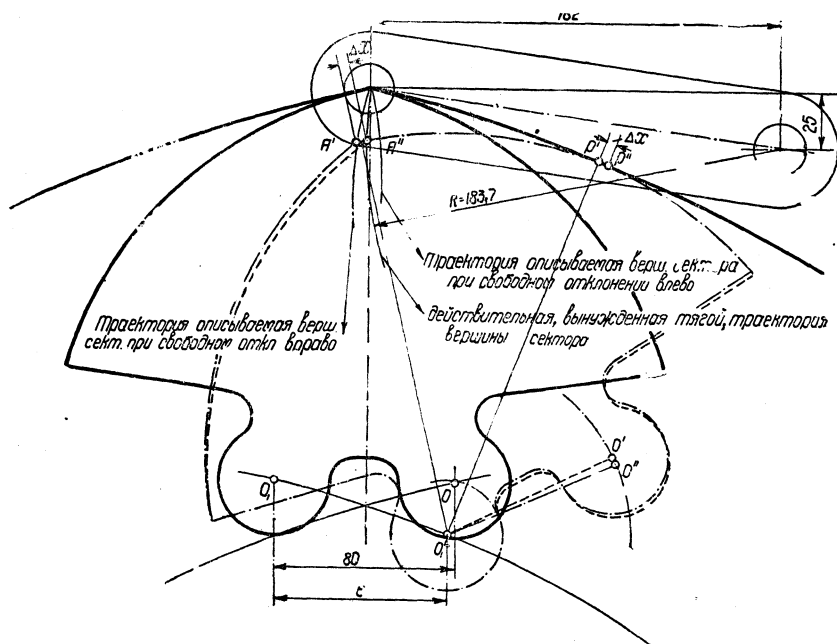
шает габарит возвращающего устройства и по высоте. Из фиг. 419 видно, что точки  $M'$  и  $Q''$ , определяющие габарит обычного сектора при полном его отклонении, находятся почти на уровне центра опорной головки сектора. Это заставляет располагать опору сектора на специальном возвышении над исходной плоскостью, и вся конструкция увеличивается по высоте. При биполярном секторе крайними габаритными точками будут  $P'$  и  $N''$ , что позволяет располагать опоры головок на самой исходной плоскости. В этом случае мы выигрываем и по высоте, по сравнению с обыкновенным сектором.

Рассмотренные примеры показывают габаритные преимущества биполярных

секторов, которые становятся еще более ощутимыми при больших начальных возвращающих силах (при увеличенном расстоянии  $OO_1$ ) или больших отклонениях.<sup>1</sup>

При круглых цилиндрических опорных поверхностях и при больших отклонениях  $\operatorname{tg} \alpha_{\max}$  делается больше  $\operatorname{tg} \rho$  ( $\rho$  — угол трения) и секторы при этом будут проскальзывать. Для уменьшения проскальзывания секторов при качении их по опорной поверхности в зоне предельных отклонений, к секторам присоединяются тяги, удерживающие их в отклоненном положении.

При чистом качении вершина сектора описывает гипоциклоиду; при присоединении сектора к люльке при помощи тяги, вершина его будет описывать окружность. Поэтому сектор будет несколько проскальзывать по опорной поверхности, при чем величина скольжения для положений секторов нашей тележки, близких к крайним, составит 4,5 мм.



Фиг. 420. Определение проскальзывания сектора.

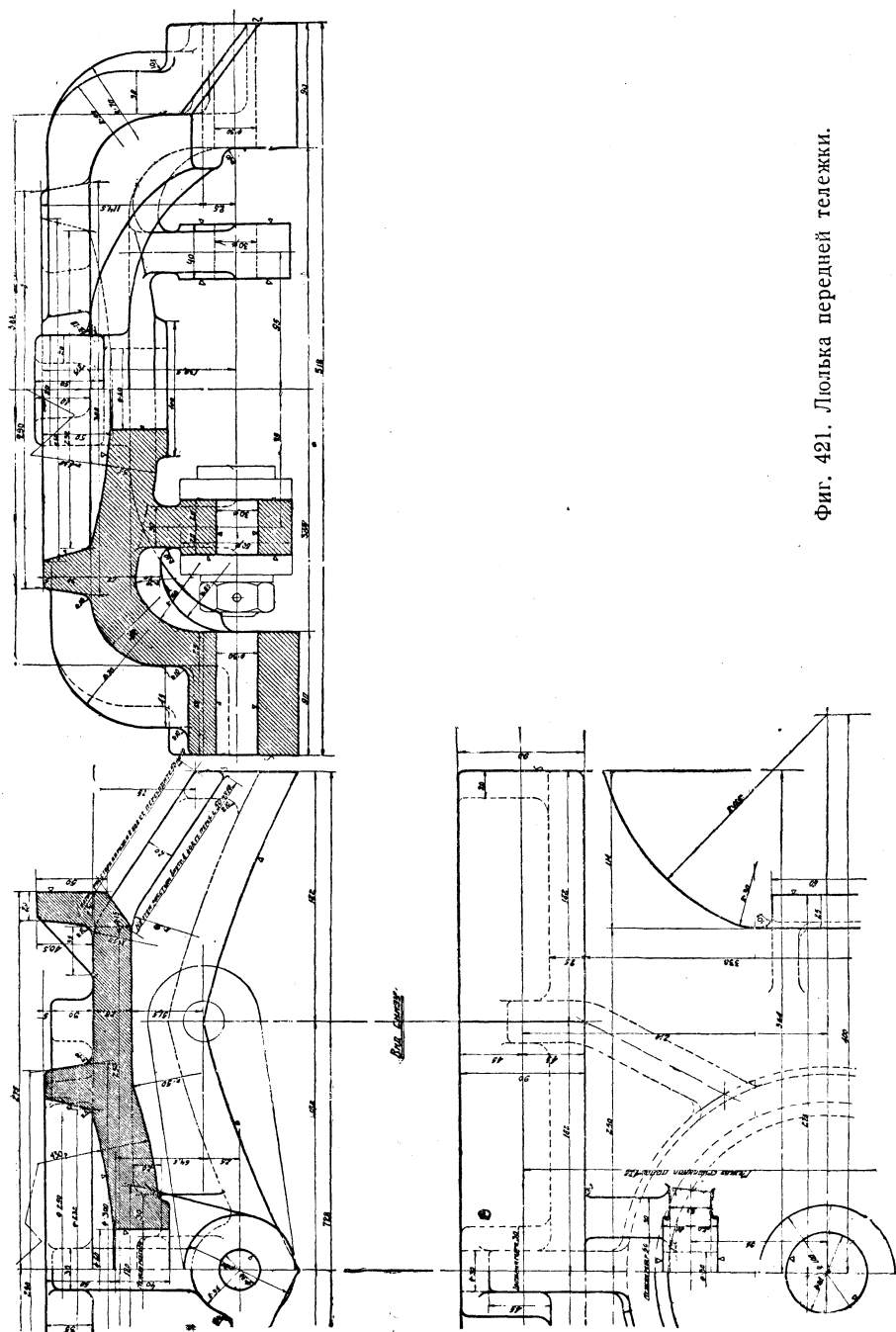
При свободном отклонении (фиг. 420) сектор занимает положение  $O_1O'P'A'$  с точкой касания  $P'$ . При „принужденном“ отклонении сектор занимает уже новое положение  $O_1O''P''A''$ , и точкой касания является точка  $P''$ . Расстояние  $A'A'' = P'P'' = \Delta X$  является величиной скольжения.

Поверочные построения показывают, что эта величина проскальзывания не выше, чем у паровозов американской постройки серии Т<sup>А</sup> и Т<sup>Б</sup>.

Размещение сектора над осью увеличило бы высоту тележки и потребовало бы подъема люльки. Для большей компактности сектор разрезан вертикальной плоскостью на две части, размещенные по сторонам оси и связанные между со-

<sup>1</sup> Эта интересная конструктивная задача была впервые решена в Америке, где обычная конструкция не удовлетворяла требованиям развивающегося паровозостроения. В современных американских паровозах нередко начальная возвращающая сила в передних тележках достигает 50% от нагрузки на тележку и отклонения задних тележек — 300 мм.

бой общей поперечиной. Такое расположение биполярных секторов позволило выиграть по высоте до 250—300 мм. Удельное (линейное) давление на сектор со-



Фиг. 421. Люлька передней тележки.

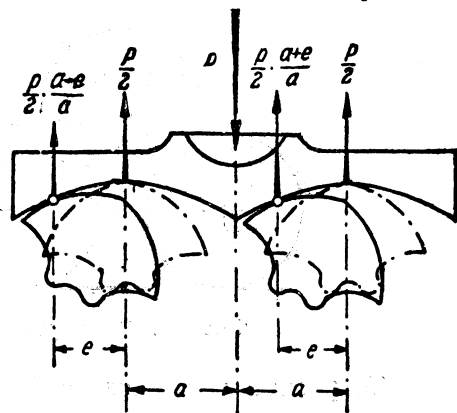
ставляет примерно  $\frac{10000}{4 \cdot 80} = 31,2$  кг/мм. Радиус секторов принят равным 180 мм, что при расстоянии между центрами головок секторов, равном 80 мм, дает начальную возвращающую силу примерно в 23% от нагрузки или около 2500 кг.

**Люлька** (фиг. 421). Люлька представляет собой стальную отливку, центральная часть которой служит опорой для шкворневого стакана. Назначение ее состоит в установлении связи между тележкой и главным экипажем и в передаче нагрузки на тележку.

Спереди и сзади от центра люльки в поперечной плоскости паровоза размещены ее опорные поверхности (плиты секторов); расстояние между ними — 338 мм, ширина их — 90 мм. Эти опорные поверхности образованы дугами радиуса 720 мм.

Между люлькой и приливом на поперечине рамы тележки должно быть выдержано расстояние в 125 мм, так как средняя часть люльки, являющаяся частью главной рамы, представляет собой ограничитель отклонения тележки. Поэтому ширина ее (550 мм) принята меньшей, чем ширина передней и задней частей (728 мм) между кромками опорных поверхностей. Общая длина опорной поверхности — 728 мм — определяется необходимостью обеспечить сохранение некоторого запаса, порядка 16 мм, для дополнительного качения сектора после предельного отклонения сектора на опорной поверхности (по дуге).

Шаровая опорная поверхность люльки, воспринимающая нагрузку от шкворневого стакана, позволяет иметь поперечную балансировку тележки. Эта балансировка весьма желательна при осуществлении секторного возвращающего устройства. Вследствие геометрической формы опорных и секторных поверхностей оба сектора при работе возвращающего устройства симметрично увеличивают расстояние между тележкой и рамой по мере увеличения отклонения. При этом происходит вполне равномерное спускание рамы тележки на ее рессорах и частичный подъем главного экипажа, не сопровождающиеся перекосом тележки. Однако во время отклонения тележки, в силу того, что точка приложения давления шкворня на люльку неизменна, а точки опоры (касания секторов с люлькой) перемещаются (фиг. 422), происходит перераспределение нагрузок на секторы. В положении, изображенном на фиг. 422, давления на секторы будут не  $\frac{P}{2}$ , а  $P \frac{a-e}{2a}$  и  $P \frac{a+e}{2a}$ . Это перераспределение нагрузок может вызвать перекос люльки.



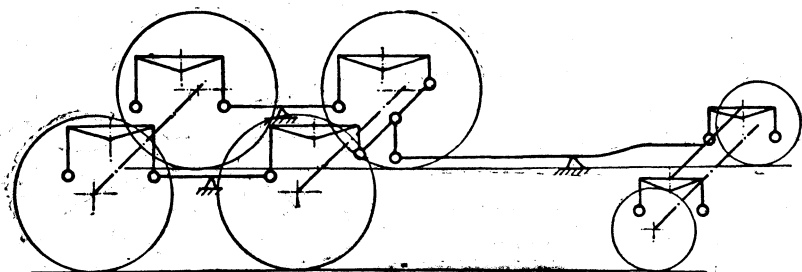
Фиг. 422. Перераспределение нагрузок при отклонении сектора.

Другое назначение сферической опорной поверхности заключается в том, что люлька приобретает возможность некоторого поворота в плане. Необходимость этого вызывается следующими соображениями. При отклонении тележки нижняя опорная поверхность сектора перемещается вместе с рамой тележки, которая вращается вокруг шкворня водила. Благодаря наличию тяг, соединяющих люльку с секторами, а также под действием момента трения, возникающего между сектором и люлькой, произойдет поворот самой люльки. Если бы люлька не имела возможности поворота в плане (например, при выполнении опорной поверхности в виде цилиндра, а не сферы), то получилось бы взаимное смещение образующих люльки и сектора на некоторый угол, и это вызывало бы ка-

сание сектора с люлькой не по линии, а в точке. Такое явление повело бы к излишнему износу секторов и нарушению их размеров, а следовательно ухудшению их работы.

Удельное давление в месте соприкосновения люльки и стакана составляет  $15,5 \text{ кг/см}^2$ . Вес люльки — 120 кг.

**Рессорное подвешивание и балансировка.** Тележка замыкает подвешивание передней группы рессор, проходящих над обеими сторонами рамы, и так сбалансирует их с главной рамой, что теоретическая точка опоры этой группы располагается в средней продольной плоскости паровоза. Это достигается соединением передних концов рессорных подвесок первой сцепной оси с поперечным балансиром (фиг. 423), опирающимся посредине при помощи подвески на продольный балансир. Передний конец продольного балансира опирается через головку шкворневого болта и стакан на люльку рамы тележки.



Фиг. 423. Схема рессорного подвешивания передней тележки.

Теоретически наличие собственного подвешивания рамы тележки не обязательно, так как она сбалансирована с рессорами движущих осей. Практически же отсутствие собственного подвешивания тележки создало бы чрезвычайно жесткий ход переднего бегунка, так как жесткость четырех рессор (первой и второй сцепных осей) должна была бы распределиться на все 6 колес передней группы. Поэтому в тележке осуществлено ее собственное подвешивание, дополняющее основную схему и смягчающее удары бегунка при его ходе.

Поперечный балансир образован из двух полос, проходящих снаружи хомутов рессоры (фиг. 424) толщиной в 25 мм. Подвеска балансира однотипна, а рессорный хомут одинаков с одноименными деталями на задней тележке. В нижней головке подвески находится нож, опирающийся на призму, впрессованную в балансир.

Проектирование балансира происходило после выявления основных конструктивных деталей тележки — рамы, секторов, люльки и пр. Балансир в середине опирается на стойку, привернутую к горизонтальной части цилиндра, которая является междурамным креплением. В стойке и балансире, кроме основного отверстия, имеются два дополнительных отверстия на расстоянии 120 мм от основного. Переставляя валик в эти отверстия, можно уменьшить или увеличить нагрузку на тележку примерно на 2000 кг. Подсчет расстояний до опорной точки балансира был произведен на основании выявившегося теоретического веса паровоза после развески.

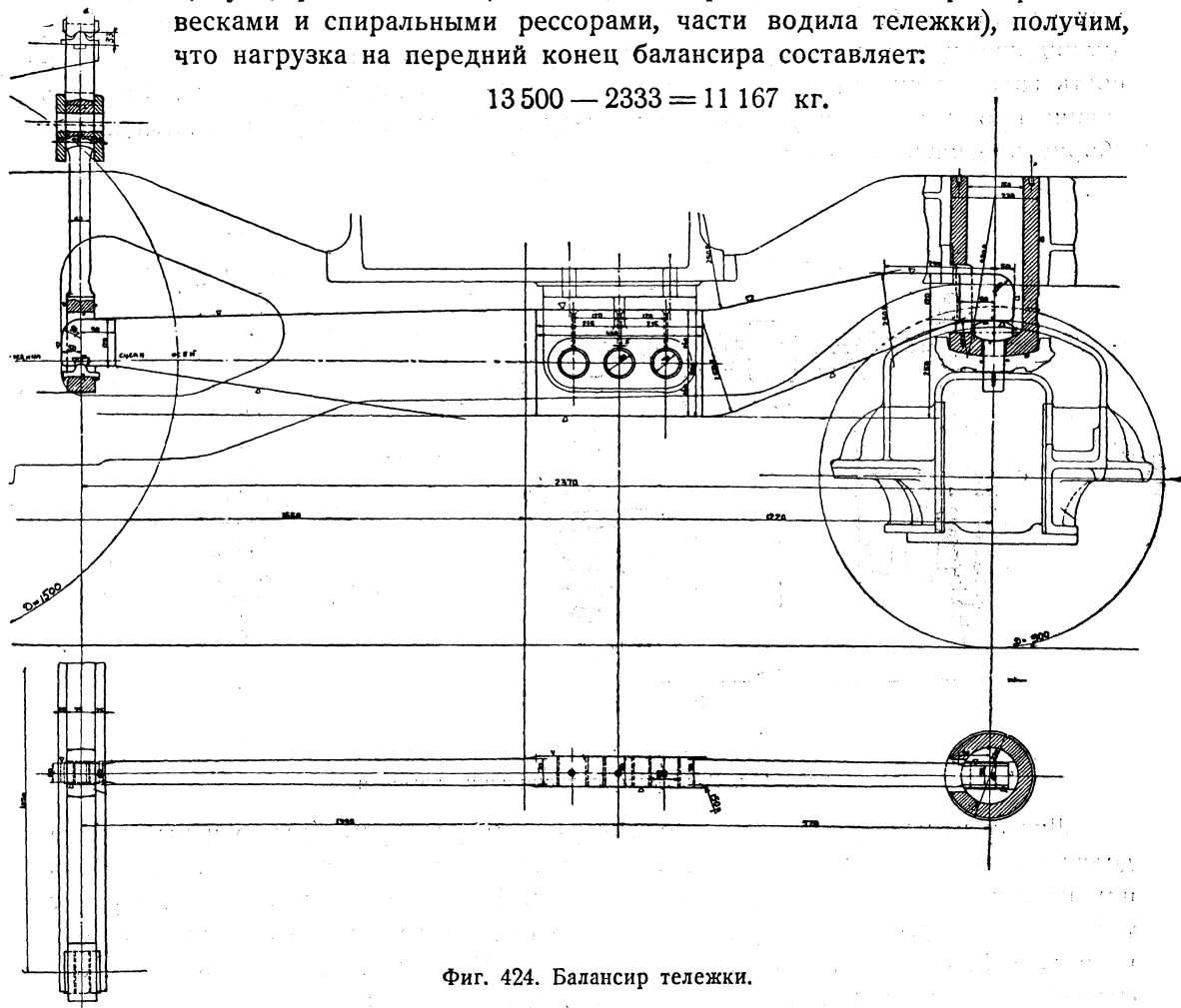
Нагрузка от сцепных колес на рельс 20 т. Мертвый вес передней колесной пары равен 4184 кг (сумма веса оси с колесами, пальцев, букс, части сцеп-

ного дышла, рессор с упорками, подвесок балансира). Отсюда нагрузка на задний конец продольного балансира, равная половине подвешенного веса, составляет:

$$\frac{20\,000 - 4184}{2} = 7908 \text{ кг.}$$

Нагрузка от бегунковых колес на рельс равна 13500 кг. Вычитая из нее вес индивидуально обрессоренной тележки, равный 2333 кг (сумма веса оси с колесами, букс, рамы тележки, люльки, секторов, тележечных рессор с подвесками и спиральными рессорами, части водила тележки), получим, что нагрузка на передний конец балансира составляет:

$$13\,500 - 2\,333 = 11\,167 \text{ кг.}$$



Фиг. 424. Балансир тележки.

Имея общее расстояние от оси поперечного балансира до центра люльки тележки, равное 2370 мм, делим его обратно пропорционально действующим нагрузкам и получаем переднее плечо балансира равным 975 мм и заднее — 1395 мм. При толщине балансира около точки опоры в 70 мм, высоте 280 мм, наружном диаметре втулки валика в 80 мм, — напряжение в балансире составляет:

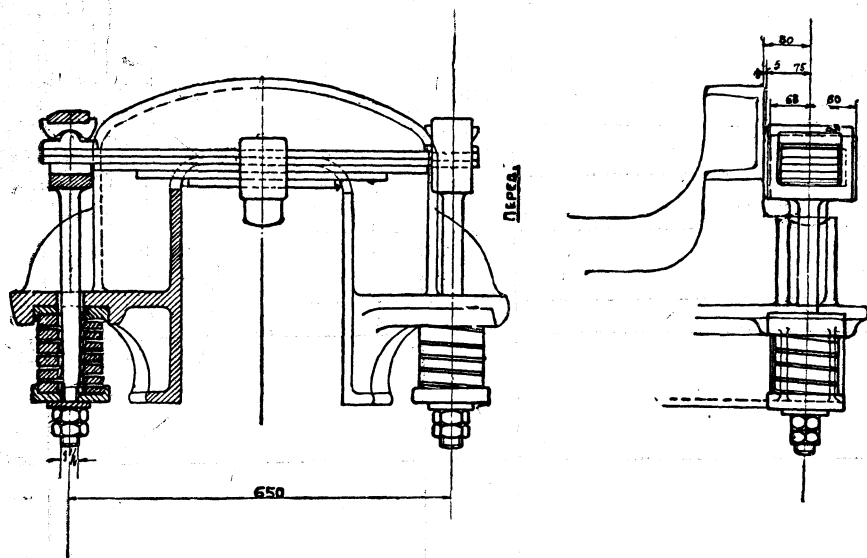
$$k_b = 1150 \text{ кг/см}^2.$$

В виду довольно высокого напряжения балансир выполняется кованым из Ст5пов.



Форма балансира зависит от высоты расположения люльки и расположения нижней горизонтальной междурамной полки цилиндра. Контур балансира определяется требованием о недопущении соприкосновения его (при отклонении его концов на 50 мм) с краем люльки и привалочным фланцем стойки.

Стакан балансира изготавливается из ЛСт2. Нижний наружный конец его обточен по сфере радиусом 430 мм. Обводка опорной выемки в люльке выполнена с таким расчетом, чтобы при больших поперечных колебаниях она касалась боковой поверхности стакана, являясь как бы ограничителем поперечных перемещений. Передний конец балансира опирается нижней плоскостью на цилиндрическую головку шкворневого валика, а нижняя цилиндрическая поверхность головки входит во впадину, препятствующую повороту валика. Стержень валика пропускается через люльку; внизу забивается чека, позволяющая при сборке опускать раму с установленной люлькой.



Фиг. 425. Рессорное подвешивание тележки.

Листовая рессора тележки по габаритным размерам (длине и высоте) не должна значительно выходить за пределы габарита колеса, чтобы не задевать при игре за нижнюю кромку главной рамы. После ряда выяснительных работ теоретическая длина рессоры определилась в 650 мм; число листов при этом равнялось 5; сечение листов (по ОСТ 28) —  $100 \times 13$  мм. Жесткость такой листовой рессоры, принимая  $E = 22\,000$  кг/мм<sup>2</sup>, составляет:

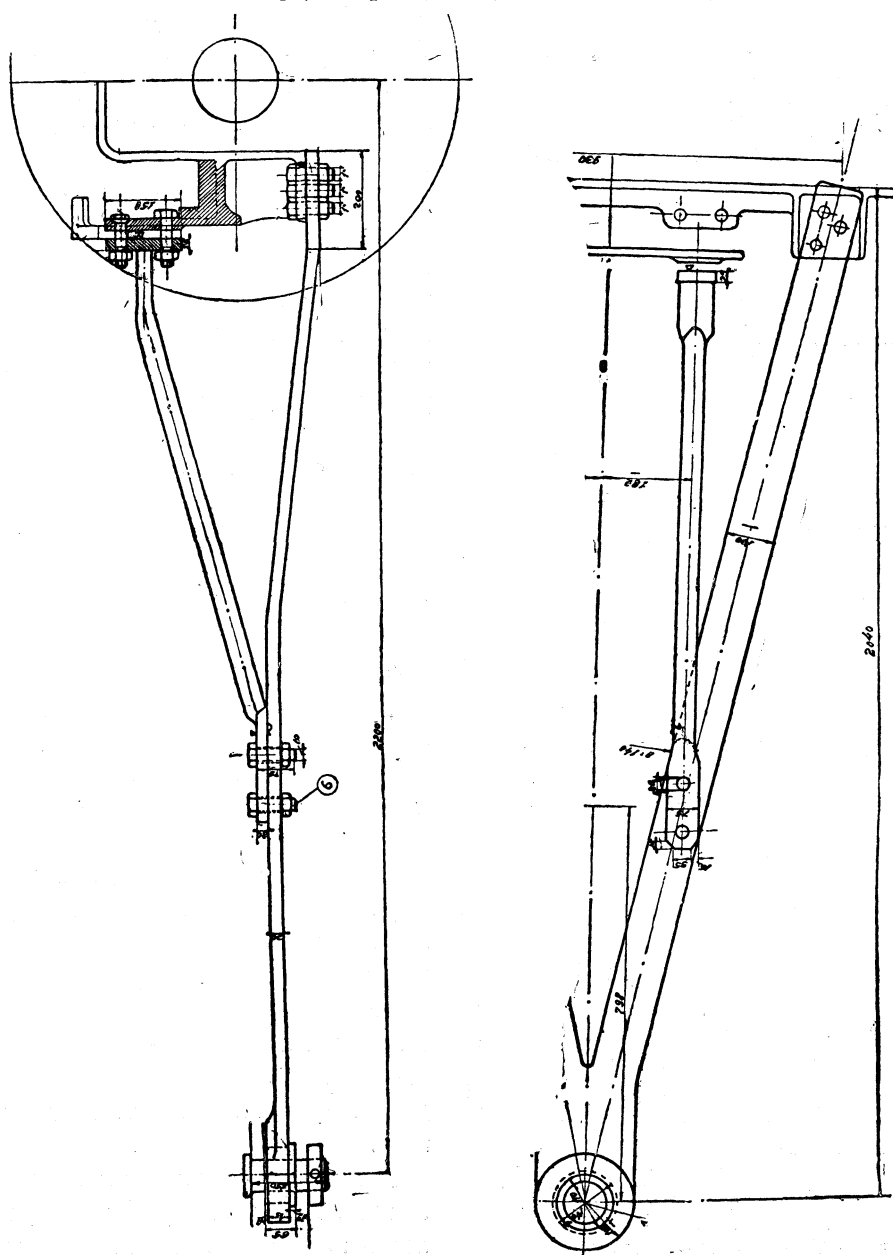
$$ж_1 = \frac{8nbh^3}{3L^3} E = \frac{8 \cdot 5 \cdot 100 \cdot 2197 \cdot 22\,000}{3 \cdot 274\,625\,000} = 235 \text{ кг/мм.}$$

Столь большая жесткость заставила выполнить подвешивание двойным, т. е. поставить дополнительные спиральные рессоры прямоугольного сечения размерами  $35 \times 18$ , со средним радиусом витка  $R$  равным 37,5 мм и с числом рабочих витков, равным 5. Для такой спиральной рессоры, принимая  $G = \frac{5}{13} E$ , имеем:

$$ж_2 = \frac{b^3 h^3 G}{22,6nR^3(b^3 + h^3)} = \frac{42\,875 \cdot 5832 \cdot 8500}{22,6 \cdot 5 \cdot 52734(1225 + 324)} = 230 \text{ кг/мм.}$$

Подставляя найденные величины для  $ж_1$  и  $ж_2$  в формулу для суммарной жесткости при двойном подвешивании (одна листовая и две спиральных рессоры), получаем:

$$ж = \frac{2ж_1 ж_2}{ж_1 + 2ж_2} = \frac{235 \cdot 460}{235 + 460} = 155 \text{ кг/мм.}$$

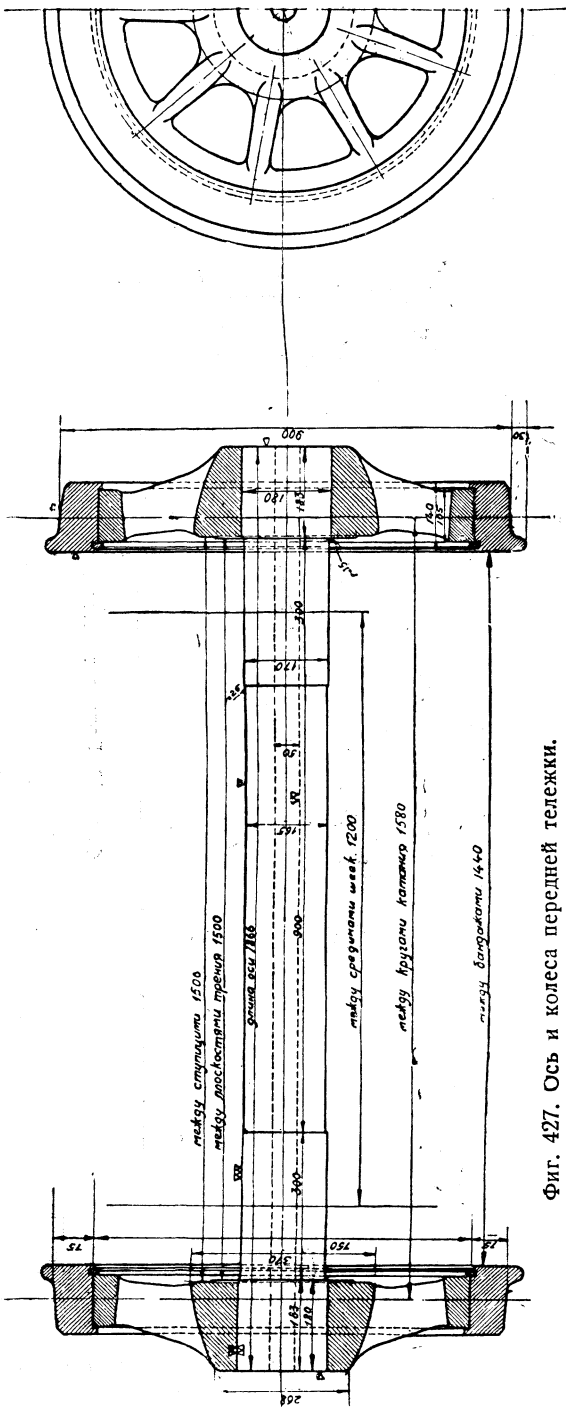


Фиг. 426. Водило тележки.

Эта величина жесткости может считаться вполне достаточной, если принять во внимание особенности подвешивания и то, что паровоз ФД предназначен для товарной службы.

Рессорные хомуты установлены на шпинтонах с опорной сферической заточкой. При пересмотре чертежей ФД для второго заказа придать хомуту

более простые формы не удалось, так как это потребовало бы снижения буксовых направляющих на раме тележки и на самой буксе.



Фиг. 427. Ось и колеса передней тележки.

Ножи и призмы на рассматриваемой листовой рессоре поставлены другого, уменьшенного по высоте профиля против принятых на наших паровозах. Верхний левый угол заднего хомута, примыкающий к цилиндру, срезан во избежание задевания им за раму при игре.

**Водило тележки** (фиг. 426). Вес, действующий на тележку, воспринимается люлькой, секторами и рамой тележки, и поэтому водило получилось легким. Оно выполнено из двух полос, расположенных в плане под углом в  $25^\circ$  друг к другу, сваренных в вершине кузнечным способом. Сечение полосы —  $100 \times 25$  мм. В вершине угла помещается валик шкворня. Между водилом и шкворневым валиком запрессована втулка, на внутренней поверхности которой образована выпуклость, обращенная в сторону валика, чтобы дать водилу возможность поперечной игры вместе с рамой тележки.

Передний конец водила крепится к нижней горизонтальной полке рамы тележки тремя призонными болтами диаметром в 1". К средней части водила подходит укосина из круглого железа диаметром в 45 мм, нижний и верхний конец которой откованы в виде фланцев и крепятся — нижний к водилу, а верхний — к вертикальной стенке над опорами секторов, каждый двумя призонными болтами диаметром в 1".

Первоначально как верхний, так и нижний фланцы укосины крепились лишь на одном призонном болте. После нескольких поездок паровоза ФД 20-1, этот болт на вертикальном

фланце срезало, и впоследствии фланцы были переделаны и число болтов удвоено.

Напряжение на срез в болтах от бокового давления, примерно равного давлению рельса на бегунок:

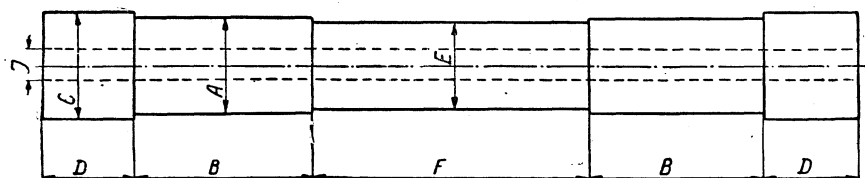
$$k_t = \frac{6750}{\frac{4\pi \cdot 26^3}{4}} = 320 \text{ кг/см}^3.$$

В будущем возможен переход к отливке рамы тележки заодно с водилом или на сварную конструкцию водила.

**Колесные пары** (фиг. 427). Расстояние между серединами шеек, равное 1200 мм, определилось размещением люльки и надбуксовой стенки рамы тележки. Столь большое расстояние между серединами шеек повлекло за собой удлинение оси, высадку ступиц наружу и соответствующий наклон спиц.

Выбор диаметра шейки оси проверялся по нашим формулам и по нормам АРА, одобренным в 1927 г. <sup>1</sup> По этим нормам удельное давление в подшипниках допускается:

для пассажирских паровозов 10,9 кг/см<sup>2</sup>  
 для товарных паровозов 12,2 „



Фиг. 428. Эскиз оси с внутренними буксами.

Нормы АРА для бегунковых осей с внутренними буксами

ТАБЛИЦА 128

Размеры подшипника мм	А мм	В мм	С мм	D мм	Е мм	F мм	Наибольшая допускаемая нагрузка на шейку в кг	
							для пассажирских паровозов	для товарных паровозов
125 × 230	125	254	133	182	115	815	3 250	3 650
150 × 255	150	280	159	182	140	760	4 350	4 900
165 × 280	165	305	171	182	150	710	5 150	5 850
180 × 305	180	330	184	182	165	660	6 050	6 850
190 × 330	190	355	196	182	180	610	7 350	7 950
205 × 355	205	380	210	182	190	560	8 100	9 130
В последних двух сверление диаметра J=50 мм								

Проверяя по нормам АРА (табл. 128 и фиг. 428) выбранные размеры шейки для паровоза ФД (170 × 300 мм), находим ближайшее подходящее значение равное 165 × 280 мм.

Букса тележки с запрессовываемым круглым вкладышем и развитой торцевой поверхностью для упора в ступицу колеса одностипна с буксами движущих осей. Благодаря упору в ступицу букса имеет лишь наружные бурты. На

<sup>1</sup> Величины удельных давлений и характеристик грения, приведенные ниже, в таблицах 131 и 132, примерно совпадают с нормами АРА.

боковых гранях буксы поставлены чугунные наличники со скосами для случая поперечной качки. Оси — безбуртовые, однотипные с осями движущих колес.

Колесные центры сконструированы по образцу колесных центров движущих осей.

## ЗАДНЯЯ ТЕЛЕЖКА

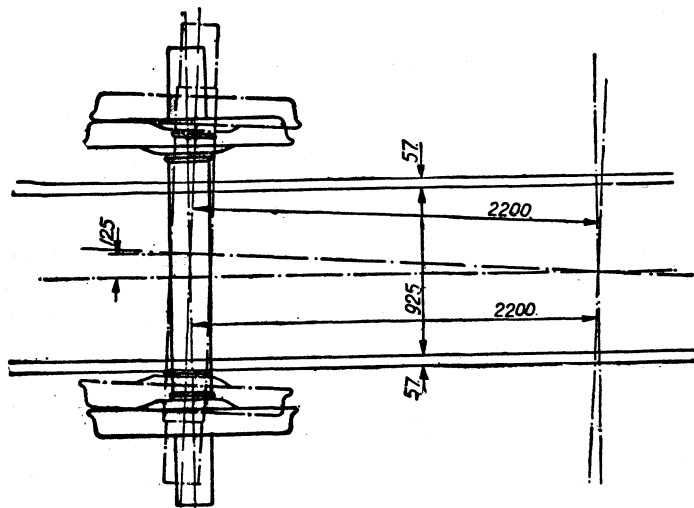
### ВЫБОР ТИПА ТЕЛЕЖКИ

Весовые требования, предъявлявшиеся к нагрузке на заднюю поддерживающую ось, определили расстояние в 3000 мм между задней поддерживающей и пятой сцепной осями. При этом размере не получалось вполне возмож-

ного в паровозах с одноосными задними тележками перегруза поддерживающей оси. В результате общая колесная база паровоза оказалась равной:

$$3000 + 1625 \cdot 4 + 2870 = 12370 \text{ мм.}$$

После детальной теоретической развески, проверенной взвешиванием первого паровоза ФД на Луганском заводе, выяснилось, что значительного превышения проектного веса, особо неприятного по воздействию на путь, на задней поддерживающей оси не получилось,



Фиг. 429. Проба отклонения колесной пары задней тележки в плане.

что подтвердило правильность выбора базы паровоза.

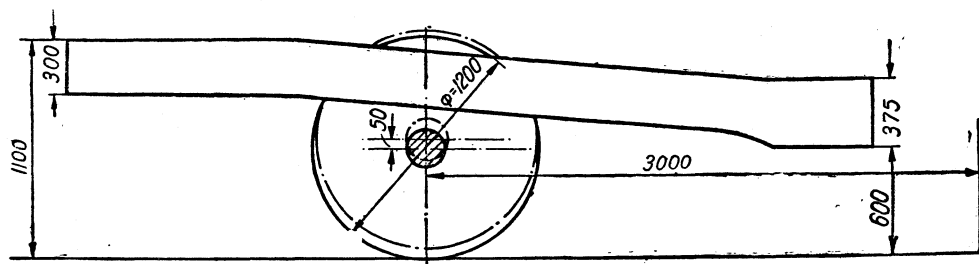
Теоретическая длина водила тележки, равная 2200 мм, определилась из расчетов вписывания и продиктована соображениями установки тележки в положение, возможно близкое к радиальному. Вписывание определило также и максимальное боковое отклонение оси тележки в  $\pm 125$  мм.

Конструктивная обстановка тележки такова: спереди (под передней опорой топки) заканчиваются листы главной рамы, вдоль тележки по обеим сторонам проходят хвостовики рамы, сзади тележки размещается стяжной ящик, внутри между задними рамами размещается зольник.

Зольник оказывает решающее влияние на выбор типа тележки, так как конструкция тележки должна предусматривать не только возможность непосредственного высыпания золы в пространство между рамами, но и сохранение достаточного объема зольника. Последнему условию лучше всего удовлетворяет тележка с наружными буксами. Рама такой тележки в части, переходной к шкворню (водиле), и особенно над буксами, в плане раздается в стороны, освобождая внутрирамное пространство. Помимо этого, в пользу выбора тележки с наружными буксами говорило также большее удобство обслуживания букс в эксплуатации. Длина тележки в 2200 мм определила

местонахождение опоры для шкворня тележки в одной отливке с передней опорой топки.

Проба в плане (фиг. 429) отклонения тележки ( $\pm 125$  мм) показала, что при максимальном отклонении тележки колесо и ступица не задевают за боковые плоскости задней рамы. Проба в вертикальной проекции (фиг. 430) показала, что при принятых на первых двух паровозах колесах диаметром в 1200 мм по кругу катания ось колесной пары, диаметр которой в средней части был ориентировочно принят равным 200 мм, не ударяется при просадке главного строения на 50 мм о нижнюю кромку заднего хвостовика рамы. Эти пробы показали, что расстояние 925 мм между задними рамами, принятое таким же, как и для главных рам, а также высота их выбраны правильно.



Фиг. 430. Проба приближения оси задней колесной пары к хвостовику рамы.

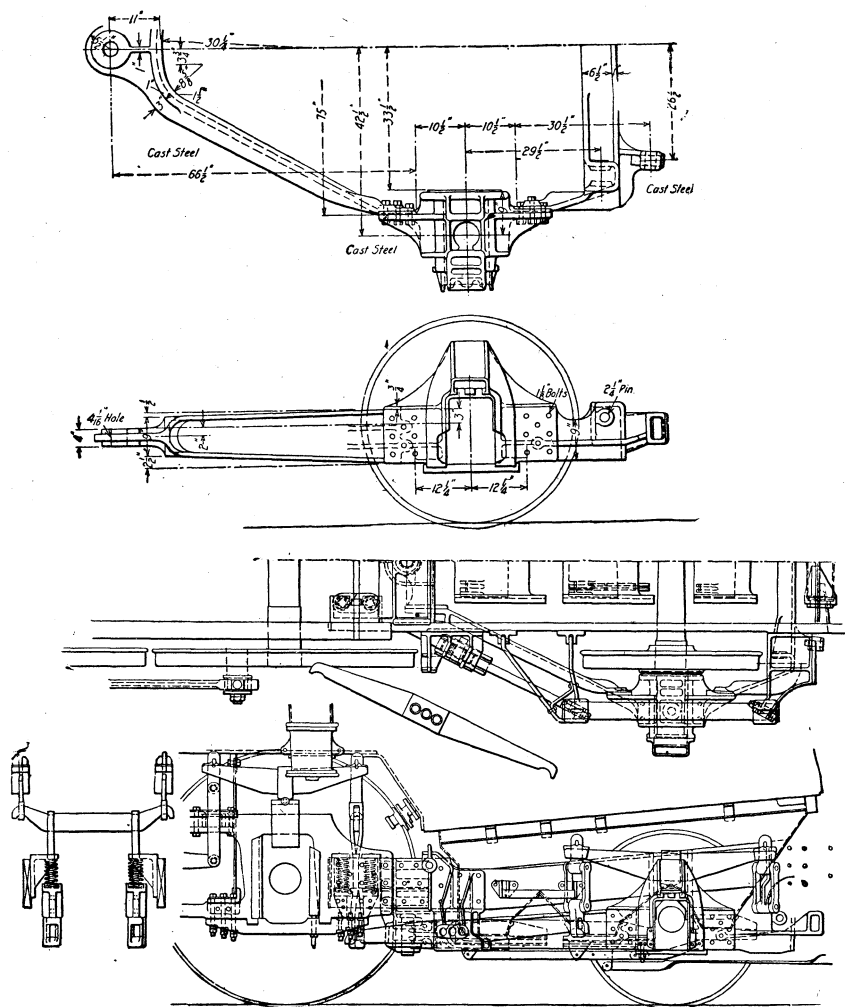
Одноосная тележка с наружными буксами применяется достаточно широко. Из западноевропейских конструкций можно упомянуть радиальные тележки Вебба и Адамса. Слабой стороной их является сложность обработки и пригонки радиальных буксовых направляющих, а также расстройство соединения их с главной рамой вследствие заедания букс в направляющих поверхностях. Кроме того, в нашем случае конструктивное размещение этих тележек привело бы к коренному изменению и утяжелению задней части рамы, в виду необходимости удлинения основной рамы до стяжного ящика, т. е. примерно на 3200 мм.

В Америке широкое применение получили поддерживающие одноосные тележки типа Бисселя, включенные при помощи балансиров в подвешивание всего экипажа. Такими тележками являются тележки Ходжеса (Hodges), Коле (Colé), Пенсильванской железной дороги, Дельта и другие.

В тележке Ходжеса (фиг. 431) нагрузка от рессоры передается непосредственно буксе над осью колеса. Поэтому рама тележки разгружена от действия вертикальных сил. Она подвержена лишь боковым давлениям при вписывании и влиании паровоза, и в силу этого водило ее получается достаточно легким. Вертикальные усилия от балансиров воспринимаются специальными кронштейнами, укрепляемыми на хвостовике главной рамы. В качестве возвращающего механизма весьма остроумно использованы рессорные подвески, верхний конец которых при отклонении тележки отклоняется вместе с рессорой, а нижний, опирающийся на кронштейны главной рамы, остается неподвижным. Основным достоинством тележки Ходжеса является ее небольшой вес. Основной недостаток ее в том, что почти весь вес тележки является мертвым и лишь небольшая часть веса водила входит в подвешенный вес.

Тележка Коле в основном напоминает тележку Ходжеса, конструктивно отличаясь от нее способом крепления рессоры и неиспользованием веса для

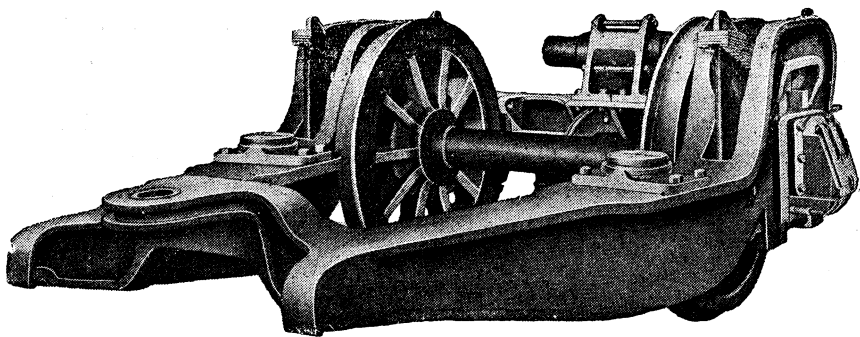
реализации возвращающего усилия (в тележках Коле часто в качестве возвращающего механизма на задних балках устанавливаются пружины). От применения этих тележек решено было отказаться в виду того, что напряжения, возникающие в рельсах от поддерживающей оси, значительно возрастают с увеличением мертвого веса.



Фиг. 431. Тележка Ходжеса.

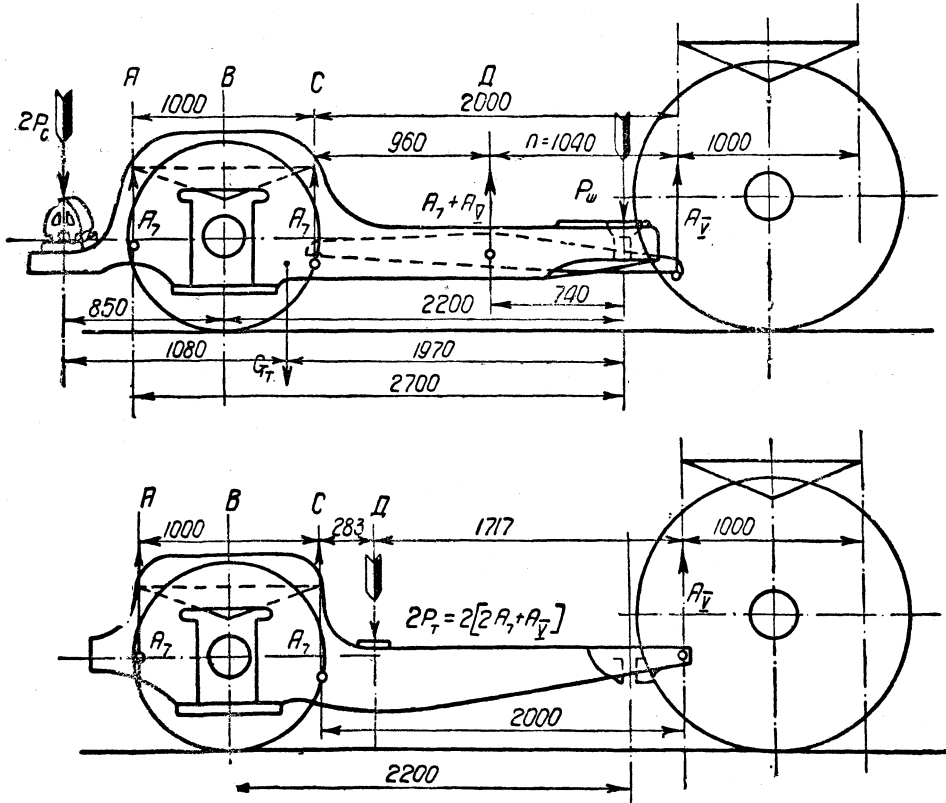
Более удовлетворяла поставленным условиям конструкция тележки Пенсильванской железной дороги (фиг. 432). Одна из главных конструктивных ее особенностей заключается в том, что рама тележки сама служит балансиром между задней сцепной и поддерживающей осями. Давление от сцепной оси передается через рессорные подвески на передние оттянутые по бокам концы рамы тележки. В раме тележки под передней и задней рессорными подвесками имеются вырезы для опор ножей; в эти вырезы входят закрепленные в рессорных подвесках ножи, опирающиеся на призмы, запрессованные в теле рамы. Местом передачи нагрузок от главной рамы на раму тележки служит пята на водиле тележки. На эту плоскую пята, через вставку, опирается сферическая пята,

закрепленная на главной раме. Промежуточная вставка имеет возможность скользить при отклонении тележки по нижней неподвижной пята. Поэтому



Фиг. 432. Тележка Пенсильванской ж. д.

каждый раз при отклонении тележки будет возникать дополнительное трение скольжения, ухудшающее четкость работы возвращающего механизма. Возвращающая сила в тележках этого типа достигается за счет горизонтальных



Фиг. 433. Схема нагрузок в тележках Дельта и Пенсильванской жел. дор.

пружин, расположенных на задней поперечной балке тележки. Шкворень, вокруг которого вращается тележка, разгружен от действия вертикальных сил.



Наиболее совершенным и почти повсеместно распространенным в Америке типом поддерживающей тележки является тележка Дельта. Достоинства ее и рациональность конструкции (согласованность конструкции рамы с действующими на нее изгибающими моментами) станут ясны при параллельном рассмотрении схем тележек Дельта и Пенсильванской дороги применительно к нашим заданиям (фиг. 433).

Нам заданы нагрузки на рельс по 20 т от пятой сцепной и поддерживающей оси. Мертвый вес пятой колесной пары с деталями  $\sim 4200$  кг, мертвый вес поддерживающей колесной пары с деталями  $\sim 2850$  кг. Отсюда натяжения рессорных подвесок будут:

для пятой оси

$$A_v = \frac{20\,000 - 4200}{4} \approx 3950 \text{ кг;}$$

для поддерживающей оси

$$A_7 = \frac{20\,000 - 2850}{4} \approx 4290 \text{ кг.}$$

Схема нагрузки тележки Дельта такова: вес паровоза передается спереди на сферическую шкворневую пяту, а сзади через кронштейны и опорные плиты — на два сектора, расположенные на задней поперечной балке тележки. Вес этот воспринимается рамой тележки: сзади — опорой рессорной подвески, передающей его через рессору и буксу на шейку задней поддерживающей оси, и спереди — опорой балансира, находящегося в водиле и распределяющего воспринимаемую им нагрузку на рессоры поддерживающей и пятой сцепных осей. В соответствии с этим плечи балансира определяются из уравнения:

$$\begin{aligned} A_v n &= A_7 (2,0 - n) \\ n &= \frac{A_7 2,0}{A_v + A_7} = \frac{4290 \cdot 2,0}{4290 + 3950} \approx 1,040 \text{ м} \\ 2,0 - n &\approx 0,960 \text{ м.} \end{aligned}$$

Принимая вес тележки равным 2000 кг и центр тяжести ее отстающим на 1970 мм от шкворня тележки назад, определяем нагрузку на пятую  $P_{\text{ш}}$  и секторы  $2P_c$  из уравнения моментов:

$$\begin{aligned} 2P_c &= \frac{8580 \cdot 2,7 + 16\,480 \cdot 0,74 - 2000 \cdot 1,97}{3,05} \approx 10\,300 \text{ кг;} \\ P_{\text{ш}} &= \frac{8580 \cdot 0,35 + 16\,480 \cdot 2,31 - 2000 \cdot 1,08}{3,05} \approx 12\,750 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Раскладывая, для упрощения, распределенный вес тележки  $G$  на плечи 1080 и 1970 мм и суммируя полученные составляющие с нагрузками  $2P_c$  и  $P_{\text{ш}}$ , получим для построения эпюры моментов усилия:

$$\begin{aligned} 2P'_c &= 2P_c + \frac{2000 \cdot 1,970}{3,050} \approx 11\,600 \text{ кг;} \\ P'_{\text{ш}} &= P_{\text{ш}} + \frac{2000 \cdot 1,080}{3,050} \approx 13\,450 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Переводя задачу в плоскостную, для каждой половины тележки получим моменты:

$$M_A = \frac{2P'_c}{2} \cdot 0,350 = 5800 \cdot 0,35 = 2030 \text{ кгм};$$

$$M_B = \frac{2P'_c}{2} \cdot 0,850 - A_7 \cdot 0,5 = 5800 \cdot 0,85 - 4290 \cdot 0,5 = 2800 \text{ кгм};$$

$$M_C = \frac{2P'_c}{2} \cdot 1,350 - A_7 \cdot 1,0 = 5800 \cdot 1,350 - 4290 \cdot 1,0 = 3520 \text{ кгм};$$

$$M_D = \frac{2P'_c}{2} \cdot 2,31 - A_7 \cdot 1,96 = 5800 \cdot 2,31 - 4290 \cdot 1,96 = 4950 \text{ кгм}.$$

Для пенсильванской тележки имеем в пяте с каждой стороны тележки реакцию  $2A_7 + A_v$  против  $A_7 + A_v$  в тележке Дельта. Из подсчета плеч получено расстояние от передней подвески рессоры тележки до центра пяты в 283 мм.

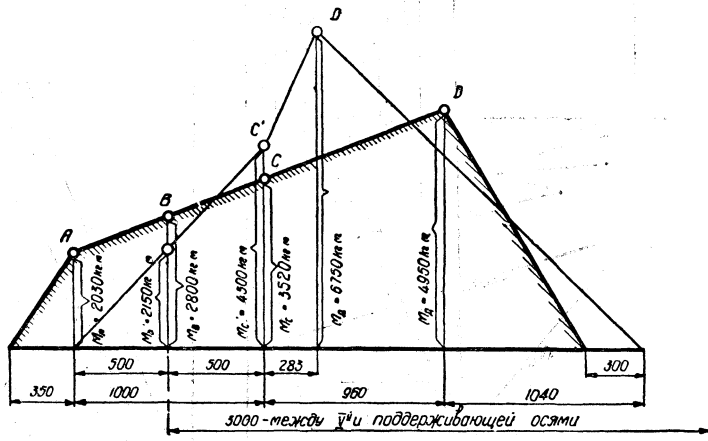
Зная силы и выяснив точки их приложения, строим так же как и выше эпюру моментов для рамы пенсильванской тележки.

На фиг. 434 дано изображение совмещенных эпюр для обеих тележек. Из рассмотрения их становится

ясным дефект пенсильванской тележки, заключающийся в приложении большой сосредоточенной силы вдали от опор. Возникающее отсюда увеличение изгибающего момента (в тележке Дельта максимальный момент  $M_{\text{макс}} = 4950$  кгм в пенсильванской —

$M_{\text{макс}} = 6750$  кгм) влечет за собой в пенсильванской тележке, при условии равнопрочности с тележкой Дельта, утяжеление водила тележки. Кроме того, пенсильванская тележка неудобна вследствие конструктивной связанности передней точки подвеса балансира с центром шкворня тележки.

Этот краткий анализ обеих конструкций говорит в пользу тележки Дельта, которая, помимо экономии металла, дает значительно большую эластичность при игре надрессорного строения. Преимущество тележки Дельта заключается и в том, что ее рама со всеми находящимися на ней деталями является чисто подвешенным весом, так как главная рама опирается на тележку в трех точках (шкворень и 2 сектора) и связь между главной и тележечной рамой жестка и не допускает взаимной игры.



Фиг. 434. Эпюры изгибающих моментов в рамах тележек Дельта и Пенсильванской ж. д.

## КОНСТРУКЦИЯ ТЕЛЕЖКИ

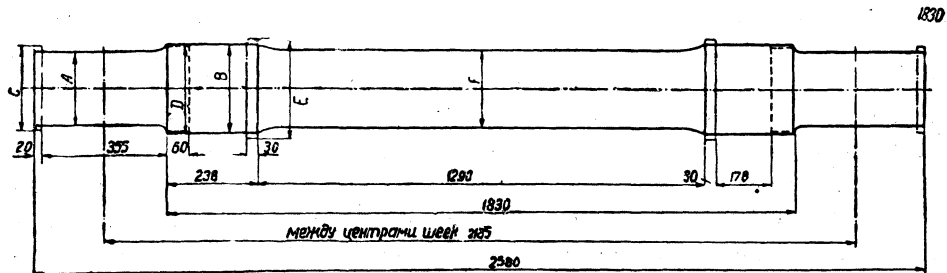
Тележка состоит из рамы, колесной пары с буксами, рессор с их подвесками и балансирами, секторов и мелких деталей. Опорными деталями тележки служат: спереди — крепление под переднюю опору топки, а сзади — два кронштейна на задней раме. Задняя тележка паровоза ФД сконструирована в двух вариантах. По первому варианту выполнены две тележки на два первых паровоза; для паровозов второго заказа запроектирован второй вариант.



**ПЕРВЫЙ ВАРИАНТ ТЕЛЕЖКИ**

**Рама тележки** (фиг. 435). Наружный контур рамы задней тележки обусловливался размещением рессорного подвешивания между ее стенками. Поэтому вначале конструирования рамы тележки в первую очередь выяснялись элементы рессорного подвешивания. Заданное давление от колес задней поддерживающей оси на рельс позволило определить размеры шеек. По нормам ARA 1927 г. (фиг. 436, табл. 129) для шеек поддерживающих осей допускаются следующие удельные давления:

- для пассажирских паровозов — 14,1 кг/см²,
- для товарных паровозов — 14,8 кг/см².



Фиг. 436. Эскиз стандартной оси ARA с наружными буксами.

ТАБЛИЦА 129

Нормы ARA для поддерживающих осей с наружными буксами

Размер под- шипника	A мм	B мм	C мм	D мм	E мм	F мм	Наибольш. допу- скаем. давление кг		Вес оси кг
							пассаж.	товарн.	
180×355	180	213	210	210	220	190	8 875	9 325	580
205×355	205	238	235	245	245	215	10 125	10 650	730
230×355	230	263	260	260	270	240	11 400	12 000	910

Согласно данным таблицы 129 для шеек оси выбраны размеры 200 × 350 мм. Этим размерам по нормам ARA соответствует допустимое давление на шейку около 10 000 кг, что дает примерно 22—23 т давления от поддерживающей колесной пары на рельс. Несколько преувеличенная против американских норм надежность в выборе размеров осей объясняется более тяжелыми условиями работы шеек на дорогах нашей сети (худшая смазка, легкий балласт и т. д.).

Выбор размеров шейки обусловил расстояние между центрами шеек и рессор в 2200 мм. В плане форма тележки определилась расстоянием между рессорами, их длиной, равной 1000 мм (такой же, как на сцепных осях) и перекосом балансиров. Перекос этот является следствием перехода при помощи балансиров от рессорного подвешивания над внутренними шейками на сцепных осях к рессорам над наружными шейками на задней тележке и определяется размером в 650 мм между передними концами их (центрами концевых подвесок на поперечной балке сзади пятой сцепной оси) и размером в 2200 мм между задними концами балансира. Форма внутреннего контура рамы тележки спереди обусловлена необходимостью обхода переднего кармана зольника.

Расстояние между стенками рамы в 200 мм определяется надбуксовой частью рамы тележки и вызвано необходимостью иметь достаточный зазор между стенками рамы с одной стороны и хомутом рессоры и рессорной подвески шириной в 154 мм — с другой. Поперечное сечение водила выполнено П-образной формы. В средней части водила от внутренней стенки отходит промежуточная стенка, переходящая в наружную около шкворня. Промежуточная стенка внутри водила нужна для создания опоры валика балансира. Трудность нахождения формы сопряжения этой стенки с опорой привела к отводу ее от основной стенки под прямым углом.

Снаружи и внутри надбуксовой части рамы имеются обводки, усиливающие сечения. При переходе к водилу и задней балке эти обводки сливаются с основными стенками. Крепление балансира внутри водила тележки, отвод внутренней стенки и создание опоры для валика балансира на наружной и промежуточной стенках приводят к перекосу балансира внутри П-образной стенки. Наружная стенка подходит непосредственно к шкворневой чашке. Шкворень тележки размещается в передней опоре топки. Давление от главной рамы воспринимается шкворневой чашкой тележки, имеющей сферическую выточку. В выточку шкворневой чашки вставляется сферический сегмент, связанный наглухо со шкворнем. Сферическая форма опоры позволяет тележке свободно устанавливаться при ее повороте. Для облегчения такого поворота между стержнем шкворня и чашкой имеется кольцевой зазор.

На задней поперечной балке размещены секторы. Балка служит жесткой связью между обеими половинами тележки.

Задняя поперечная балка работает на изгиб от нагрузок, передаваемых секторами. Изгибающий момент составляет:  $5150 \cdot \frac{2,200 - 1,650}{2} = 1415$  кгм, где 1,650 — расстояние между серединами секторов. Этот изгибающий момент вызывает кручение боковых стенок рамы.

Наружная стенка, переходящая от продольной надбуксовой части тележки к задней поперечной балке, доходит почти до плиты опоры секторов и, делая жестким это переходное место, препятствует появлению значительных деформаций от кручения.

В вертикальной проекции форма рамы тележки обуславливается диаметром колеса (центром буксового выреза), уровнем секторов, который желательно располагать ближе к центру колеса, и уровнем передней опоры, которую выгодно опускать для придания тележке большей устойчивости.

Форма боковой части тележки, находящейся около колеса, в основном зависит от его диаметра. На первых двух паровозах, желая понизить характеристику гребения, мы выбрали диаметр поддерживающего колеса в 1200 мм. Размер между буксовыми челюстями (310 мм) определяется размерами буксы.

Буксовыми направляющими служат поперечные стенки и приливы на продольных стенках; съемных наличников на раме тележки нет. Указанные поперечные стенки имеют значение также и при отливке, так как они предупреждают коробление при заливке и помогают выдержать размер между продольными вертикальными стенками (200 мм).

Высота буксового выреза определяется необходимостью иметь известный

зазор между рамой тележки и буксой при игре тележки на рессорах. При общей высоте буксы в 334 мм и при игре  $\pm 50$  мм между верхом буксы и надбуксовой стенкой остается зазор в 38 мм, а между низом буксы и буксовой стрункой — 13 мм. Для удобства формовки и механической обработки прилив, служащий буксовой направляющей, не доходит до надбуксовой стенки на 70 мм. Высота стенки над буксовым вырезом равна 300 мм. Кроме отмеченной уже обводки, проходящей поверху над самым вырезом, снизу имеется вторая обводка, концы которой, загигаясь и сходя по радиусу книзу на соединение с плоскостью основной стенки, предупреждают возникновение в угловых сечениях чрезмерных напряжений.

Буксовая струнка (плоская, из рамного железа) присоединяется к раме тележки четырьмя призонными болтами диаметром 1". В переходной к водилу части вертикальных стенок сделаны облегчающие вырезы с обводками. Форма самого водила вызвана желанием получить наиболее плавный переход (по аналогии с формой хвоста пенсильванской тележки) к шкворневой опоре; поэтому водило выполнено в виде кривой балки, описанной большими радиусами. Опора расположена ниже центра колеса на 140 мм. Высота водила вблизи опоры балансира составляет 250 мм; этот размер обусловлен необходимостью оставить зазор в 30 мм между верхней стенкой и кромкой балансира. Для развития опорной поверхности валика балансира образованы приливы на наружной и промежуточной стенках.

Толщина рамы, равная 16 мм, является минимально возможной. Хотя затруднительное положение с весом в задней части паровоза требовало снижения веса тележки и особенно ее рамы, однако уменьшение толщины стенок рамы при сложности ее конфигурации и больших габаритных размерах (3415 мм по длине и 2512 мм по ширине) могло привести к хроническому браку при отливке.

С точки зрения литейной практики рама тележки отличается рядом недостатков.<sup>1</sup> Переходы от водила к надбуксовой части как в плане, так и в вертикальной проекции оказались настолько плавными, что в водиле тележки не оказалось прямых участков, а это вызвало затруднения при установке стержней, их проверке и подгонке.

П-образная форма водила способствует короблению его из-за отсутствия связи между стенками. Коробчатая форма затрудняет обработку внутренних направляющих балансир приливов. Ее приходится производить не на строгальном, а на расточном станке, используя для этого все три отверстия для валиков.

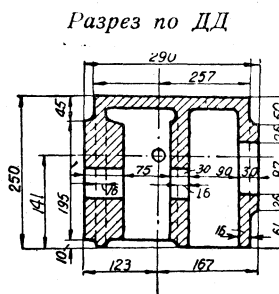
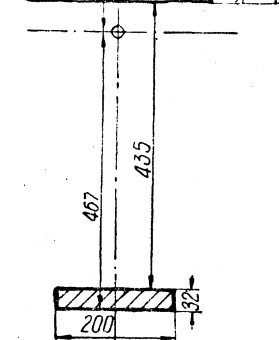
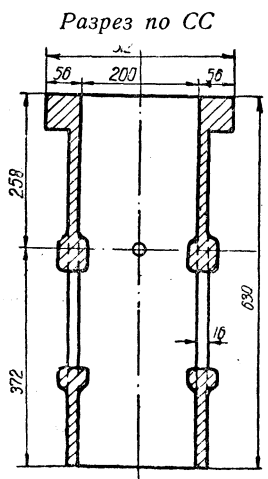
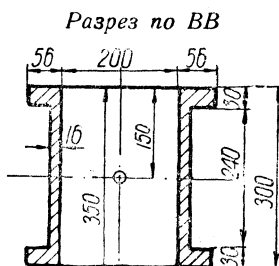
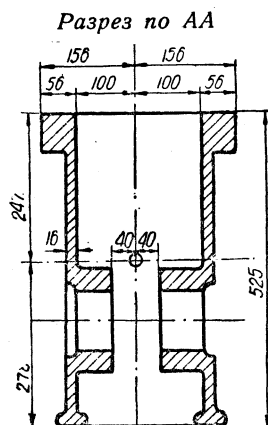
Большие опасения вызывала возможность разрыва потолка и наружных стенок водила, особенно в местах, лежащих вблизи шкворня, вследствие большой длины сравнительно тонкой стенки и резкого перехода этой стенки к массивной головке подшкворневой чашки.

Резкий прямой угол при образовании промежуточной стенки вблизи опоры балансира также вызывал опасения. Постановка задней подвески рессоры на призме и ноже, забиваемых непосредственно в раму тележки, потребовало сложной долбежной работы и вызвало постановку лишних стержней при формовке.

<sup>1</sup> Подробно см. статью инж. Носкова в журнале „Подвижной состав“ № 6, 1931 г., стр. 4.

Выше были получены: нагрузка на секторы  $2P_c = 10\,300$  кг; нагрузка на пяту  $P_{ш} = 12\,750$  кг; натяжение каждой рессорной подвески  $A_7 = 4290$  кг и реакция от балансира, равная 8225 кг. Воспользовавшись подсчитанными моментами, произведем поверочный расчет рамы на изгиб от статической нагрузки (веса) в продольной плоскости, не учитывая остальных сил, могущих возникнуть в раме при работе паровоза (фиг. 437), а также изгиба и кручения тележки в поперечной плоскости.

Рассматривая изгиб половины тележки в продольной плоскости, имеем: в сечении А:



Фиг. 437. Сечения рамы тележки.

$$J_A = 40\,936 \text{ см}^4; W_A = 1470 \text{ см}^3; M_A = 203\,000 \text{ кгсм}; k_{bA} = 138 \text{ кг/см}^2;$$

в сечении В (со снятой стружкой):

$$J_B = 7992 \text{ см}^4; W_B = 531 \text{ см}^3; M_B = 280\,000 \text{ кгсм}; k_{bB} = 525 \text{ кг/см}^2;$$

в сечении В (с надетой стружкой):

$$J_B = 101\,907 \text{ см}^4; W_B = 2180 \text{ см}^3; k_{bB} = 130 \text{ кг/см}^2;$$

в сечении С:

$$J_C = 50\,800 \text{ см}^4; W_C = 1365 \text{ см}^3; M_C = 35\,200 \text{ кгсм}; k_{bC} = 300 \text{ кг/см}^2;$$

в сечении Д:

$$J_D = 12\,033 \text{ см}^4; W_D = 852 \text{ см}^3; M_D = 495\,000 \text{ кгсм}; k_{bD} = 580 \text{ кг/см}^2.$$

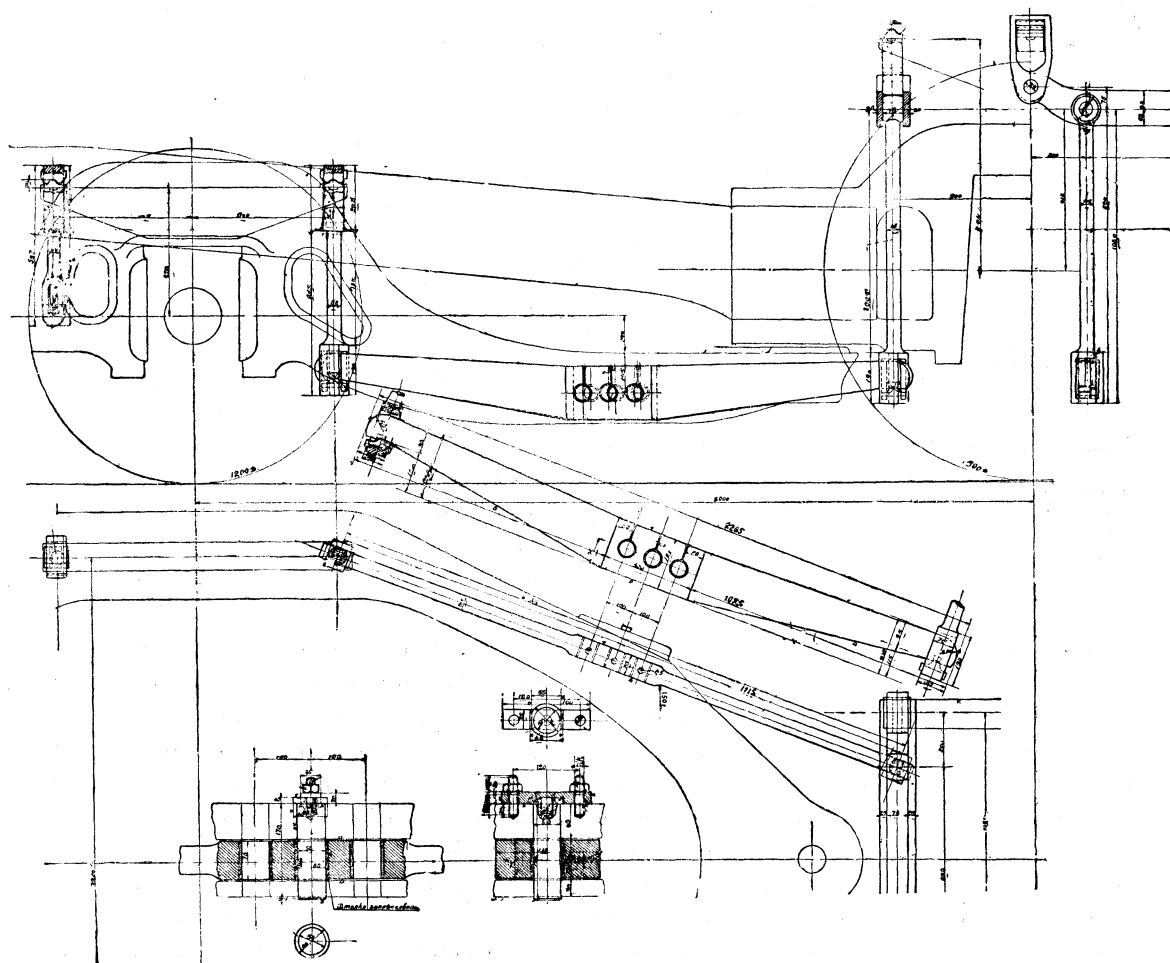
Принятие таких сравнительно низких напряжений объясняется условностью и упрощением расчета на статическую нагрузку. Действительные величины и направления усилий будут совершенно иными.

Высказанные опасения о возможности появления местных перенапряжений в раме тележки около шкворневой чашки получили подтверждение на практике. После полугодовой работы тележки

на паровозе ФД № 20-1 по бокам шкворневой чашки (около сопряжения чашки с наружной вертикальной стенкой) образовались две вертикальные трещины. С левой стороны задней поперечной балки на расстоянии 520 мм от центра, вблизи ребра под опорой секторов также получилась трещина шириной в 12 мм.

Паровоз был направлен в ремонт на Луганский завод. Для усиления тележки к задней балке и спереди под чашкой были приварены в торец к стенкам листы, усилившие сечения рамы. Так, например, момент инерции сечения задней балки до усиления был  $J = 2140 \text{ см}^4$  после усиления стал  $J = 4100 \text{ см}^4$ ; в шкворневой части до усиления  $J = 4900 \text{ см}^4$  и после усиления  $J = 21\,935 \text{ см}^4$ .

**Рессорное подвешивание и балансировка (фиг. 438).** В рессорное подвешивание задней тележки входят подвески трех типов, два балансира и две рессоры. Длина рессоры та же, что и в подвешивании на движущих осях (1000 мм); сечение листов ( $100 \times 13$  мм) и число их (13) также одинаковы. Отличие рессор заключается лишь в хомуте, который оканчивается шпинтоном диаметром в 75 мм, высотой в 100 мм и радиусом сферы, по которой обточен конец шпинтона в 50 мм. Передние концевые подвески балансира подвешены сверху



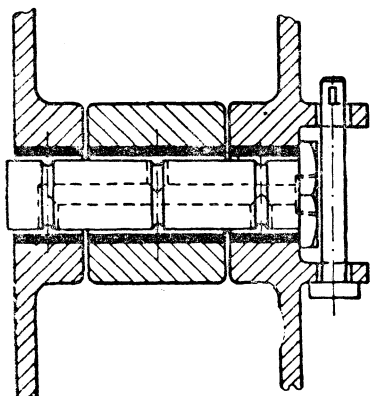
Фиг. 438. Рессорное подвешивание задней тележки (I вариант).

на валике к поперечной балке; внизу они переходят в прямоугольный хомут с ножом, на который ложится призма в балансире. На промежуточных подвесках образованы два хомута, оси которых в плане повернуты одна относительно другой на угол, определяемый положением балансира и рессоры. Рессора и балансир опираются на хомуты также при помощи ножей и призм. Примененная форма накидного хомута вызвана тем, что при сравнительно узкой рессоре ослабление ее отверстием для пропуска стержня подвески создает возможность обрыва и возникновения трещин в верхних листах. Диаметр подвесок 45 мм; напряжение на разрыв: в стержне  $249 \text{ кг/см}^2$ , в хомуте  $240 \text{ кг/см}^2$ . Задние



подвески опираются призмой на нож толщиной в 10 мм, забиваемый непосредственно в раму тележки.

Плечи балансира определяются из условий натяжений подвесок. В виду частого несовпадения на практике проектного и фактического веса может возникнуть необходимость маневрирования нагрузкой, приходящейся на заднюю тележку. Для этого как в балансире, так и в раме тележки образованы спереди и сзади основного отверстия для балансира, в 100 мм от него, два дополнительные отверстия, позволяющие путем перестановки в них валика менять нагрузку на поддерживающую ось в пределах примерно  $\pm 2400$  кг. При уменьшении нагрузки на тележку, т. е. при перестановке валика вперед, излишек веса передается на сцепные оси задней группы рессорного подвешивания; при необходимости догрузить тележку (что практически вряд ли окажется необходимым), т. е. при перестановке валика назад, нагрузка на остальных, сбалансированных вместе с тележкой, осях будет уменьшаться.



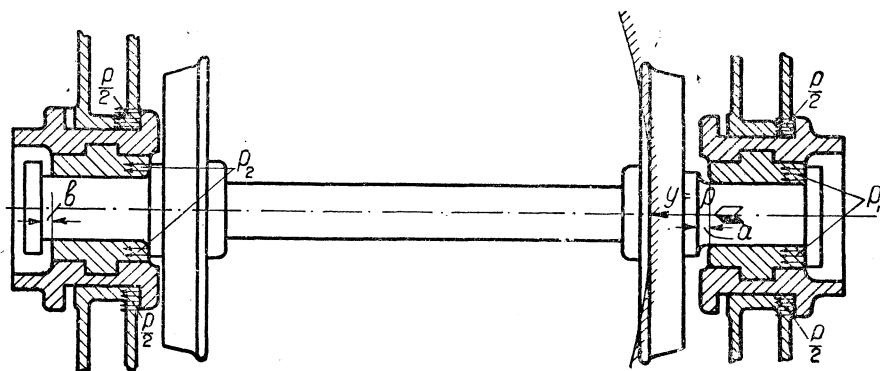
Фиг. 439. Плавающий валик.

Балансир находится под действием изгибающего момента  $M = 4300 \cdot 103 = 443\,000$  кгсм, который, при моменте сопротивления  $W = 407$  см<sup>3</sup>, создает напряжение  $k_b = 1090$  кг/см<sup>2</sup>. Столь большое статическое напряжение (без учета динамических перегрузов) заставило выполнить балансиры кованым из Ст5пов. Балансир посажен на валик свободно и может поворачиваться относительно него. Посадка валика в раму делается тугой. При таком соединении не исключается возможность заедания валика.

Существует довольно распространенный взгляд, что конструкции соединений в подвешивании на призмах свидетельствуют о нашей технической отсталости и привычке к излишнему удорожанию конструкций. В противовес этому выдвигаются простые американские соединения на валиках. Однако, как видно из фиг. 439, валик в американских конструкциях не впрессовывается ни в вилку, ни в рычаг, а вкладывается в них свободно (примерно ШХ посадка по ОСТ). Распространенный в Америке способ крепления головки валика также дает ему возможность свободно провертываться вокруг своей оси. Валик при этом снабжается отверстиями, в которые впрессовывается густая смазка алемайт (alemite). Относительное скольжение и самосмазывание валика обеспечивают ему такие условия работы, которые недостижимы для наших чрезмерно упрощенных конструкций, т. е. при забивании валика в вилку. В Америке, как мы видим, для валиков принят тот же принцип относительного скольжения, как, например, в плавающих втулках дышел и плавающих шайбах ступиц колес.

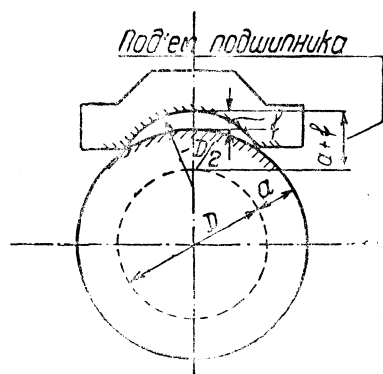
**Колесные пары:** В существующих паровозах при наружных буксах наиболее широко применяются такие конструкции колесных пар, в которых шейка оси снабжается наружными буртами. При вписывании в кривую боковые давления должны передаваться через колесную пару и буксу раме тележки и далее главному строению паровоза. Эта передача давлений осуществляется следующим образом (фиг. 440). Боковое давление  $Y$ , возникающее в точке сопри-

косновения бандажа с рельсом, передаваясь оси через колесо, стремится отодвинуть всю колесную пару влево (в рассматриваемом случае); при этом правый наружный борт упирается в подшипник, подшипник же, упираясь в буксу, передвигает ее также влево до упора наружного борта правой буксы в направляющую рамы тележки; в этой поверхности и происходит передача бокового давления тележке.



Фиг. 440. Схема передачи усилий от колеса к раме при шейке с буртом.

В разбираемой конструкции решающее влияние на способ передач боковых усилий раме тележки имеют зазоры  $a$  и  $b$  (фиг. 440). Если  $a = b$  (что изредка может иметь место), то сила  $Y$  распределится пополам между наружным правым буртом и внутренней левой галтелью подступичной части и, передаваясь через выступы внутри букс, будет воспринята одновременно наружной поверхностью направляющей рамы с правой стороны и внутренней буксовой направляющей с левой стороны. Если  $a > b$ , то сила  $Y$  целиком воспримется с левой стороны галтелью подступичной части и внутренней буксовой направляющей левой стороны. В обоих рассматриваемых случаях сила передается через подшипник соприкосновением его с буртом или с галтелью подступичной части, и возникающее трение воспринимается лишь частью кольца шириной не свыше 20—25 мм (высота бурта или галтели). Естественно, что возникновение в торце гребня подшипника с вытекающими отсюда последствиями — случай, нередкий в практике и достаточно знакомый нашим железнодорожникам. Недостаток конструкции шеек с буртами заключается еще и в том, что при необходимости выемки подшипника буксу приходится поднимать не только на высоту бурта, но и на дополнительную высоту  $f$ , как изображено на фиг. 441.<sup>1</sup>

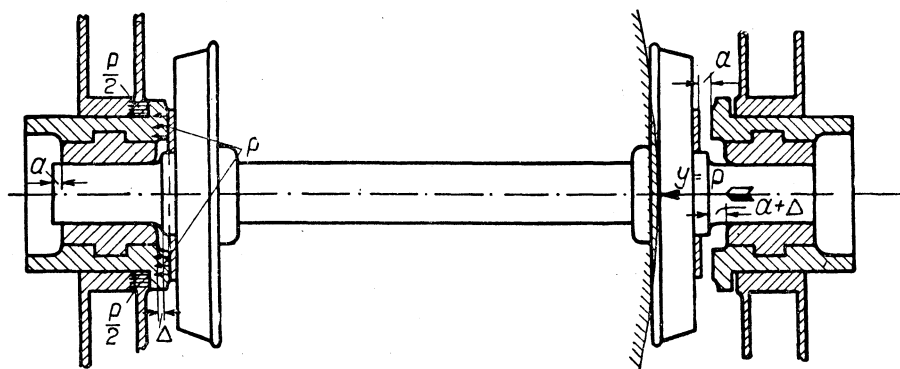


Фиг. 441. Определение подъема подшипника для выемки.

<sup>1</sup> Имеются конструкции букс с наружными буртовыми шейками, в которых между подшипниками и корпусом буксы сверху вкладывается добавочный камень (нажимной клин). Конструкция эта широко распространена в США и рекомендована АРА в качестве стандартной (см. „Locomotive Cyclopaedia“ 1930 г., стр. 839). В этой конструкции для выемки подшипника следует поднять буксу лишь на несколько миллиметров и вынуть камень из-под переднего задерживающего упора, после

В конструкции безбуртовых осей восприятие бокового давления иное (фиг. 442). При возникновении бокового усилия  $Y$  колесная пара отодвигается влево до упора ступицей левого колеса в буксу и боковое усилие будет воспринято внутренней поверхностью противолежащей буксовой направляющей. Для восприятия давления  $Y$  подступишной частью необходимо создание сильного заплечика в подшипнике; при наличии зазора  $\Delta$  все усилие  $Y$  передается непосредственно буксе, минуя подшипник.

Упор ступицы колеса в заднюю плоскость буксы привел к постановке на одной из этих поверхностей специальных антифрикционных шайб, привертываемых обычно шурупами. При постановке этих шайб на ступице колеса им придается круглая форма, при постановке на буксе — подковообразная. В США, где широко пользуются, в целях уменьшения износа, принципом относительного скольжения, появилась конструкция так называемых плавающих шайб, т. е. шайб, имеющих возможность вращения и относительно ступицы и относительно буксы.



Фиг. 442. Схема передачи усилий от колеса к раме при безбуртовой шейке.

Возможность развития опорной поверхности трения за счет шайбы, опирающейся в развитую поверхность торца ступицы, а также соображения об удобствах осмотра и выемки подшипника послужили основанием выбора для тележки ФД безбуртовой оси. Размер шейки (фиг. 443)  $200 \times 350$  мм обусловлен, как упоминалось, желанием уменьшить удельное давление на нее. Дальнейшие размеры оси в основном согласованы с принятыми в Америке стандартами. Для увеличения поверхности запрессовки в ступице на оси нет внутреннего бурта.

В колесном центре диаметра 1050 мм образовано 11 спиц. К торцевой передней поверхности ступицы привернуто упорное кольцо наружным диаметром в 340 мм и толщиной в 15 мм, выступающее из ступицы на 3 мм. Кольцо привернуто 8 шурупами и выполнено из Бр1. Конструктивное оформление обода, ступицы и спиц проведено по тому же принципу, что и на движущих колесах, с расчетом на наибольшее упрощение формовки. Материал для колесных центров выбран таким же. Вес колесной пары — около 2100 кг.

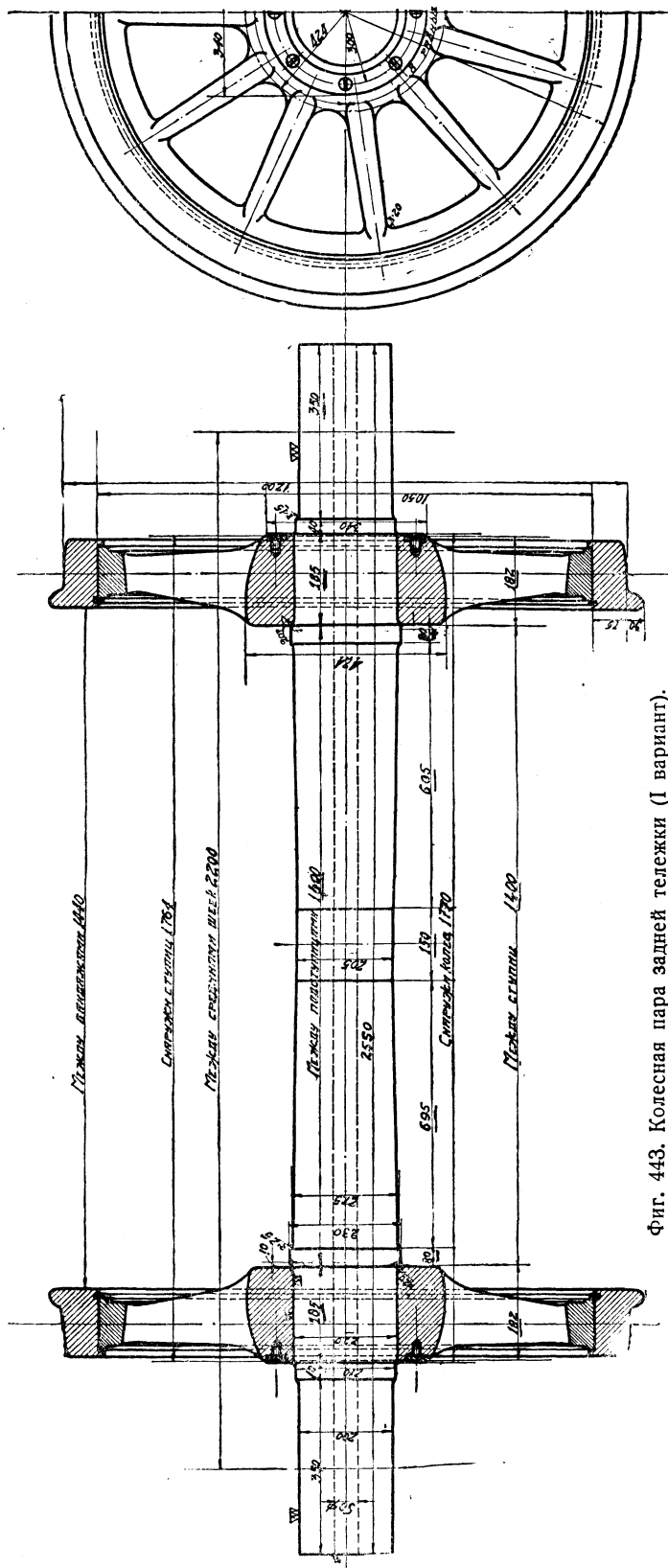
чего между подшипником и потолком буксы получается достаточный зазор, позволяющий вынуть подшипник без дальнейшего подъема буксы домкратом. Удобство выемки таких подшипников послужило причиной их широкого распространения. У нас такие конструкции применены в тендерных буксах паровозов СУ (постройки 1932/33 г.), ФД, ИС и др.

**Буксы (фиг. 444).** Букса, по конструкции напоминающая буксу вагонного типа, облегчается некоторыми особенностями. Прообразом при конструировании ее служила букса тендера паровоза С<sup>у</sup> постройки 1932/33 г.

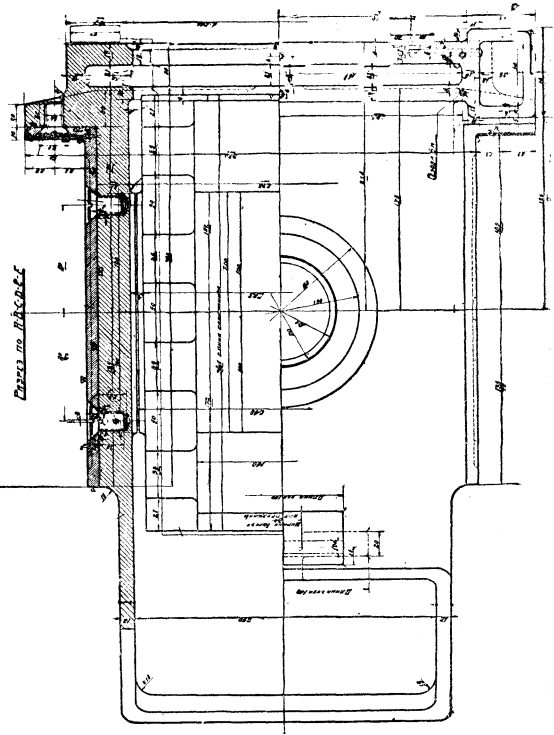
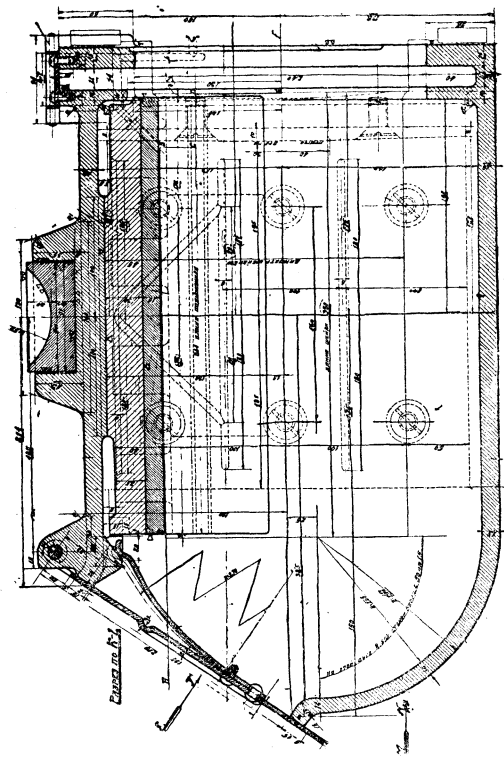
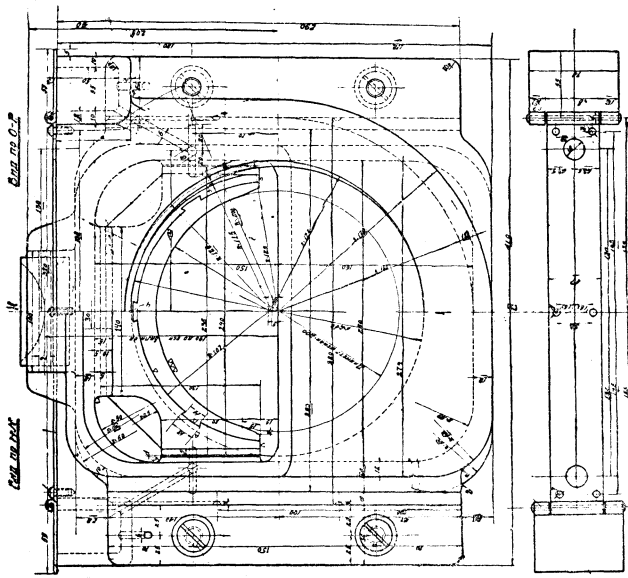
Из разобранного метода передачи бокового давления при безбуртовых осях видно, что наружные направляющие заплечики в корпусе буксы не нужны, так как боковые давления всегда воспринимаются противолежащими внутренними гранями буксовых направляющих. Поэтому букса, будучи выполнена лишь с одним буксовым направляющим заплечиком, получила по своей конструкции несколько необычную форму.

Корпус буксы изготавливается из ЛСТ1. На боковых гранях ее поставлены чугунные наливники со скосами на 2 мм вверху и внизу. Эти скосы облегчают свободную установку оси при игре, боковой качке, подпрыгивании и т. п. Как видно из фиг. 445, зазоры между отдельными соприкасающимися деталями позволяют осуществить подобную установку и устранить заедания и перекосы, приводящие к грению, и кроме того облегчают обработку, не требуя излишне точной пригонки.

Букса упирается в антифрикционное кольцо задней торцевой плоскостью (наружной стенкой камеры для



Фиг. 443. Колесная пара задней тележки (I вариант).



Фиг. 444. Букса задней тележки I варианта.

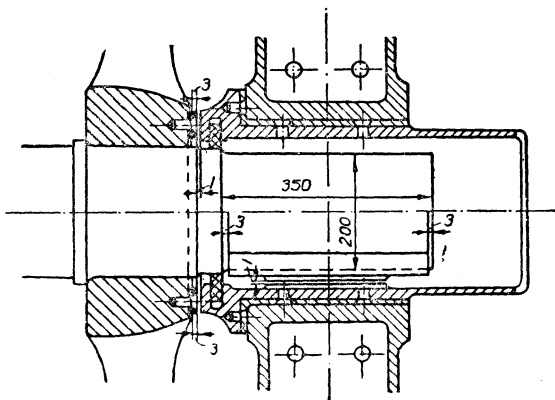
войлочной шайбы). Смазка задней торцевой трущейся поверхности, равно как и смазка буксовой направляющей, производится из боковых карманов, отлитых в камере для войлочной шайбы, через ряд сверленных отверстий.

С целью экономии металла подшипник выполнен стальным омедненным с слоем заливки толщиной в 15 мм. В опорную чашу рессоры вкладывается сменная подкладка. Передний упор подшипника производится в зуб в корпусе буксы, перекрывающий верхнюю плоскость подшипника на 11 мм. (На эту величину и нужно как раз приподнять буксу при выемке подшипника.) Крышка для заливки и осмотра поднимается кверху. Общий вес одной буксы со всеми деталями — 187 кг.

Достоинства этой буксы по сравнению с тендерной буксой С<sup>у</sup> заключаются, помимо отказа от наружного буксового заплечика и верхнего клина, в более герметичном закрывании крышки и в возможности центрирования нагрузки на шейке.

**Возвращающий механизм** (фиг. 446). В качестве возвращающего механизма применены два сектора, установленные на задней балке. Конструктивное выполнение их отмечается теми же чертами, как и в разобранных выше секторах передней тележки.

В плане линия направления качения секторов перпендикулярна к линии, соединяющей центр сектора с центром шкворня, и составляет с про-



Фиг. 445. Зазоры в буксе первого варианта.

дольной осью тележки угол  $\beta$ , определяемый по фиг. 447 из соотношения:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1650}{2 \cdot 3050} = 0,27.$$

При таком размещении сектора его образующие параллельны линии начального радиуса, а длина перекатывания при заданном отклонении колесной пары в  $\pm 125$  мм будет:

$$\frac{125 \cdot 3050}{2200} \frac{1}{\cos \beta} = \frac{125 \cdot 3050}{2200 \cdot 0,965} \approx 180 \text{ мм.}$$

В действительности длина перекатывания взята в 190 мм. Возвращающая сила секторов выбрана равной 15% от нагрузки на сектор. Радиус сектора принят в 225 мм, расстояние между центрами в 70 мм, высота сектора в 222 мм.

Возвращающая сила, создаваемая обоими секторами, составляет:

$$F_c = P_c \operatorname{tg} \varphi = 2 \cdot 10300 \frac{70}{2 \cdot 222} = 1620 \text{ кг.}$$

Расстояние между центрами секторов (в плане), составляющее 1650 мм, выбрано с расчетом, чтобы секторы при максимальном отклонении тележки не

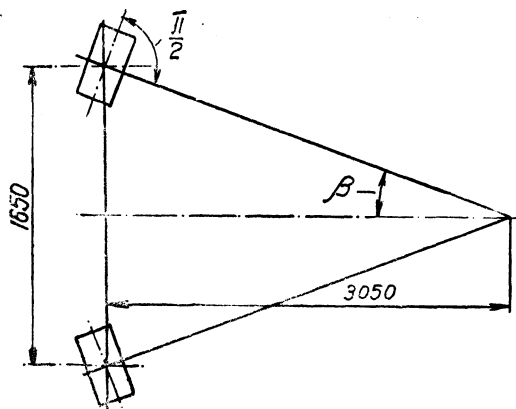
[illegible]

Фиг. 446. Сектор задней тележки.

602

Опорные плиты секторов прикреплены к нижним плоскостям кронштейнов призонными болтами. Кронштейны секторов скрепляются с задним хвостовиком рамы и междурамным креплением, каждый при помощи восьми болтов  $1\frac{1}{8}$ ". Междурамное крепление или опора под зольником, служащая распоркой между секторными кронштейнами, необходима для придания жесткости всей конструкции, в виду недостаточной жесткости хвостовика в поперечном направлении. Ограничителями отклонения служат привернутые к задней поперечной балке тележки литые угольники, ударяющиеся о выступ, привернутый на болтах и дополнительно приваренный к креплению под зольником.

Вследствие выбора диаметра колес в 1200 мм топке и зольнику пришлось дать в продольном направлении неодинаковые наклоны, а в поперечной плоскости зольнику не удалось получить крутого уклона, который был бы достаточен для ссыпки золы. Дно задней части зольника оказалось необходимым поднять кверху для размещения под ним заднего хвостовика междурамного крепления секторов и привалочных фланцев кронштейнов.



Фиг. 447. План расположения секторов.

## ВТОРОЙ ВАРИАНТ ТЕЛЕЖКИ (фиг. 448)

При пересмотре чертежей ФД для второго заказа было учтено, что достаточно удовлетворительное сочетание тележки с хвостовиком главной рамы, а отсюда с зольником и топкой возможно лишь при понижении всей тележки. Такое понижение дает возможность опустить вниз конец хвостовика рамы, прилегающий к заднему стяжному ящику. Кроме того, при перепроектировании было обращено внимание на:

- 1) усиление слабых мест рамы первого варианта на основе опыта эксплуатации двух первых паровозов ФД;
- 2) устранение конструктивных причин, вызывающих неудобства и неполадки в процессе изготовления ответственных деталей тележки (рама);
- 3) применение максимально возможного числа одинаковых деталей для паровоза ФД и проектировавшегося паровоза 1—4—2 (ИС).

Основным фактором, определяющим высоту тележки, является диаметр ее колес. Диаметр бегунковых и поддерживающих колес определяет для шеек характеристику гребня. Поэтому в нашей практике при появлении быстроходных паровозов существовала тенденция идти на увеличение диаметра поддерживающих колес. В таких паровозах с поддерживающими осями постройки до 1931 г. (С, Л и С<sup>у</sup>) мы имели размеры, указанные в таблице 130.

В отношении выбора размеров колес и шеек при наружных буксах пришлось обратиться к богатому опыту железных дорог США и подсчитать для ряда американских паровозов удельные давления и характеристики гребня, основываясь на следующих предположениях.





Характеристика поддерживающих осей русских паровозов

Серия	Диаметр поддерживающих колес $D$ мм	Диаметр шейки $d$ мм	Длина шейки $l$ мм	Отношение $\frac{l}{d}$
С	1 220	170	350	2,06
Л	1 320	190	350	1,85
С <sup>у</sup>	1 320	190	370	1,95

За удельное давление, согласно применяемому в Америке способу, принято собственно давление на шейку, т. е. половина разности давления от колесной пары на рельс и веса колесной пары, деленное на произведение  $ld$  (раньше у нас за удельное давление принималась половина частного от деления статического давления колесной пары на рельсы на произведение  $ld$ ).

Вес колесных пар брался приближенно на основании материалов, опубликованных в № 7 журнала „Подвижной состав“ за 1932 г.

Допуская предположение, что условия работы шеек движущих осей станут одинаковыми при равном числе их оборотов, за исходный критерий для определения скорости шейки бегунковой или поддерживающей колесной пары примем постоянное число оборотов движущих осей для всех паровозов. В наших сравнительных подсчетах возьмем число оборотов таким, при котором квадрат угловой скорости движущих колес равен 1000. Это соответствует  $n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} =$

$$= \frac{30 \cdot \sqrt{1000}}{3,14} = 302 \text{ об/мин.}$$

При этом выражение для характеристики грения  $R$  принимает следующий вид:

$$R = 31,6 \frac{D_B}{D_6} \frac{P}{ld} \frac{d}{2} = 1,58 \frac{D_B}{D_6} \frac{P}{l} \left[ \frac{\text{кгм}}{\text{см}^2 \text{сек}} \right],$$

где:  $D_B$  — диаметр движущих колес в м;

$D_6$  — диаметр рассматриваемого (бегункового, поддерживающего или тендерного) колеса в м;

$P$  — нагрузка на шейку в кг;

$l$  — длина шейки в мм.

Этим методом были произведены подсчеты ряда паровозов США и СССР; результаты подсчетов сведены в таблицах 131 и 132. Мы видим, что диаметр поддерживающих колес в подавляющем большинстве паровозов США равен 43' или 1092 мм. Величины  $R$  выше, чем в наших паровозах, и составляют в среднем 80—90  $\left( \frac{\text{кгм}}{\text{см}^2 \text{сек}} \right)$ , в то время как в наших паровозах величина  $R$  колеблется в пределах от 50 до 60. Работа подшипников у паровозов США вполне удовлетворительна, и грение шеек наблюдается чрезвычайно редко.

Дело в том, что в наших паровозах внутренние буксы задних тележек располагаются вблизи топки, и во время работы происходит постоянный, естественный их подогрев. Конструкция букс и сочетание их с возвращающимися приборами и рамой (например на С<sup>у</sup>) не допускают свободной установки

Удельные давления и характеристики гребня бегунковых и поддерживающих осей американских паровозов

Год постройки	Тип	Завод	Общий вес т	Диаметр валиков колес мм	Передняя тележка					Задняя тележка						
					Нарузка т	Размеры колес-ной пары $D \times d \times l$ мм	Вес колес-ной пары кг	Нарузка на шейку кг	Удельное давление кг/см <sup>2</sup>	Характери-стика гребня кгм/см <sup>2</sup> сек.	Нарузка т	Размеры колес-ной пары $D \times d \times l$ мм	Вес колес-ной пары кг	Нарузка на шейку кг	Удельное давление кг/см <sup>2</sup>	Характери-стика гребня кгм/см <sup>2</sup> сек.
—	2-3-1	—	139	2010	22,2	914×165×305	1 250	4 930	9,8	56,2	27,2	1 295×228×355	2 330	12 000	14,7	83
—	2-3-1	—	125	1 850	25,8	838×165×305	1 160	5 780	11,5	66	26,2	1 095×228×355	2 060	12 100	14,9	91
1929	2-3-1	Baldwin	136	1 850	25,2	838×165×305	1 160	5 630	11,2	64,5	26,8	1 095×228×355	2 050	12 400	15,3	93
1928	2-3-1	"	137	1 850	27,6	838×165×305	1 160	6 330	12,6	72,5	27,6	1 095×228×355	2 060	12 800	15,8	96,5
—	2-3-1	"	144	2 030	24,5	914×165×305	1 250	5 500	10,93	63,5	25,7	1 270×165×305	1 960	11 900	23,6	114
1927	2-3-1	—	148	2 010	29,8	914×177×305	1 260	6 830	12,7	78	28,4	1 395×228×405	2 280	13 100	14,2	73,5
—	2-4-1	—	159	1 750	23,3	838×165×305	1 160	5 240	10,4	56,6	26	1 095×228×355	2 060	12 000	14,8	78
—	2-4-1	—	148,5	1 750	22,5	838×165×305	1 160	5 050	10	54,6	24	1 095×228×355	2 060	10 960	13,5	71,5
—	2-4-1	—	181	1 880	28,2	838×177×303	1 185	6 460	12	75	28,6	1 170×203×355	2 000	13 300	18,2	95
—	2-4-1	ALCO	153	1 850	27,2	838×165×305	1 160	6 230	12,4	65,3	24,4	1 145×228×355	2 110	11 100	13,7	80
—	2-4-1	Baldwin	164	1 850	27,6	914×177×305	1 260	6 280	11,6	66	24,9	1 295×228×355	2 330	11 300	14,0	72
—	1-4-1	—	147	1 600	12,7	838×165×305	1 160	5 770	11,5	57	25,8	1 095×228×355	2 060	11 800	14,6	76,5
—	1-4-1	—	132	1 600	9,2	838×165×305	1 160	4 020	8,01	39,8	22,2	1 095×228×355	2 060	10 100	12,9	65,5
—	1-4-1	ALCO	162	1 600	11,6	838×152×315	1 160	4 640	9,7	44,5	25,9	1 095×228×355	2 060	11 900	14,7	77
—	1-4-1	—	142	1 600	13,4	795×152×305	1 065	6 180	12,9	64,5	26,1	1 095×228×355	2 060	12 100	14,9	78,5
1927	2-3-2	Baldwin	152	1 850	29,6	838×190×330	1 215	6 770	10,8	71,5	38,8	1 015×177×355	1 673	8 900	14,2	72
1929	2-4-2	"	214	1 850	40,2	914×190×355	1 580	9 250 <sup>1</sup>	13,7	83,5	49,5	1 145×228×355	2 130	10 700	13,2	77
1929	2-4-2	"	226	1 930	39,4	914×190×355	1 530	9 060 <sup>1</sup>	13,4	85	55,6	1 270×228×355	2 300	12 750	15,7	85,5
—	2-4-2	ALCO	193	1 850	28,1	914×190×355	1 310	6 380	9,5	57,5	48	1 170×228×355	2 160	10 930	13,5	77
—	1-4-2	Lima	201	1 775	21,3	914×165×305	1 480	9 800 <sup>1</sup>	19,5	99	54,5	1 095×228×355	2 060	12 600	15,6	91,5
—	1-5-1	—	172	1 600	12,5	838×165×305	1 160	5 670	11,3	56,1	26,5	1 095×228×355	2 060	12 200	15,1	79,5
—	1-5-1	—	159	1 450	10,4	838×215×305	1 320	4 550	7,3	41	24,4	1 095×228×355	2 060	10 800	13,3	69,5
—	1-5-1	Baldwin	183	1 600	13,4	760×177×305	1 080	6 160	11,4	67,2	24,7	1 015×228×355	1 950	11 400	14,1	80
1929	1-5-1	"	165	1 450	11,3	838×165×305	1 160	5 070	10,1	55,2	26,8	1 095×228×355	2 060	12 400	15,3	61,4
1927	1-5-1	"	149	1 600	14,1	838×165×305	1 160	6 480	12,9	64	22,9	1 095×228×355	2 060	10 400	12,9	68
—	1-5-1	Can. L. C <sup>o</sup>	185	1 450	13,1	795×190×305	1 170	5 960	10,3	56,2	26,6	1 095×228×355	2 060	12 300	15,2	72,5
—	1-5-1	Baldwin	199	1 625	15,5	838×152×255	1 110	7 200	18,6	86,5	27	1 170×228×355	2 160	12 500	15,4	77,5

<sup>1</sup> Наружные буксы.

Удельные давления и характеристики грения бегунковых и поддерживающих осей русских паровозов

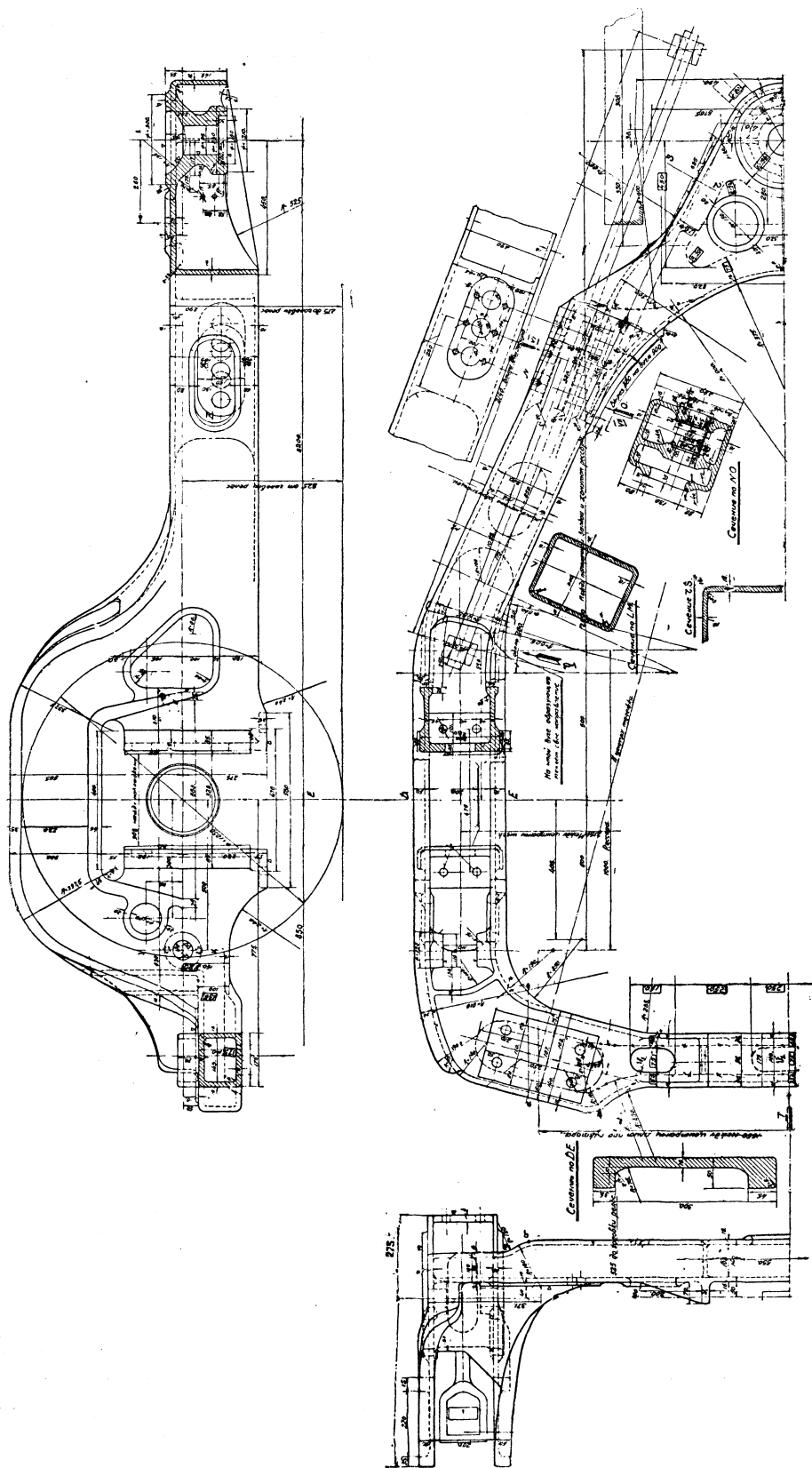
Серия	Тип	Передняя тележка				Задняя тележка			
		На- груз- ка т	Размеры колесной пары $D \times d \times l$ мм	Удельное давление кг/см <sup>2</sup>	Характ. грения кгм/см <sup>2</sup> сек	На- груз- ка т	Размер колесной пары $D \times d \times l$ мм	Удельное давление кг/см <sup>2</sup>	Характери- стика гре- ния кгм/см <sup>2</sup> сек
Б	2—3—0	27,5	1050×170×320	11,7	56	—	—	—	—
Е <sup>а</sup>	1—5—0	10,9	838×153×3181	11,2	54,2	—	—	—	—
К	2—3—0	26,6	1050×165×300	12,2	52,1	—	—	—	—
К <sup>у</sup>	2—3—0	26,3	1050×165×300	12,1	57,5	—	—	—	—
Л	2—3—1	27,9	950×170×350 {	10,2 11,3	53 59	16,9	1320×190×350	11,4	39,2
			1050×190×350	9,8	43				
М	2—4—0	27	1320×190×350	10,4	36,4				
Н <sup>у</sup>	1—3—0	13,1	1046×170×300	12,4	63,7	—	—	—	—
С	1—3—1	13,0	1050×170×1350	10	47	15,6	1220×170×350	11,8	49
С <sup>у</sup>	1—3—1	12,5	1050×170×350	9,6	45	18,0	1320×190×370	11,6	49
ФД 1-ый паровоз	1—5—1	13,6	900×170×300	12,1	54	20	1200×200×350	12,8	50,5
ФД 2-й заказ	1—5—1	13,6	900×170×300	12,1	54	20	1050×200×350	13	58,5
ИС	1—4—2	16	1050×180×350	11,7	58,5	18,5	1050×200×350	12	67

оси при игре, что вызывает заедания, односторонние нажатия и, как следствие этого, — грение. При наружных же буксах, особенно во время быстрого хода поезда, происходит энергичное охлаждение их встречным воздухом. Для большинства американских паровозов отношение  $\frac{l}{d} = 1,5 - 1,7$  (у нас, как мы видели,

около 2). При этой величине  $\frac{l}{d}$  шейки дают меньшие прогибы, а следовательно и меньшую вибрацию. Будучи относительно более короткими и потому более устойчивыми, они позволяют легче установить центральную нагрузку шейки и подшипника и избежать одностороннего нажатия.

Надо отметить, что сама по себе характеристика грения является слишком грубой величиной, не учитывающей условий работы шейки. В Америке все расчеты ведутся на удельное давление, и это правильно, ибо задаваемая нормами АРА величина удельного давления в 200—210 кг/см<sup>2</sup> при отношении  $\frac{l}{d} 1,5 - 1,6$  обеспечивает шейке повышенную надежность при работе ее на изгиб, характеристика грения же учитывается в скрытом виде, так как нормы удельных давлений различны для пассажирских и товарных паровозов. Все эти соображения, а также и то, что в принципе вопрос о переводе поддерживающих колес на роликовые подшипники был решен, позволили при перепроектировании ФД уменьшить диаметр колеса до 1050 мм по кругу катания, что дало выигрыш в весе около 200 кг. Диаметр и длина шеек оставлены прежними, а именно 200×350 мм.

**Рама тележки** (фиг. 449). Конструкция рамы тележки была изменена для упрощения процесса отливки, уменьшения обработки, снижения веса и увеличения прочности. Перепроектирование все время увязывалось с работниками



Фиг. 449. Рама задней тележки (II вариант).

модельного, сталелитейного и механического цехов Коломенского завода, где эта рама изготовлялась для первых двух паровозов.

Так как наибольшие трудности при формовке встречались при подгонке стержней водила тележки и переходных ее частей, то основное внимание было обращено на изменение конструктивных форм.

В плане расстояние между центрами шеек было уменьшено с 2200 до 2160 мм, т. е. до той же величины, что и на паровозах Т<sup>А</sup> и (позднее) ИС. Это несколько уменьшило ширину рамы.

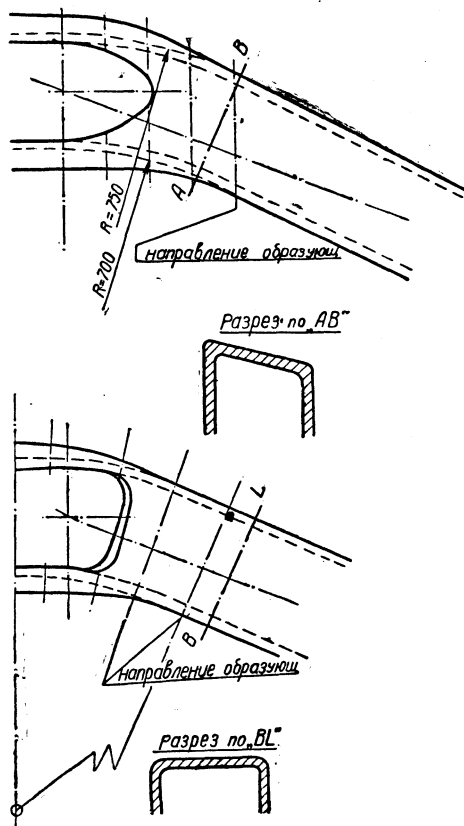
Изменение конструкции водила заключалось в придании ему более прямых форм, чем в тележке первого варианта.

Во время отливки первой тележки наблюдалось коробление и расхождение нижних концов вертикальных стенок водила; во избежание этого водилу придана в сечении не П-образная, а □-образная форма, т. е. добавлена нижняя горизонтальная стенка (пол). Линия пола выпрямлена и проходит горизонтально на 25 мм выше поверхности, обработанной под струнку.

Верхняя часть, переходная от продольной части к водилу, в плане образована иначе. В то время как в первом варианте эта поверхность представляет собой часть цилиндрической поверхности с образующими, перпендикулярными к продольной оси паровоза, — во втором варианте эта поверхность выполнена винтовой с осевой линией в центре переходного радиуса внутренней стенки (фиг. 450). Это изменение, принятое по требованию цехов, облегчило проверку стержней, ибо при прикладывании угольника к вертикальной стенке, образующей дугу, горизонтальный конец угольника совпадает с поверхностью стержня.

Выпрямление нижней части водила и увеличение высоты стенки повлекло за собой повышение опорной поверхности шкворня на 180 мм и соответствующее изменение крепления его — передней опоры топки. Повышение опоры шкворня позволило более удобно разместить поперечную тормозную балку, которую в первом варианте тележки в плане пришлось изгибать, чтобы отвести ее от шкворня.

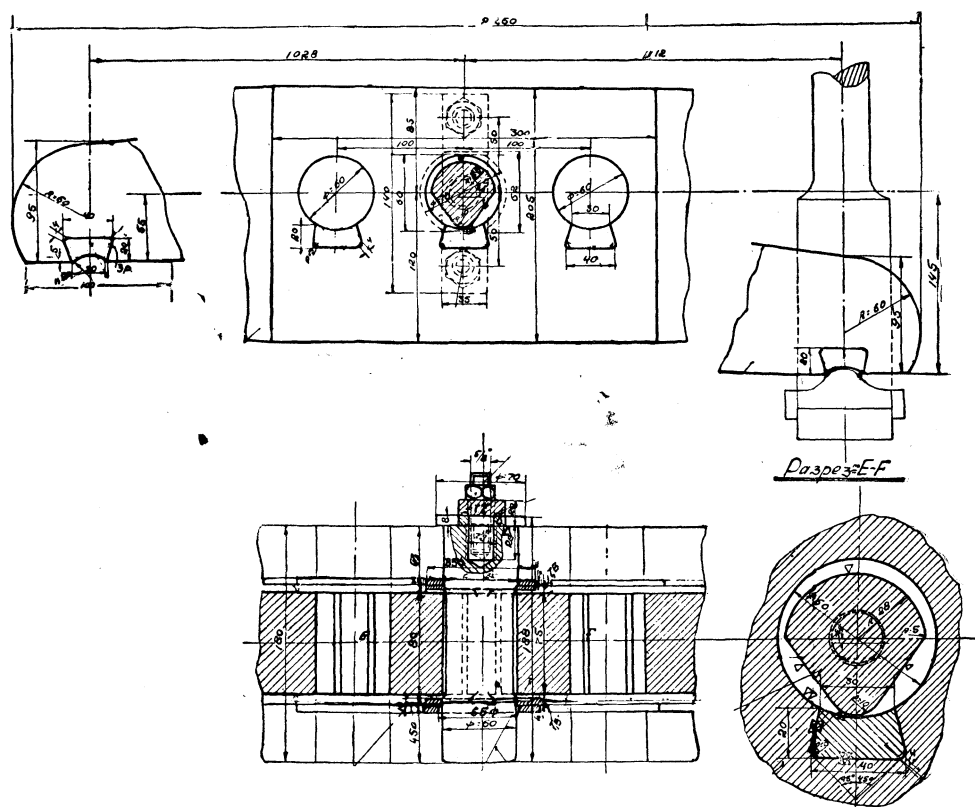
В плане форма передней части тележки вблизи шкворня также изменилась — снаружи весь контур обведен вертикальной стенкой; промежуточная стенка по выходе наружу, вблизи опоры под балансир, круто заворачивает внутрь в виду необходимости обхода нижнего угла главной рамы. Наличие вертикальной стенки — обводки — позволило помимо усиления тележки придать шкворневой



Фиг. 450. Образование переходных к водилу поверхностей в рамах тележек I и II вариантов.

чашке более удобные для отливки формы. Дело в том, что при таком устройстве можно поставить стержни при формовке и этим избежать при отливке большого скопления материала, что в свою очередь уменьшает опасность появления надрывов в верхней горизонтальной полке и в вертикальных стенках.

Отмеченная неудовлетворительная работа валиков в балансире, не устраняющая заедания, привела к постановке балансира на нож и призме. Как видно из фиг. 451, призма впрессовывается в тело балансира. Нож в той части, где он закрепляется в раме, выполнен в виде валика, в средней же части его образована грань, которой он и опирается о призму балансира. Сечение балансира получается ослабленным, и поэтому наружному контуру его сечения приданы



Фиг. 451. Конструкция призмы и ножа балансира.

размеры  $75 \times 205$  мм взамен  $60 \times 190$  мм в первом варианте. Вследствие несимметричности балансира центр валика расположен в отношении стенки водила также несимметрично. После конструктивного определения балансира была рассчитана высота стенки водила, получившаяся равной 290 мм. Предшествовавшие этому пробы основывались на предположении, что конец балансира приподнят или опущен на 50 мм, а точка вращения передвинута вперед (валик заколочен в переднее отверстие). Это дало возможность, установив минимальный зазор в 24 мм между верхом балансира и потолком водила, определить высоту потолка (имея в виду, что балансиру придана примерная форма бруса равного сопротивления) и заодно форму балансира. В передней части балансир пришлось сделать с наклоном книзу, во избежание задевания за нижнюю кромку конца главной

рамы паровоза при игре рессор, а также потому, что новый центр балансира поднят относительно прежнего на 120 мм, а конец главной рамы остался на прежнем уровне. В виду трудности обработки подбалансирных приливов внутри водила между ними и балансиром оставлен достаточный зазор в 7,5 мм на сторону. Это позволяет добиваться чистой отливки и избежать дополнительной обработки. Для облегчения центральной установки балансира между ним и стенками закладывается шайба, толщину которой можно регулировать обработкой.

В паровозах ФД второго заказа благодаря уменьшению мертвого веса плечи балансира изменились, заднее получилось равным 1028 мм и переднее 1112 мм. Напряжение на изгиб в балансира 952 кг/см<sup>2</sup>; напряжение на изгиб в валике составляет около 750 кг/см<sup>2</sup>.

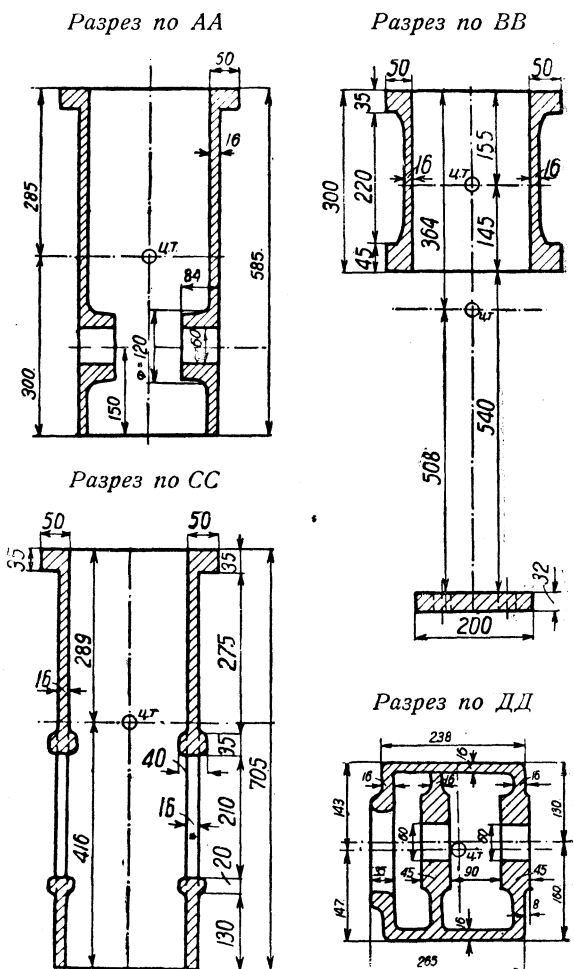
Крепление задней рессорной подвески осуществляется также фасонным валиком, середина которого обработана на треугольник, опирающийся вершиной о призму в подвеске.

Кроме того, подверглись изменению все обводки, как внутренние, так и внешние, которым сообщены более плавные переходы к основным стенкам.

На задней поперечной балке выполнены литые упоры для ограничения отклонения тележки. Упоры опираются при полном отклонении тележки на цилиндрическую тумбу, расположенную на нижней плоскости стяжного ящика. Упоры эти обработке подвергаться не должны.

Подверглась изменению часть тележки около буксовых вырезов. В наших обычных конструкциях буксовая направляющая представляет собой дешевую, легко сменяемую и ремонтируемую деталь. Трудности обработки, проверки и пригонки направляющих тележки привели к тому, что на направляющие поверхности буксового выреза привариваются к раме П-образные накладки из рессорной стали толщиной в 10 мм, предохраняющие направляющие поверхности самой рамы от износа. Буксовые вырезы увеличены и по ширине и по высоте в соответствии с установленными буксами. Для уменьшения напряжений в углах буксового выреза концы надбуксовых обводок опущены ниже.

Все перечисленные изменения, необходимые для облегчения массового про-



Фиг. 452. Сечения рамы тележки II варианта.



изводства и повышения надежности паровозов ФД, не вызывают заметного увеличения веса рамы. Возможная постановка роликовых букс потребует некоторого изменения буксового выреза для приспособления рамы тележки под эти буксы. Сопоставляя показанные на фиг. 452 изменившиеся сечения переделанной рамы тележки с сечениями рамы тележки первого паровоза, мы видим, что конструкция рамы стала более рациональной, так как при том же примерно весе повысились ее крепостные показатели.

После обнаружения трещин в рамах тележек паровозов ФД 20-1 и 20-2 было решено усилить шкворневое место и в тележках второго варианта несмотря на то, что рама тележки была уже усилена. Усиление было сделано путем добавления в передней части снизу горизонтальных полок и придания сечению задней поперечной балки коробчатой формы. Это увеличило момент инерции в шкворневой части с  $J=9728 \text{ см}^4$  до  $J=21\,880 \text{ см}^4$ . Сечение задней поперечной балки усилено до  $J=4320 \text{ см}^4$ . В уже отлитых тележках произведена подварка нижних листов под чашкой и задней балкой. (На фиг. 449 эта подварка не указана.)

**Буксы** (фиг. 453). В соответствии с переделкой рессорного подвешивания изменилась и форма нижней части рессорного хомута. Она выполнена цилиндрической и определяет тем самым конструкцию опоры хомута на корпусе буксы. Благодаря одинаковой форме рессорных хомутов на движущих и поддерживающих колесных парах стала возможной взаимозаменяемость рессор. Хомутам рессорных подвесок при переделке придана форма, облегчающая штамповку.

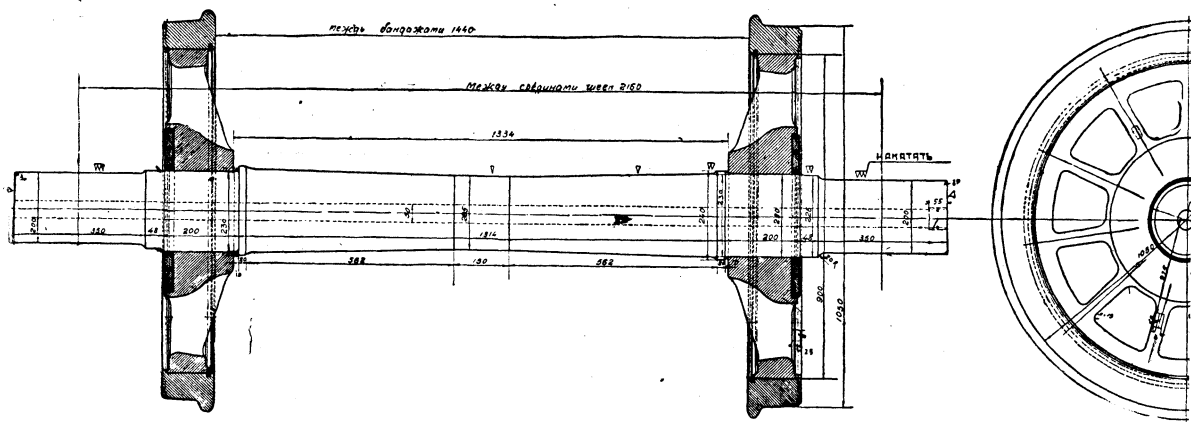
Выше мы видели преимущество безбуртовых осей, заключающееся в уменьшении возможности грения шейки. В соответствии с этим и была сконструирована букса первого варианта. Однако осмотр шейки, даже при выемке подшипника, затруднителен. В буксе типа ALCO, поставленной на паровозах второго заказа, нижняя часть буксы — отъемная и представляет собой по существу подбуксовую коробку. Подшипник — восьмигранной формы. Верхняя плоскость его пригоняется к потолку корпуса буксы. Наклонные грани не соприкасаются с корпусом и поэтому могут быть выполнены без обработки. Вертикальные грани устанавливаются свободно с зазором между ними и приливом на стенке корпуса по 1 мм на сторону. От продольного перемещения подшипник удерживается зубом на боковых гранях, входящим во впадину, образованную двумя ребрами на наклонных поверхностях корпуса. Высота зуба — около 11 мм; на это расстояние и нужно приподнять буксы домкратом, чтобы вынуть подшипник. Выемка подбуксовой коробки весьма проста потому, что эта коробка крепится двумя шпильками к торцовой плоскости корпуса буксы. Поперечное верхнее ребро в корпусе, сзади подшипника, служит для нажима на войлочную шайбу, прижимаемую снизу торцом подбуксовой коробки к плавающему кольцу. Букса опирается о плавающее кольцо на ступице колеса; поэтому задняя ее поверхность развита, и ей придана форма широкой подковы.

Смазка задней трущейся поверхности производится из двух боковых карманов. Каждый карман разделен (в плане) тремя поперечными ребрами на 4 секции. Первая (наружная) секция сообщается с задней торцовой плоскостью буксы (плавающим кольцом) при помощи трубки, ввернутой на резьбе в ребро первой секции и развальцованной сзади; диаметр трубки —  $8 \times 13$  мм. Трубка эта проходит в средних ребрах через отверстие в 16 мм. Из других карманов смазка

Фиг. 453. Букса задней тележки II варианта.

направляющей. Из среднего кармана смазка проходит в задний карман через кольцевой зазор. Смазка шейки производится через торцовую наклонную откидываемую кверху крышку буксы непосредственно в подбуксовую коробку. Вверху устанавливается масленка, подающая смазку в верхнюю часть подшипника.

для шпилек, крепящих привалочный фланец подбуксовой коробки. Скосов на буксовом заплечике, позволяющих оси свободно устанавливаться, здесь нет; вместо них имеется постоянный зазор между буксой и плавающей шайбой, дающий возможность свободной установки буксы при игре, как это видно на фиг. 454. Зазоры между рамой и заплечиками не одинаковы: между рамой



и задним зубом—3 мм, между рамой и передним—5 мм; так как передний зуб в действительности не работает, то он может выполняться без обработки. Продольный зазор между буксой и направляющей составляет 3 мм (по 1,5 мм на сторону).

614

бронзовый с баббитовой заливкой с толщиной слоя в 6 мм. Вес корпуса буксы  $\sim 112$  кг. Вес комплекта одной буксы  $\sim 202$  кг.

**Колесные пары** (фиг. 455). Выше уже указывалось, что размер шеек на колесных парах паровозов ФД второго заказа остался без изменений, т. е.  $200 \times 350$  мм.

Размеры подступичной части несколько изменены в соответствии с приспособлением оси к корпусу буксы. Бурты сзади подступичной части не доходят до ступицы на 10 мм, чтобы не уменьшать площади запрессовки переходным радиусом. Впереди на ступице имеется дисковая проточка, в которую вкладывается плавающая шайба толщиной в 20 мм. Вначале, в целях экономии цветного металла, плавающая шайба была выполнена чугунной, однако после задигов и заеданий ее решено было заменить бронзовой.

Конструкция обода и спиц ступицы вполне аналогична с разобранными выше конструкциями этих деталей колесных пар других осей.

Остальные детали тележки оставлены без изменений. Уменьшение диаметра колеса позволило опустить секторы, а с ними вместе и кронштейны с опорными плитами. Благодаря этому опустилась верхняя кромка заднего хвостовика рамы в части, переходной к стяжному ящику, что позволило придать зольнику лучшую форму.

## ДИНАМИЧЕСКОЕ ВПИСЫВАНИЕ В КРИВЫЕ

Задачей расчета динамического вписывания является определение основных элементов экипажа, как-то: величины разбегов осей, отклонений тележек, длины водил тележек, значений возвращающих сил, не только исходя из возможности установки паровоза в кривой малого радиуса без „заклинки“, которая вызывает неизбежную расшивку пути и сход с рельсов, но также с точки зрения наиболее благоприятного прохождения кривых разных радиусов при тех скоростях, которые могут иметь место в эксплуатации.

Основными критериями при оценке качества экипажа являются значения направляющих усилий и боковых давлений. Под первыми мы разумеем силы, возникающие в точке набегания гребня бандажа колеса, „направляющего“ паровоз в кривой; под вторыми — суммарное горизонтальное воздействие колеса на рельс (перпендикулярное к продольной оси паровоза), складывающееся из направляющего усилия и поперечной составляющей силы трения самого набегавшего колеса.

Значения направляющих усилий и боковых давлений определяют износ гребней, расстройство рельсов, износ их в кривых, вертикальный перегруз направляющих колес и влияют на степень безопасности в смысле схода с рельсов. Само собой разумеется, что, стремясь к максимальному снижению этих значений, необходимо учесть те явления, которые возникают при разбеге сцепных осей (габаритные условия размещения пальцев, условия работы спарников) и при увеличении отклонения тележек (конструкция и размещение возвращающих приборов и др.), а также необходимо обеспечить спокойный ход паровоза как на прямом участке, так и в кривой.

Конечно, при выборе упомянутых выше элементов экипажа возможны различные решения; наши соображения по их выбору помещены в конце расчета.

Переходя непосредственно к расчету, отметим, что большинство существующих методов расчета — аналитических, графо-аналитических, как-то: Uebelacker'a, J. Jahn'a, Neumann'a,<sup>1</sup> Липко-Парфиевского, Зуева — не имеют между собой принципиальных различий. В основу нашего расчета положена схема метода Uebelacker'a.<sup>2</sup>

## РАСЧЕТ ВПИСЫВАНИЯ В КРИВЫЕ

Определяем направляющие усилия и боковые давления при прохождении паровозом кривых  $R=150$  м и  $R=500$  м для различных скоростей при установившемся движении и без приложения силы тяги. При этом для упрощения расчета делаем обычно принятые допущения:

- 1) все строение экипажа располагаем в плоскости головки рельса, т. е. не учитываем изменения нагрузки на каждое колесо от действия центробежных сил и боковых давлений;
- 2) бандажи полагаем цилиндрическими;
- 3) точку набегания колеса на рельс считаем совпадающей с точкой приложения силы трения между колесом и рельсом, т. е. не принимаем во внимание предвращения точки набегания;
- 4) влияние тендера на вписывание как для переднего, так и для заднего хода во внимание не принимаем;
- 5) коэффициент трения между колесом и рельсом принимаем постоянным и равным 0,25.

При определении всех геометрических элементов вписывания — положения центра поворота экипажа, величины отклонений тележек и осей с поперечными разбегами — пользуемся аналитическим методом Uebelacker'a и графическим способом Roy, служащим для проверки первого и для наглядности представления.

Введем следующие обозначения:<sup>3</sup>

$R$  — радиус кривой;

$x_n$  — расстояние от центра поворота главного строения экипажа до  $n$ -ой сцепной оси (со знаком  $+$  для оси, расположенной впереди центра поворота, и со знаком  $-$  расположенной сзади центра поворота, считая по ходу паровоза);

$x_0$  — расстояние от оси переднего бегунка до центра поворота передней тележки (со знаком  $+$  при центре поворота позади бегунка и со знаком  $-$  при центре поворота впереди бегунка, считая по ходу паровоза);

$x_z$  — расстояние от оси заднего бегунка до центра поворота задней тележки (со знаком  $+$  при центре поворота впереди бегунка, со знаком  $-$  при центре поворота сзади бегунка);

<sup>1</sup> Метод Нейшпапп'a является наиболее интересным из чисто графических методов.

<sup>2</sup> Рассматривая все явления, имеющие место при прохождении кривой, не следует забывать о моменте входа в кривую. Расчет входа в кривую, представляющий собой отдельную более сложную задачу, нами не затрагивается, так как для товарного паровоза типа 1—5—1 с максимальной конструктивной скоростью 60 км/час расчет этот не представляет особого интереса. Тем не менее при выборе некоторых элементов вписывания мы учитывали те явления, которыми сопровождается вход в кривую.

<sup>3</sup> Размерность всех величин — килограммы и метры.

- $d_0$  — расстояние от переднего бегунка до первой сцепной оси;  
 $d_z$  — расстояние от заднего бегунка до пятой сцепной оси;  
 $d_n$  — расстояние от  $n$ -ой сцепной до первой сцепной оси;  
 $d'_n$  — расстояние от  $n$ -ой сцепной оси до центра тяжести главного строения, т. е. для строения, в вес которого не входит мертвый вес тележек и сцепных осей с поперечным разбегом (со знаком + для осей, расположенных впереди центра тяжести, и со знаком — для осей, расположенных позади центра тяжести);  
 $m_0, m_z$  — длины водил передней и задней тележек;  
 $n_0$  — расстояние от первой сцепной оси до шкворня передней тележки;  
 $n_z$  — расстояние от пятой сцепной оси до шкворня задней тележки;  
 $\bar{y}_n$  — зазор между гребнем бандажа наружного колеса  $n$ -ой сцепной оси и наружным рельсом (со знаком + в сторону внутреннего рельса, со знаком — наружу кривой);  
 $\bar{y}'_n$  — зазор между гребнем бандажа внутреннего колеса  $n$ -ой оси и внутренним рельсом (со знаком + в сторону наружного колеса и со знаком — в сторону центра кривой);<sup>1</sup>  
 $\bar{y}_n^*, \bar{y}'_n^*$  — соответствующие „зазоры“ для осей с поперечным разбегом в том случае, если бы ось разбега не имела, т. е.  $\bar{y}_n = \bar{y}_n^* \pm$  отклонение оси; знаки по предыдущему;  
 $\bar{y}_0^*, \bar{y}_z^*$  — соответственно для переднего и заднего бегунка в неотклоненном положении;  
 $\sigma$  — полный зазор в кривой, т. е. зазор на прямом участке + добавочное уширение в кривой (очевидно, что для осей с полноценными гребнями  $\sigma = \bar{y}_n + \bar{y}'_n$ );  
 $s$  — расстояние между кругами катания = 1,578 м;  
 $e_0, e_n, e_z$  — отклонения переднего бегунка,  $n$ -ой сцепной оси с разбегом и заднего бегунка в поперечном направлении;  
 $Q_0, Q_n, Q_z$  — нагрузки на колесо передней тележки,  $n$ -ой сцепной оси и задней тележки;  
 $Q'_0, Q'_n, Q'_z$  — то же без мертвого веса тележки или оси, имеющей разбег;  
 $\Sigma Q'$  — вес паровоза за вычетом мертвого веса тележек и сцепных осей, имеющих поперечный разбег;  
 $f$  — коэффициент трения между колесом и рельсом = 0,25;  
 $K_0, K_n, K_z$  — продольные составляющие сил трения  $fQ_0, fQ_n$  и  $fQ_z$ ;  
 $G_0, G_n, G_z$  — поперечные составляющие сил трения  $fQ_0, fQ_n$  и  $fQ_z$  (со знаком + направленные наружу кривой, со знаком — внутрь ее);  
 $F_0, F_n, F_z$  — действующие на главное строение возвращающие силы передней тележки,  $n$ -ой сцепной оси с поперечным разбегом и задней тележки (со знаком + направленные наружу кривой, со знаком — внутрь кривой);  
 $P_0, P_z$  — силы на шкворнях передней и задней тележек; знаки по предыдущему;

<sup>1</sup> Знак минус может иметь место для осей с безребордными бандажами, для которых расстояние от гребня бандажа нужно понимать как расстояние от воображаемой точки, соответствующей полноценному гребню.

$F_{0y}, F_{ny}, F_{zy}$  — усилия, передаваемые на главное строение передней тележкой,  $n$ -ой сцепной осью и задней тележкой, использовавшими весь возможный разбег и оказывающими давление на упор — ограничитель отклонения ( $F_y$  равно возвращающей силе при максимальном отклонении + давление на упор);

$Ж_0, Ж_n, Ж_z$  — жесткость возвращающих приборов передней тележки, сцепных осей с поперечными разбегами и задней тележки в кг/м;

$C$  — центробежная сила главного строения;

$Ц$  — сила от превышения наружного рельса, направленная внутрь кривой;

$Y_0, Y_n, Y_z$  — направляющие усилия переднего бегунка  $n$ -ой сцепной оси и заднего бегунка;

$Y'_0, Y'_n, Y'_z$  — боковые давления<sup>1</sup> переднего бегунка,  $n$ -ой сцепной оси и заднего бегунка на наружный рельс;

$Y''_0, Y''_n, Y''_z$  — боковые давления на внутренний рельс;

$h$  — превышение наружного рельса над внутренним;

$V$  — скорость в км/час;

$\alpha$  — угол набегания в градусах.

#### СХЕМА НАГРУЗОК

Принимаем, что давления на рельсы от каждой сцепной оси и задней поддерживающей оси равны 20 т, а от переднего бегунка 13,7 т.

Мертвый вес каждой сцепной оси принимаем равным 4 т, переднего бегунка — 2,7 т и задней поддерживающей оси — 3,5 т.

Расстояния: между сцепными осями — 1625 мм,

между задней поддерживающей осью и пятой сцепной — 3000 мм,

между передней бегунковой осью и первой сцепной — 2870 мм.

Длину водил обеих тележек намечаем в 2000 мм.

Максимальные отклонения обеих тележек намечаем в  $\pm 125$  мм.

Разбеги первой и пятой сцепных осей — в  $\pm 25$  мм.

Расстояние между центром тяжести главного строения паровоза (т. е. без мертвого веса тележек и веса первой и пятой сцепных осей, имеющих поперечный разбег) и первой сцепной осью:

$$d'_1 = \frac{-d_0 2Q'_0 + 2Q_n(d_2 + d_3 + d_4) + 2Q'_3 d_3 + 2Q'_z d_z}{2(Q'_0 + Q'_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q'_5 + Q'_z)} =$$

$$= \frac{-11\,000 \cdot 2,87 + 20\,000(1,625 + 3,25 + 4,875) + 16\,000 \cdot 6,5 + 16\,500 \cdot 9,5}{11\,000 + 20\,000 \cdot 3 + 2 \cdot 16\,000 + 16\,500} =$$

$$= \frac{424\,000}{119\,500} = 3,54 \text{ м.}$$

<sup>1</sup> При сделанном нами допущении 3 (см. стр. 616) в точке набегания приложены две силы: направляющее усилие и сила трения набегающего колеса. Боковое давление есть алгебраическая сумма направляющего усилия и поперечной составляющей силы трения набегающего колеса, т. е.

$$Y'_n = Y_n \mp G_n \text{ (в зависимости от направления } G_n \text{).}$$

## ПЕРЕДНЯЯ ТЕЛЕЖКА

Тележка типа Биссель, длина водила — 2200 мм, максимальное возможное отклонение — 125 мм на сторону, т. е.

$$m_0 = 2,2 \text{ M},$$

$$e_{0 \text{ макс}} = 0,125 \text{ м,}$$

$$n_0 = d_0 - m_0 = 2,87 - 2,2 = 0,67 \text{ м.}$$

Возвращающий аппарат тележки осуществлен в виде секторов (фиг. 456).

Возвращающая сила при отклонении тележки определяется углом наклона касательной в точке соприкосновения сектора с верхней опорой-подушкой.

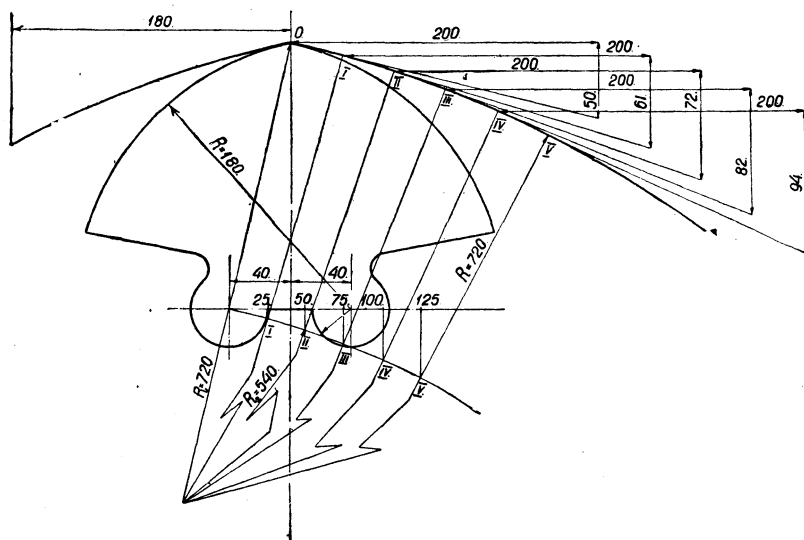
Радиус сектора  $\rho = 180$  мм.

Радиус опоры-подушки  $R_1 = 720$  мм.

Радиус окружности траектории центра нижней опоры сектора при отклонении тележки

$$R_2 = R_1 - \rho = 540 \text{ mm.}$$

Половина расстояния между нижними опорами сектора  $b=40$  мм.



Фиг. 456. Сектор передней тележки.

Начальная возвращающая сила определяется отношением половины расстояния между нижними опорами сектора к высоте сектора.

$$F_{0 \text{ нач}} = \frac{Q_0' b}{\sqrt{p^2 - b^2}} = \frac{11\,000 \cdot 0,4}{\sqrt{0,18^2 - 0,04^2}} = 2500 \text{ кг.}$$

На фиг. 456 показан графический способ определения возвращающей силы сектора путем нахождения тангенса угла наклона к горизонтали общей касательной в точке соприкосновения сектора и подушки опоры.

Определяем значение возвращающей силы в функции отклонения тележки  $e_0$  аналитически.

Обозначим координаты точки соприкосновения сектора и подушки через  $x$  и  $y$ , при начале координат в точке  $O$  — центре окружности  $R_1$ .

Тогда:

$$x^2 + y^2 = R_1^2.$$



Тангенс угла наклона касательной к оси  $x$ :

$$\frac{dy}{dx} = \frac{d \sqrt{R_1^2 - x^2}}{dx} = - \frac{x}{\sqrt{R_1^2 - x^2}}.$$

Из фиг. 456 непосредственно следует:

$$x = b \frac{R_1}{\rho} + e_0 \frac{R_1}{R_2} \quad \text{и} \quad \frac{dy}{dx} = - \frac{b \frac{R_1}{\rho} + e_0 \frac{R_1}{R_2}}{\sqrt{R_1^2 - \left(b \frac{R_1}{\rho} + e_0 \frac{R_1}{R_2}\right)^2}}$$

или

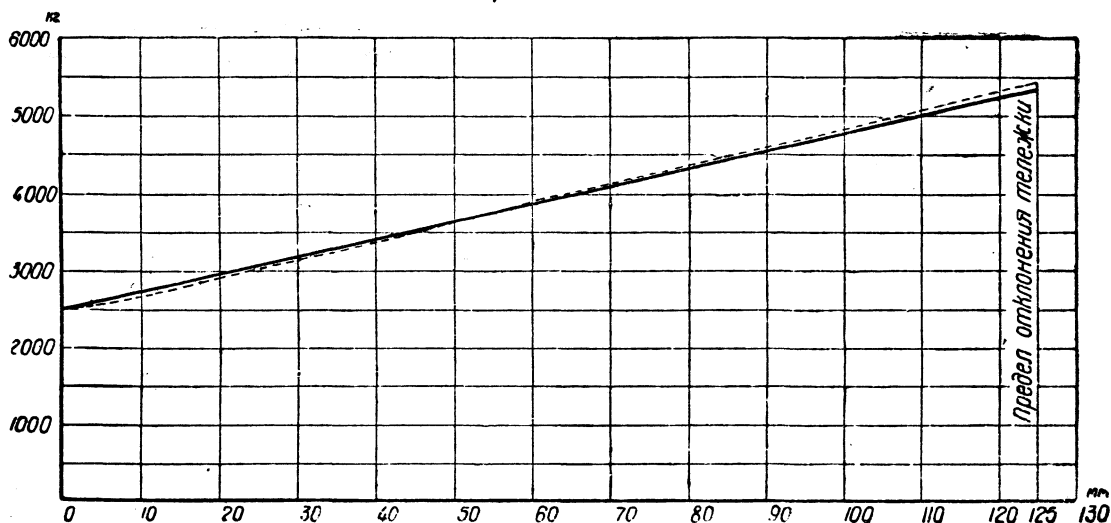
$$x = \frac{0,04 \cdot 0,72}{0,18} + e_0 \frac{0,72}{0,54} = 0,16 + 1,25 e_0.$$

Тогда

$$\frac{dy}{dx} = \frac{0,16 + 1,25 e_0}{\sqrt{0,72^2 - (0,16 + 1,25 e_0)^2}}.$$

Возвращающая сила:

$$F_0 = 11\,000 \cdot \frac{16 + 1,25 e_0}{\sqrt{0,72^2 - (0,16 + 1,25 e_0)^2}}.$$



Фиг. 457. Возвращающая сила передней тележки.

На фиг. 457 пунктиром изображено:

$$F_0 = \Psi(e_0).$$

Легко видеть, что при  $e_0 = 0$ :

$$\frac{dy}{dx} = \frac{0,16}{\sqrt{0,72^2 - 0,16^2}} = \frac{0,04}{\sqrt{0,18^2 - 0,04^2}},$$

т. е. совпадает с полученным при первоначальном определении  $F_{0 \text{ нач.}}$ .

Так как кривая  $\Psi(e_0)$  весьма мало разнится от прямой, то для удобства подсчета считаем „жесткость“ возвращающего аппарата постоянной и равной средней жесткости:

$$K_0 = 22\,500 \text{ кг/м};$$

тогда:

$$F_0 = F_{0 \text{ нач.}} + e_0 K_0 = 2500 + e_0 22\,500.$$

Изменение  $F_0$  изображено на фиг. 457 сплошной линией.

Здесь мы не принимаем во внимание трения в нижней цилиндрической опоре сектора. Момент силы трения может несколько увеличивать возвращающую силу при входе в кривую и уменьшать ее при прохождении кривой.

Максимальная величина этой поправки:

$$\Delta = \frac{\varphi r_0 Q'_0}{\rho} = \frac{0,15 \cdot 0,025 \cdot 11\,000}{0,18} = 230 \text{ кг.}$$

где:  $\varphi$  — коэффициент трения в опоре 0,15,  
 $r_0$  — радиус нижней опоры 25 мм.

Отклонение тележки (фиг. 458) определяем из уравнения (Uebelacker):

$$e_0 = \frac{x_1 + d_0 - x_0}{R} m_0. \quad (1)$$

### ЗАДНЯЯ ТЕЛЕЖКА

Тележки типа Биссель, длина водила 2200 мм, наибольшее возможное отклонение на сторону  $\pm 125$  мм, т. е.

$$m_z = 2,2 \text{ м.}$$

$$e_{z \text{ макс}} = 0,125 \text{ м.}$$

$$n_z = d_z - m_z = 3,0 - 2,2 = 0,8 \text{ м.}$$

Возвращающая сила реализуется при помощи секторов с опорными подушками в виде двух наклонных плоскостей (фиг. 446) и постоянна по величине:<sup>1</sup>

$$F_z = Q_s \operatorname{tg} \gamma,$$

где:  $Q_s$  — нагрузка на оба сектора задней тележки,  
 $\gamma$  — угол наклона плоскости опорной подушки.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{0,035}{0,222} = 0,1575.$$

$$F_z = Q_s \operatorname{tg} \gamma = \operatorname{Const} = 10\,275 \cdot 0,1575 = 1620 \text{ кг.}$$

Так как подвешивание паровоза осуществлено в трех точках, то перегруза тележек при их отклонении, наблюдаемого при статически неопределимом подвешивании, в нашем случае нет.

### ВОЗВРАЩАЮЩИЕ АППАРАТЫ ПЕРВОЙ И ПЯТОЙ СЦЕПНЫХ ОСЕЙ

Возвращающие аппараты осей с разбегом ( $\pm 25$  мм) осуществлены в виде пружин.

$d$  — диаметр проволоки = 30 мм;

$r$  — средний радиус витка = 70 мм;

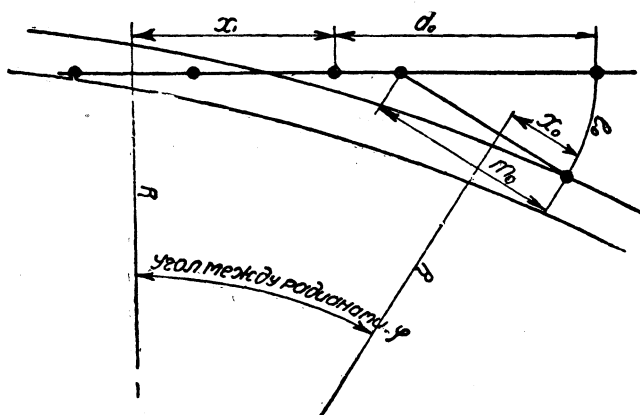
$n$  — число витков = 6,5;

$G$  — модуль скольжения = 850 000 кг/см<sup>2</sup>.

Жесткость возвращающего аппарата первой и пятой осей:

$$Ж_1 = Ж_5 = \frac{Gd^4}{64nr^3} = \frac{850\,000 \cdot 3^4}{64 \cdot 6,5 \cdot 7^3} = 50 \text{ кг/мм} = 50\,000 \text{ кг/м.}$$

<sup>1</sup> См. описание конструкции задней тележки.



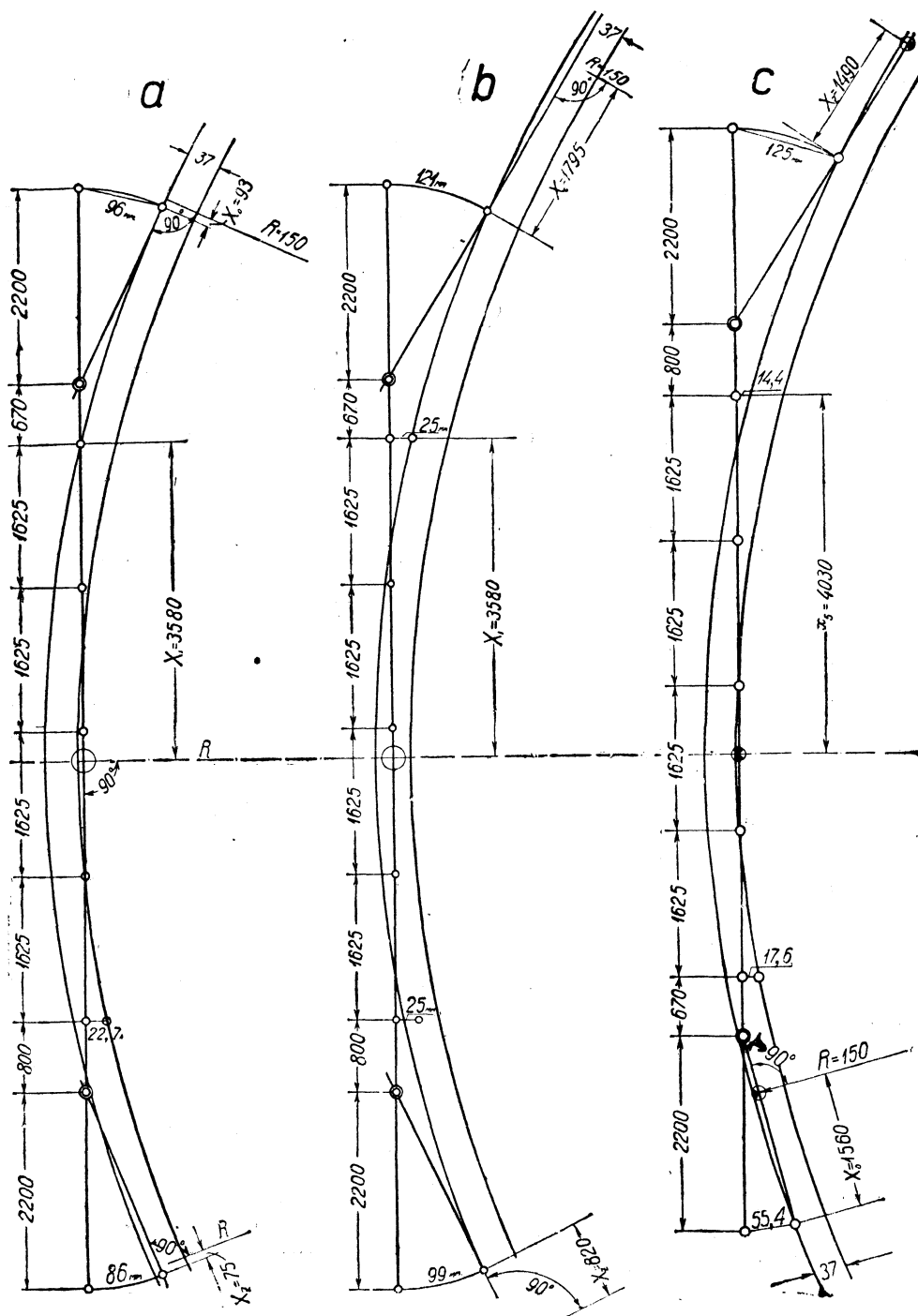
Фиг. 458. Отклонение передней тележки.

Начальную затяжку даем в 1500 кг:

$$F_{1 \text{ нач}} = F_{5 \text{ нач}} = 1500 \text{ кг.}$$

При максимальном отклонении в 25 мм

$$F_{1 \text{ макс}} = F_{5 \text{ макс}} = 1500 + 50 \cdot 25 = 2750 \text{ кг.}$$



Фиг. 459. Установка по  $R_{0y}$  для  $R = 150$  м.

## ПРОХОЖДЕНИЕ ПАРОВОЗОМ КРИВОЙ $R=150$ м

Полный зазор в кривой  $R=150$  м (т. е. нормальный зазор на прямом участке + добавочное уширение в кривой)  $\sigma=0,037$  м.

Превышения наружного рельса над внутренним нет.

$$h=0 \text{ и } \zeta=0$$

### А. ХОД ВПЕРЕД

**Положение 1** (см. установку по Roy, фиг. 459, а). Первая сцепная ось прижата к наружному рельсу, четвертая прижата к внутреннему рельсу, при чем первая сцепная ось не отклонилась от своего среднего положения, т. е.

$$\bar{y}_1 = 0,$$

$$\bar{y}_4 = \sigma,$$

$$e_1 = 0 \text{ (откуда следует, что и } \bar{y}_1^* = 0).$$

Определим положение центра поворота главного строения из уравнения (Uebelacker):<sup>1</sup>

$$\bar{y}_4 = \bar{y}_1^* + \frac{2x_1 d_4 - d_4^2}{2R}$$

(здесь вместо  $\bar{y}_1$  поставлен  $\bar{y}_1^*$ , так как первая сцепная имеет поперечный разбег).

Подставляя известные нам величины  $\bar{y}_4$ ,  $\bar{y}_1^*$ ,  $d_4$  и  $R$ , получаем:

$$0,037 = \frac{2x_1 \cdot 4,875 - 4,875^2}{2 \cdot 150},$$

откуда находим расстояние от первой сцепной оси до центра поворота главного строения:

$$x_1 = 3,58 \text{ м.}$$

**Передняя тележка.** Расстояние между осью переднего бегунка и центром поворота передней тележки, набегавшей на наружный рельс,  $x_0$  — определяем из уравнения (Uebelacker):<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Из фиг. 460 получаем, рассматривая  $x_1$  и  $x_n$  как высоты прямоугольных треугольников, опирающихся на диаметр:

$$\bar{y}_n = \bar{y}_1 + \frac{x_1^2}{2R} - \frac{x_n^2}{2R}$$

или, так как  $x_n = x_1 - d_n$ , то

$$\bar{y}_n = \bar{y}_1 + \frac{2x_1 d_n - d_n^2}{2R} \quad (2)$$

<sup>2</sup> Пользуясь уравнением (2), находим из фиг. 461:

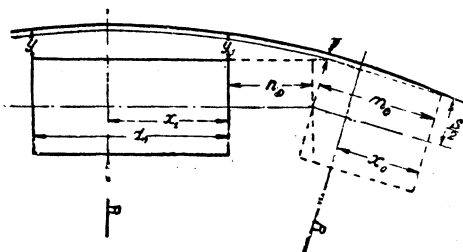
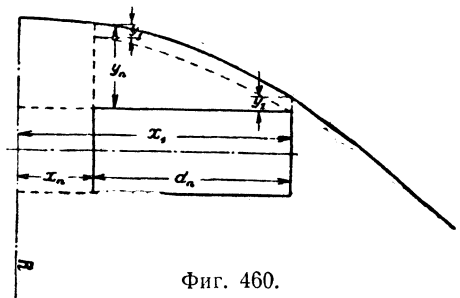
$$v = \frac{2x_0 m_0 - m_0^2}{2R};$$

далее из того же уравнения следует (см. фиг. 461):

$$\bar{y}_1 = v + \frac{2(n_0 + x_1)n_0 - n_0^2}{2R};$$

подставляя значение  $v$ , получаем:

$$\bar{y}_1 = \frac{2x_1 n_0 + 2x_0 m_0 + n_0^2 - m_0^2}{2R}.$$

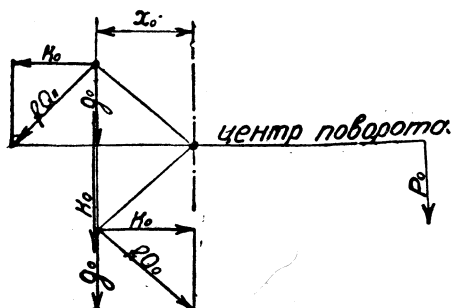


$$\bar{y}_1^* = \frac{2x_1 n_0 + 2x_0 m_0 + n_0^2 - m_0^2}{2R} \quad (3)$$

или

$$x_0 = \frac{2,2^2 - 0,67^2 - 2 \cdot 3,58 \cdot 0,67}{2 \cdot 2,2} = -0,093 \text{ м},$$

т. е. центр поворота передней тележки лежит впереди бегунка, и тележка очень близка к радиальному положению. Отклонение тележки (по уравнению 1) —



$$e_0 = \frac{x_1 + d_0 - x_0}{R} m_0 = \frac{3,58 + 2,87 + 0,093}{150} 2,2 = 0,096 \text{ м}.$$

Возвращающая сила передней тележки  $F_0 = 2500 + 22\,500 \cdot 0,096 = 4660$  кг — относительно главного строения войдет со знаком минус. Силы трения передней тележки  $fQ_0$ , перпендикулярные прямым, соединяющим центр поворота тележки с точками опоры

Фиг. 462. Схема сил передней тележки.

колес переднего бегунка, разлагаем на составляющие  $K_0$  и  $G_0$ , параллельные и перпендикулярные продольной оси тележки:

$$fQ_0 = \frac{13\,700}{2} \cdot 0,25 = 1713 \text{ кг};$$

$$K_0 = \frac{\frac{s}{2}}{\sqrt{x_0^2 + \left(\frac{s}{2}\right)^2}} fQ_0 = \frac{0,789^2}{\sqrt{0,093^2 + 0,789^2}} \cdot 1713 = 1700 \text{ кг};$$

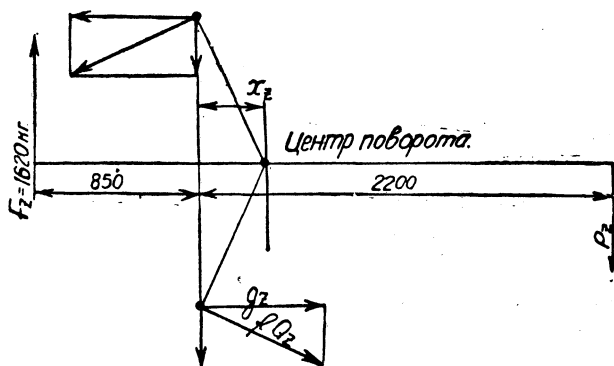
$$G_0 = \frac{x_0}{\sqrt{x_0^2 + \left(\frac{s}{2}\right)^2}} fQ_0 = \frac{-0,093}{\sqrt{0,093^2 + 0,789^2}} \cdot 1713 = -200 \text{ кг}.$$

Силу  $P_0$ , действующую на шкворень тележки, определяем, взяв момент относительно середины оси бегунка от всех действующих на тележку сил (фиг. 462); центробежной силой тележки пренебрегаем:

$$P_0 = \frac{K_0 s}{m_0} = \frac{1700 \cdot 1,578}{2,2} = 1220 \text{ кг}$$

(относительно главного строения со знаком минус).

**Задняя тележка.** Центр поворота задней тележки находим из условий равновесного состояния тележки под действием сил трения тележки  $fQ_z$ , силы на шкворне  $P_z$  и возвращающей силы  $F_z$  (фиг. 463); центробежной силой тележки пренебрегаем.



Фиг. 463. Схема сил задней тележки.

Взяв момент относительно середины оси заднего бегунка и сумму проекций всех сил на перпендикуляр к продольной оси тележки, получаем два условия равновесия:

$$K_z s = 2,2 P_z + 0,85 F_z$$

и

$$2 G_z = F_z - P_z.$$

Подставляя в эти уравнения вместо  $K_z$  и  $G_z$  их значения:

$$K_z = \frac{\frac{s}{2}}{\sqrt{x_z^2 + \left(\frac{s}{2}\right)^2}} f Q_z = \frac{0,789}{\sqrt{0,789^2 + x_z^2}} \cdot 0,25 \cdot 10\,000,$$

$$G_z = \frac{x_z}{\sqrt{x_z^2 + \left(\frac{s}{2}\right)^2}} f Q_z = \frac{x_z}{\sqrt{0,789^2 + x_z^2}} \cdot 0,25 \cdot 10\,000,$$

а также значение возвращающей силы задней тележки (см. стр. 621)

$$F_z = 1620 \text{ кг (Const),}$$

получаем два уравнения с двумя неизвестными  $x_z$  и  $P_z$ :

$$\frac{0,789 \cdot 1,578}{\sqrt{0,789^2 + x_z^2}} 2500 = 2,2 P_z + 0,85 \cdot 1620$$

и

$$\frac{2 x_z}{\sqrt{0,789^2 + x_z^2}} 2500 = 1620 - P_z.$$

Решая их, находим расстояние от оси заднего бегунка до центра поворота задней тележки  $x_z$  и силу на шкворне задней тележки  $P_z$ :

$$x_z = 0,075 \text{ м,}$$

$$P_z = 1150 \text{ кг (относительно главного строения со знаком плюс).}$$

Отклонение задней тележки находим из уравнения:

$$e_z = \frac{x_z + d_z - x_z}{R} m_z$$

(аналогично уравнению 1). Подставляя, находим:

$$e_z = \frac{2,92 + 3,00 - 0,075}{150} 2,2 = 0,086 \text{ м.}$$

Положение неотклоненной задней тележки относительно наружного рельса находим по уравнению (2):

$$\begin{aligned} \bar{y}_z &= \bar{y}_1^* + \frac{2 x_1 (d_8 + d_z) - (d_8 + d_z)^2}{2R} = \frac{2 \cdot 3,58 (6,5 + 3,00) - (6,5 + 3,00)^2}{2 \cdot 150} = \\ &= -0,074 \text{ м} \end{aligned}$$

(знак минус означает, что, если бы тележка не отклонилась, она оказалась бы на 74 мм снаружи кривой).

Отсюда зазор между гребнем бандажа наружного колеса заднего бегунка и наружным рельсом при отклонении  $e_z = 86$  мм будет:

$$\bar{y}_z = \bar{y}_z^* + e_z = -0,074 + 0,086 = 0,012 \text{ м.}$$

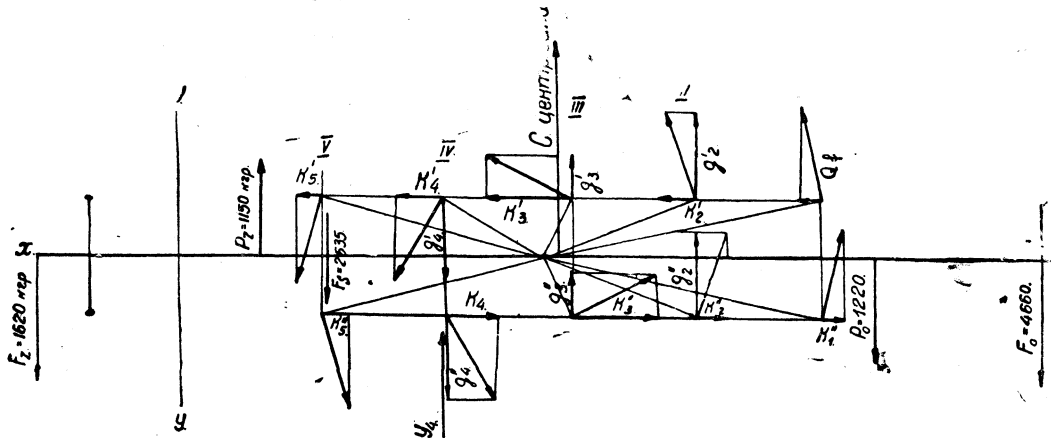
Таким образом мы получили, что тележка, отклонившись на 0,086 м, находится в равновесии, не набегая ни на наружный, ни на внутренний рельс, и весьма близка к радиальной установке.

*Главное строение.* Силы трения сцепных осей разлагаем на продольные и поперечные составляющие  $K_n$  и  $G_n$  и находим сумму моментов сил трения относительно центра тяжести главного строения (фиг. 464)  $\sum K_n s + \sum 2G_n d_n'$  и сумму поперечных составляющих сил трения  $\sum 2G_n$ :

$$\sum_2^4 2 G_n = 2310 \text{ кг}$$

$$\sum_1^5 K_n s + \sum_2^4 2 G_n d_n' = 24\,210 \text{ кгм}$$

(моменты, действующие против часовой стрелки, со знаком плюс, по часовой стрелке — со знаком минус).



Фиг. 464. Схема сил главного строения.

ТАБЛИЦА 133

$JQ_n = 0,25 \cdot 10\,000 = 2500 \text{ кг}$					
$n$	1	2	3	4	5
$x_n$	3,58	1,955	0,33	—1,295	—2,92
$x_n^2$	12,82	3,82	0,109	1,678	8,52
$x_n^2 + (s/2)^2$	13,442	4,442	0,731	2,300	9,142
$\sqrt{x_n^2 + (s/2)^2}$	3,667	2,108	0,854	1,516	3,02
$K_n s$	850	1 475	3 640	2 050	1 030
$2 G_n$	4 880	4 650	1 930	— 4 270	— 4 830
$d_n'$	—	1,915	0,29	—1,335	—
$2 G_n d_n'$	—	8 905	560	5 700	—

В суммы  $\sum 2 G_n$  и  $\sum 2 G_n d_n'$  не входят поперечные составляющие сил трения и их моменты первой и пятой сцепных осей, имеющих поперечные разбеги, так

как эти оси, набегая на рельс (см. ниже), непосредственно на него передают силы  $2G_1$  и  $2G_8$ , а на главное строение, кроме продольных составляющих  $K_1$  и  $K_8$ , передают также силы возвращающих приборов  $F_1$  и  $F_8$ .

Положение пятой сцепной оси относительно наружного рельса, если бы она не отклонилась:

$$\bar{y}_8^* = \bar{y}_1^* + \frac{2x_1 d_8 - d_8^2}{2R} = \frac{2 \cdot 3,58 \cdot 6,5 - 6,5^2}{2 \cdot 150} = 0,0143 \text{ м},$$

или относительно внутреннего рельса:

$$\bar{y}_8'^* = \sigma - \bar{y}_8^* = 0,037 - 0,0143 = 0,0227 \text{ м}.$$

Имея поперечный разбег (25 мм на сторону) и находясь позади центра поворота, пятая сцепная ось набегает на внутренний рельс, отклонившись от своего среднего положения на 22,7 мм:

$$e_8 = \bar{y}_8'^* = 0,0227 \text{ м (так как } \bar{y}_8' = 0).$$

Сила, передаваемая возвращающим прибором пятой сцепной оси на главное строение

$$F_8 = -(1500 + 50\,000 \cdot 0,0227) = -2635 \text{ кг},$$

направлена в отношении главного строения к внутреннему рельсу.

При рассматриваемом нами положении паровоза первая сцепная ось прижата к наружному рельсу, не отклонившись от своего среднего положения, и четвертая сцепная прижата к внутреннему рельсу. В зависимости от скорости паровоза эти оси передают на главное строение различные усилия. Мы рассмотрим три основные комбинации этих усилий, характерные для данного положения паровоза.

I. Первая сцепная ось не передает на главное строение никакого усилия, т. е.  $F_1 = 0$ , и четвертая сцепная ось набегает на внутренний рельс.

Сумма моментов от всех сил, действующих на главное строение, относительно центра тяжести, учитывая направление действующих сил:

$$\sum_1^5 K_n s + \sum_2^4 2G_n d_n' + F_8 d_8' + F_z (d_8' + d_z + 0,85) - F_0 (d_1' + d_0) - P_0 (d_1' + n_0) - P_z (d_8' + n_z) - Y_4 d_4' = 0; \quad (A)$$

или, подставляя значения известных величин:

$$24\,210 + 2635 \cdot 2,96 + 1620 (2,96 + 3,00 + 0,85) - 4660 (3,54 + 2,87) - 1220 (3,54 + 0,67) - 1150 (2,96 + 0,80) - Y_4 1,335 = 0.$$

Определяем направляющее усилия четвертой сцепной оси:

$$Y_4 = 2780 \text{ кг}.$$

Сумма проекций на ось:

$$\sum_2^4 2G_n + C + P_z - F_0 + Y_4 - F_8 - F_z = 0, \quad (B)$$

откуда центробежная сила главного строения:

$$C = -2310 - 1150 + 4660 + 1220 - 2780 + 2635 + 1620 = 3895 \text{ кг}$$

и соответствующая скорость:

$$V = \sqrt{\frac{CR 9,81}{\Sigma Q'}} = \sqrt{\frac{3895 \cdot 150 \cdot 9,81}{119\,500}} = 6,9 \text{ м/сек} = 24,9 \text{ км/час}.$$



### Направляющие усилия:

Переднего бегунка <sup>1</sup>	$Y_0 = F_0 + P_0 + 2G_0 = 4660 + 1220 - 2 \cdot 200 = 5480$ кг.
Первой сцепной оси	$Y_1 = F_1 + 2G_1 = 0 + 4880 = 4880$ кг.
Четвертой сцепной оси	$Y_4 = 2780$ кг.
Пятой сцепной оси	$Y_5 = 4830 - 2635 = 2195$ кг.

### Боковые давления:

Переднего бегунка	$Y'_0 = 5480 + 200 = 5680$ кг.
Первой сцепной оси	$Y'_1 = 4880 - 2440 = 2440$ кг.
Четвертой сцепной оси	$Y''_4 = 2610 - 2135 = 475$ кг.
Пятой сцепной оси	$Y''_5 = 2195 - 2415 = -220$ кг

(знак минус указывает, что общее воздействие на внутренний рельс пятой оси направлено к наружному рельсу).

II. Направляющей является первая сцепная ось, четвертая сцепная касается внутреннего рельса, не набега.

В уравнение моментов всех сил, действующих на главное строение экипажа относительно центра тяжести (уравнение (A), стр. 627), вместо  $Y_4$  войдет сила  $F_1$ , при чем здесь эта сила, очевидно, должна быть меньше начальной затяжки возвращающего прибора, так как при рассматриваемом положении первая ось не отклонилась от своего среднего положения.

Уравнение (A) примет вид:

$$24\,210 + 2635 \cdot 2,96 + 1620(2,96 + 3,00 + 0,85) - 4660(3,54 + 2,87) - 1220(3,54 + 0,67) - 1150(2,96 + 0,80) - F_1 3,54 = 0. \quad (A')$$

Откуда:

$$F_1 = 1050 \text{ кг (т. е. удовлетворяет условию, так как меньше } F_{1\text{нач}} = 1500 \text{ кг)}.$$

Уравнение (B) дает:

$$C = -2310 - 1150 + 4660 + 1220 + 2635 + 1620 + 1050 = 7725 \text{ кг.} \quad (B')$$

Откуда:

$$V = \sqrt{\frac{7725 \cdot 150 \cdot 9,81}{119500}} = 9,7 \text{ м/сек} = 35 \text{ км/час.}$$

### Направляющие усилия:

$$\begin{aligned} Y_0 &= 5480 \text{ кг;} \\ Y_1 &= 4880 + 1050 = 5930 \text{ кг;} \\ Y_4 &= 0; \\ Y_5 &= 2195 \text{ кг.} \end{aligned}$$

### Боковые давления:

$$\begin{aligned} Y'_0 &= 5680 \text{ кг;} \\ Y'_1 &= 5930 - 2440 = 3490 \text{ кг;} \\ Y''_4 &= -2135 \text{ кг (составл. силы трения);} \\ Y''_5 &= -220 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Скорость  $V = 35$  км/час очевидно наибольшая, при какой паровоз может занимать рассматриваемое положение в кривой. При скоростях  $> 35$  км/час паровоз смещается по направлению к наружному рельсу.

III. При скоростях  $< 24,9$  км/час четвертая сцепная ось набега на внутренний рельс, а первая сцепная ось передает на главное строение через возвращающий прибор усилие  $F_1$ , направленное к наружному рельсу, при чем  $F_1 \leq F_{1\text{нач}} = 1500$  кг, так как в рассматриваемом положении первая ось не сместилась относительно главного строения от своего среднего положения.

<sup>1</sup> Из суммы проекций на ось  $u$  всех сил, действующих на переднюю тележку.

Пусть  $F_1 = 1000$  кг; тогда уравнение (А) примет вид:

$$24\,210 + 2635 \cdot 2,96 + 1620(2,96 + 3,00 + 0,85) - 4660(3,54 + 2,87) - 1220(3,54 + 0,67) - 1150(2,96 + 0,80) + 1000 \cdot 3,54 - 1,335 Y_4 = 0. \quad (A'')$$

Отсюда

$$Y_4 = 5430 \text{ кг.}$$

Из уравнения проекций находим:

$$C = -2310 - 1150 + 4660 + 1220 + 2635 + 1620 - 5430 - 1000 = 245 \text{ кг,}$$

т. е. в этом случае скорость близка к нулю, а именно:

$$V = \sqrt{\frac{245 \cdot 150 \cdot 9,81}{119500}} = 1,73 \text{ м/сек} = 6,2 \text{ км/час.}$$

*Направляющие усилия:*

$$Y_0 = 5480 \text{ кг;}$$

$$Y_1 = 4880 - 1000 = 3880 \text{ кг;}$$

$$Y_4 = 5430 \text{ кг;}$$

$$Y_5 = 2195 \text{ кг.}$$

*Боковые давления:*

$$Y'_0 = 5680 \text{ кг;}$$

$$Y'_1 = 3880 - 2440 = 1440 \text{ кг;}$$

$$Y''_4 = 5430 - 2135 = 3295 \text{ кг;}$$

$$Y''_5 = -220 \text{ кг.}$$

При скоростях  $> 35$  км/час, как уже было сказано, паровоз смещается под действием центробежной силы к наружному рельсу. Рассмотрим одно из таких положений.

**Положение 2.**  $x_1 = 3,58$  м, а первая сцепная ось, набежав на наружный рельс, отклонилась от среднего положения относительно главного строения на 25 мм по направлению к внутреннему рельсу и оказывает давление на упор-ограничитель отклонения (фиг. 459, б).

Следовательно:

$$\bar{y}_1 = 0;$$

$$e_1 = 0,025 \text{ м,}$$

и отсюда:

$$\bar{y}_1^* = -0,025 \text{ м.}$$

**Передняя тележка.** Определяем центр поворота передней тележки из уравнения (3):

$$\bar{y}_1^* = \frac{2x_1n_0 + 2x_0m_0 + n_0^2 - m_0^2}{2R};$$

подставляя, получаем:

$$-0,025 = \frac{2 \cdot 3,58 \cdot 0,67 + 2x_0 \cdot 2,2 + 0,67^2 - 2,2^2}{2 \cdot 150},$$

откуда:

$$x_0 = -1,795 \text{ м,}$$

т. е. центр поворота передней тележки лежит впереди бегунка.

Отклонение тележки:

$$e_0 = \frac{x_1 + d_0 - x_0}{R} m_0 = \frac{3,58 + 2,87 + 1,795}{150} \cdot 2,2 = 0,121 \text{ м.}$$

Возвращающая сила:

$$F_0 = 2500 + 22\,500 \cdot 0,121 = 5220 \text{ кг.}$$

### Направляющие усилия:

Переднего бегунка <sup>1</sup>	$Y_0 = F_0 + P_0 + 2G_0 = 4660 + 1220 - 2 \cdot 200 = 5480$ кг.
Первой сцепной оси	$Y_1 = F_1 + 2G_1 = 0 + 4880 = 4880$ кг.
Четвертой сцепной оси	$Y_4 = 2780$ кг.
Пятой сцепной оси	$Y_5 = 4830 - 2635 = 2195$ кг.

### Боковые давления:

Переднего бегунка	$Y'_0 = 5480 + 200 = 5680$ кг.
Первой сцепной оси	$Y'_1 = 4880 - 2440 = 2440$ кг.
Четвертой сцепной оси	$Y''_4 = 2610 - 2135 = 475$ кг.
Пятой сцепной оси	$Y''_5 = 2195 - 2415 = -220$ кг

(знак минус указывает, что общее воздействие на внутренний рельс пятой оси направлено к наружному рельсу).

II. Направляющей является первая сцепная ось, четвертая сцепная касается внутреннего рельса, не набегаая.

В уравнение моментов всех сил, действующих на главное строение экипажа относительно центра тяжести (уравнение (A), стр. 627), вместо  $Y_4$  войдет сила  $F_1$ , при чем здесь эта сила, очевидно, должна быть меньше начальной затяжки возвращающего прибора, так как при рассматриваемом положении первая ось не отклонилась от своего среднего положения.

Уравнение (A) примет вид:

$$24\,210 + 2635 \cdot 2,96 + 1620(2,96 + 3,00 + 0,85) - 4660(3,54 + 2,87) - 1220(3,54 + 0,67) - 1150(2,96 + 0,80) - F_1 3,54 = 0. \quad (A')$$

Откуда:

$$F_1 = 1050 \text{ кг (т. е. удовлетворяет условию, так как меньше } F_{1\text{нач}} = 1500 \text{ кг)}.$$

Уравнение (B) дает:

$$C = -2310 - 1150 + 4660 + 1220 + 2635 + 1620 + 1050 = 7725 \text{ кг.} \quad (B')$$

Откуда:

$$V = \sqrt{\frac{7725 \cdot 150 \cdot 9,81}{119500}} = 9,7 \text{ м/сек} = 35 \text{ км/час.}$$

### Направляющие усилия:

$$\begin{aligned} Y_0 &= 5480 \text{ кг;} \\ Y_1 &= 4880 + 1050 = 5930 \text{ кг;} \\ Y_4 &= 0; \\ Y_5 &= 2195 \text{ кг.} \end{aligned}$$

### Боковые давления:

$$\begin{aligned} Y'_0 &= 5680 \text{ кг;} \\ Y'_1 &= 5930 - 2440 = 3490 \text{ кг;} \\ Y''_4 &= -2135 \text{ кг (составл. силы трения);} \\ Y''_5 &= -220 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Скорость  $V = 35$  км/час очевидно наибольшая, при какой паровоз может занимать рассматриваемое положение в кривой. При скоростях  $> 35$  км/час паровоз смещается по направлению к наружному рельсу.

III. При скоростях  $< 24,9$  км/час четвертая сцепная ось набегаает на внутренний рельс, а первая сцепная ось передает на главное строение через возвращающий прибор усилие  $F_1$ , направленное к наружному рельсу, при чем  $F_1 \leq F_{1\text{нач}} = 1500$  кг, так как в рассматриваемом положении первая ось не сместилась относительно главного строения от своего среднего положения.

<sup>1</sup> Из суммы проекций на ось у всех сил, действующих на переднюю тележку.

Пусть  $F_1 = 1000$  кг; тогда уравнение (А) примет вид:

$$24\,210 + 2635 \cdot 2,96 + 1620(2,96 + 3,00 + 0,85) - 4660(3,54 + 2,87) - \\ - 1220(3,54 + 0,67) - 1150(2,96 + 0,80) + 1000 \cdot 3,54 - 1,335 Y_4 = 0. \quad (A'')$$

Отсюда

$$Y_4 = 5430 \text{ кг.}$$

Из уравнения проекций находим:

$$C = -2310 - 1150 + 4660 + 1220 + 2635 + 1620 - 5430 - 1000 = 245 \text{ кг,}$$

т. е. в этом случае скорость близка к нулю, а именно:

$$V = \sqrt{\frac{245 \cdot 150 \cdot 9,81}{119500}} = 1,73 \text{ м/сек} = 6,2 \text{ км/час.}$$

*Направляющие усилия:*

$$Y_0 = 5480 \text{ кг;}$$

$$Y_1 = 4880 - 1000 = 3880 \text{ кг;}$$

$$Y_4 = 5430 \text{ кг;}$$

$$Y_5 = 2195 \text{ кг.}$$

*Боковые давления:*

$$Y_0' = 5680 \text{ кг;}$$

$$Y_1' = 3880 - 2440 = 1440 \text{ кг;}$$

$$Y_4'' = 5430 - 2135 = 3295 \text{ кг;}$$

$$Y_5'' = -220 \text{ кг.}$$

При скоростях  $> 35$  км/час, как уже было сказано, паровоз смещается под действием центробежной силы к наружному рельсу. Рассмотрим одно из таких положений.

**Положение 2.**  $x_1 = 3,58$  м, а первая сцепная ось, набежав на наружный рельс, отклонилась от среднего положения относительно главного строения на 25 мм по направлению к внутреннему рельсу и оказывает давление на упор-ограничитель отклонения (фиг. 459, б).

Следовательно:

$$\bar{y}_1 = 0;$$

$$e_1 = 0,025 \text{ м,}$$

и отсюда:

$$\bar{y}_1^* = -0,025 \text{ м.}$$

**Передняя тележка.** Определяем центр поворота передней тележки из уравнения (3):

$$\bar{y}_1^* = \frac{2x_1n_0 + 2x_0m_0 + n_0^2 - m_0^2}{2R};$$

подставляя, получаем:

$$-0,025 = \frac{2 \cdot 3,58 \cdot 0,67 + 2x_0 \cdot 2,2 + 0,67^2 - 2,2^2}{2 \cdot 150},$$

откуда:

$$x_0 = -1,795 \text{ м,}$$

т. е. центр поворота передней тележки лежит впереди бегунка.

Отклонение тележки:

$$e_0 = \frac{x_1 + d_0 - x_0}{R} m_0 = \frac{3,58 + 2,87 + 1,795}{150} \cdot 2,2 = 0,121 \text{ м.}$$

Возвращающая сила:

$$F_0 = 2500 + 22\,500 \cdot 0,121 = 5220 \text{ кг.}$$

Составляющие силы трения:

$$G_0 = \frac{-1,795}{\sqrt{1,795^2 + 0,789^2}} 1713 = -1570 \text{ кг}$$

$$K_0 = \frac{0,789}{\sqrt{1,795^2 + 0,789^2}} 1713 = 690 \text{ кг.}$$

Сила на шкворне передней тележки:

$$P_0 = \frac{K_0 s}{m_0} = \frac{690 \cdot 1,578}{2,2} = 495 \text{ кг.}$$

*Задняя тележка.*

$$\begin{aligned} \bar{y}_z^* &= \bar{y}_1^* + \frac{2x_1(d_3 + d_z) - (d_3 + d_z)^2}{2R} = -0,025 + \frac{2 \cdot 3,58(6,5 + 3,0) - (6,5 + 3,0)^2}{2 \cdot 150} = \\ &= -0,099 \text{ м.} \end{aligned}$$

Следовательно наименьшее возможное отклонение задней тележки  $e_{z\text{мин}} = 0,099$  м; тележка же находится в равновесном состоянии при  $e_z = 0,086$  м (см. стр. 625). Отсюда заключаем, что тележка набегаёт на наружный рельс при  $e_z = 0,099$  м.

Из этого условия определяем центр поворота задней тележки по уравнению (1):

$$e_z = \frac{x_3 + d_z - x_z m_z}{R}$$

или

$$0,099 = \frac{2,92 + 3,00 - x_z \cdot 2,2}{150}$$

Откуда:

$$x_z = -0,82 \text{ м,}$$

т. е. центр поворота находится позади заднего бегунка. Составляющая силы трения:

$$G_z = \frac{-0,82}{\sqrt{0,82^2 + 0,789^2}} \cdot 2500 = -1800 \text{ кг.}$$

(По отношению к задней тележке эта сила направлена к наружному рельсу.)

$$K_z = \frac{0,789}{\sqrt{0,82^2 + 0,789^2}} 2500 = 1735 \text{ кг.}$$

Сила на шкворне задней тележки (см. стр. 625):

$$P_z = \frac{K_z s - 0,85 F_z}{m_z} = \frac{1735 \cdot 1,578 - 0,85 \cdot 1620}{2,2} = 635 \text{ кг}$$

(по отношению к главному строению со знаком плюс).

Из уравнения проекций находим направляющее усилие:

$$Y_z = 2G_z - F_z - P_z = 2 \cdot 1800 - 1620 - 635 = 1345 \text{ кг.}$$

*Главное строение.*

$$\bar{y}_2 = -0,025 + \frac{2 \cdot 3,58 \cdot 1,625 - 1,625^2}{2 \cdot 150} = 0,005 \text{ м,}$$

$$\bar{y}_3 = -0,025 + \frac{2 \cdot 3,58 \cdot 3,25 - 3,25^2}{2 \cdot 150} = 0,0172 \text{ м,}$$

$$\bar{y}_4 = -0,025 + \frac{2 \cdot 3,58 \cdot 4,875 - 4,875^2}{2 \cdot 150} = 0,012 \text{ м},$$

$$\bar{y}_5^* = -0,025 + \frac{2 \cdot 3,58 \cdot 6,5 - 6,5^2}{2 \cdot 150} = -0,0107 \text{ м}.$$

Пятая сцепная ось, имея поперечный разбег и находясь позади центра поворота, под действием сил  $2G_5$  смещается по направлению к внутреннему рельсу. Так как  $2G_5 > F_{\text{бмакс}}$ , то пятая ось использует весь свой разбег:

$$e_5 = 0,025 \text{ м},$$

и

$$\bar{y}_5 = \bar{y}_5^* + e_5 = -0,0107 + 0,025 = 0,0143 \text{ м}$$

или

$$\bar{y}_5' = \sigma - \bar{y}_5 = 0,037 - 0,0143 = 0,0227 \text{ м}.$$

Следовательно, поперечного перемещения пятой оси недостаточно для набегания на внутренний рельс, а поэтому вся поперечная составляющая силы трения пятой оси воспринимается главным строением (через возвращающий прибор и упор-ограничитель отклонения), т. е.

$$F_{5y} = 2G_5 = -4830 \text{ кг (см. стр. 626);}$$

или, вводя эту силу в сумму моментов и сумму проекций сил трения главного строения при  $x_1 = 3,58 \text{ м}$ , получаем:

$$\sum_1^5 K_n s + \sum_2^5 2G_n d_n' = 24\,210 + 14\,300 = 38\,510 \text{ кгм},$$

$$\sum_2^5 2G_n = 2310 - 4830 = -2520 \text{ кг}.$$

Первая сцепная ось, используя весь свой возможный разбег (25 мм), оказывает давление на упор-ограничитель отклонения; поэтому в уравнение моментов всех сил, действующих на главное строение, вместо  $F_1$ , войдет сила  $F_{1y}$ , равная возвращающей силе при максимальном отклонении + давление на упор.

Уравнение моментов относительно центра тяжести:

$$38\,510 + 1620(2,96 + 3,00 + 0,85) - 5220(3,54 + 2,87) - 495(3,54 + 0,67) - 615(2,96 + 0,8) - 3,54 F_{1y} = 0, \quad (A''')$$

откуда:

$$F_{1y} = 3300 \text{ кг}.$$

Из уравнения проекций получаем центробежную силу:

$$C = 2520 - 615 + 5220 + 495 + 1620 + 3300 = 12\,540 \text{ кг}.$$

Отсюда скорость, соответствующая этому положению паровоза:

$$V = \sqrt{\frac{12\,540 \cdot 150 \cdot 9,81}{119\,500}} = 12,4 \text{ м/сек} = 44,7 \text{ км/час}.$$

*Направляющие усилия:*

$$Y_0 = 5220 + 495 - 2 \cdot 1570 = 2575 \text{ кг};$$

$$Y_1 = 4880 + 3300 = 8180 \text{ кг};$$

$$Y_z = 1345 \text{ кг}.$$

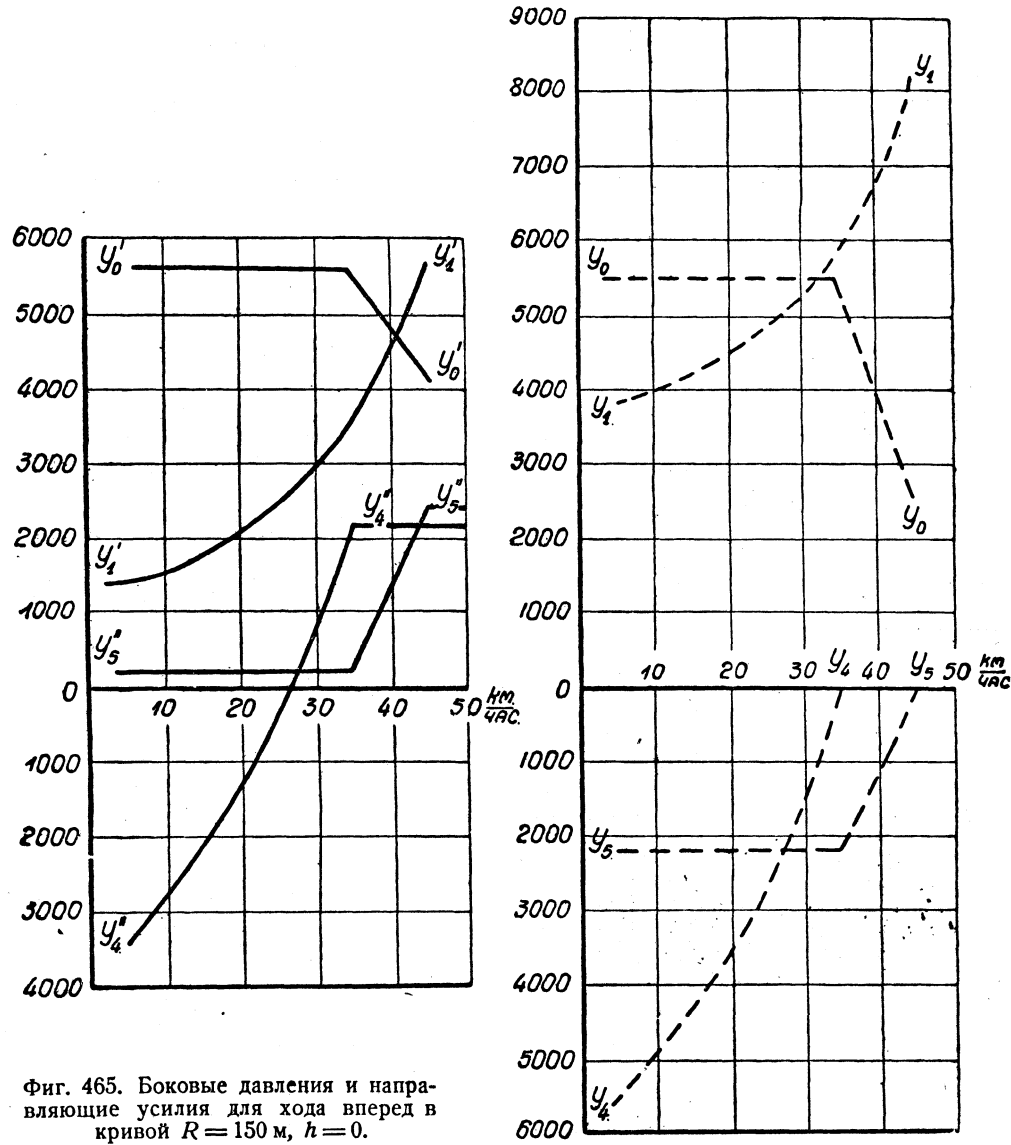
*Боковые давления:*

$$Y_0' = 2575 + 1570 = 4145 \text{ кг};$$

$$Y_1' = 8180 - 2440 = 5740 \text{ кг};$$

$$Y_z' = 1345 - 1800 = -455 \text{ кг}.$$

Итак, мы получили для различных скоростей от 0 до 45 км/час следующие направляющие усилия и боковые давления (см. фиг. 465):



Фиг. 465. Боковые давления и направляющие усилия для хода вперед в кривой  $R=150$  м,  $h=0$ .

ТАБЛИЦА 134

Боковые давления и направляющие усилия в кривой  $R=150$  м без превышения рельсов при различных скоростях, при ходе паровоза вперед

Скорость км/час	Направляющие усилия				Боковые давления			
	$Y_0$	$Y_1$	$Y_4$	$Y_5$	$Y_0'$	$Y_1'$	$Y_4''$	$Y_5''$
6,2	5480	3880	5430	2195	5680	1440	3295	—220
24,9	5480	4880	2780	2195	5680	2440	475	—220
35,0	5480	5930	0	2195	5680	3490	—2135	—220
44,7	2575	8180	—	—	4145	5740	$G_4$	$G_5$

На приведенных здесь и ниже планшетах направляющие усилия от наружного рельса изображены от нулевой линии — вверх, от внутреннего рельса — вниз; боковые давления на наружный рельс со значком ', направленные наружу кривой, — вверх от нулевой линии, направленные внутрь кривой — вниз; боковые давления на внутренний рельс со значком ", направленные внутрь кривой, — вниз от нулевой линии, направленные наружу кривой — вверх.

Мы ограничились рассмотрением наибольшей скорости 45 км/час, которая достаточно высока для кривой такого малого радиуса, как 150 м, особенно при максимальной конструкционной скорости паровоза в 60 км/час.<sup>1</sup>

#### В. ХОД НАЗАД ( $R = 150$ м)

Рассмотрим положение максимального перекоса: задняя тележка, отклонившись на всю величину возможного отклонения — 125 мм, оказывает давление на упор-ограничитель отклонения, а вторая сцепная ось набегаёт на внутренний рельс (фиг. 459, с).

Таким образом:

$$\begin{aligned} e_z &= 0,125 \text{ м,} \\ y_2 &= 0,037 = \sigma. \end{aligned}$$

Определяем положения центров поворота главного строения и задней тележки (при ходе назад она играет роль передней).

Имеем:

$$\bar{y}_2 = \bar{y}_5^* + \frac{2x_5 \cdot 4,875 - 4,875^2}{2 \cdot 150} = 0,037 \text{ м (по уравнению 2).}$$

Подставляя сюда значение (по аналогии с уравнением 3)

$$\bar{y}_5^* = \frac{2x_5 n_z + 2x_z m_z + n_z^2 - m_z^2}{2R}, \quad (3')$$

получаем:

$$\frac{2x_5(4,875 + 0,8) + 2x_z 2,2 + 0,8^2 - 2,2^2 - 4,875^2}{2 \cdot 150} = 0,037 \text{ м.} \quad (a)$$

Для отклонения тележки имеем выражение:

$$e_z = \frac{x_5 + d_z - x_z}{R} m_z = \frac{x_5 + 3,0 - x_z}{150} \cdot 2,2 = 0,125 \text{ м.} \quad (b)$$

Решая совместно уравнения (a) и (b) относительно неизвестных  $x_5$  и  $x_z$ , получаем:

$$\begin{aligned} x_5 &= 4,03 \text{ м,} \\ x_z &= -1,49 \text{ м,} \end{aligned}$$

т. е. центр поворота лежит впереди заднего бегунка по ходу паровоза.

*Задняя тележка.* Составляющие сил трения:

$$K_z = \frac{0,789}{\sqrt{1,49^2 + 0,789^2}} \cdot 2500 = 1170 \text{ кг,}$$

$$G_z = \frac{-1,49}{\sqrt{1,49^2 + 0,789^2}} \cdot 2500 = -2210 \text{ кг.}$$

<sup>1</sup> Если бы мы хотели определить направляющие усилия для скоростей  $> 45$  км/час, нужно было бы рассмотреть еще несколько положений паровоза, уменьшая значения  $x_1$  и оставляя без изменения  $\bar{y}_1^* = -0,025$  м; значение  $x_1$  будет наименьшим при „динамической установке“ — когда  $\bar{y}_5^* = -0,025$  м, тогда  $x_1 = 3,25$  м.



Усилие на шкворне задней тележки определяем из уравнения моментов всех сил, действующих на тележку, относительно середины оси бегунка:

$$P_z \cdot 2,2 - K_z \cdot 1,578 - F_{zy} \cdot 0,85 = 0$$

или

$$P_z = \frac{1170 \cdot 1,578 + 0,85 \cdot F_{zy}}{2,2} = 840 + 0,386 F_{zy}.$$

Здесь  $F_{zy}$  — давление на упор-ограничитель тележки + возвращающая сила секторов (упор-ограничитель расположен так же, как и секторы, на 0,85 м впереди бегунка по ходу паровоза).

*Передняя тележка* (в этом случае задняя).

$$\bar{y}_0^* = \bar{y}_s^* + \frac{2x_s(d_s + d_0) - (d_s + d_0)^2}{2R}.$$

Подставляя сюда значения (по уравнению 3')

$$\bar{y}_s^* = \frac{2 \cdot 4,03 \cdot 0,8 - 2 \cdot 1,49 \cdot 2,2 + 0,8^2 - 2,2^2}{2 \cdot 150} = -0,0144 \text{ м},$$

а также значения остальных известных нам величин, получаем:

$$\bar{y}_0^* = -0,0144 + \frac{2 \cdot 4,03(6,5 + 2,87) - (6,5 + 2,87)^2}{2 \cdot 150} = -0,0554 \text{ м}.$$

Из условия равновесия тележки находим, что она набегает на наружный рельс, т. е.

$$e_0 = -\bar{y}_0^* = 0,0554 \text{ м}$$

или, заменяя  $e_0$  его выражением (уравнение 1):

$$e_0 = \frac{x_1 + d_0 - x_0}{R} m_0,$$

находим:

$$x_0 = -\frac{0,0554 \cdot 150}{2,2} + 2,47 + 2,87 = 1,56 \text{ м}$$

(т. е. центр поворота располагается по ходу паровоза впереди бегунка).

Составляющие сил трения:

$$K_0 = \frac{0,789}{\sqrt{1,56^2 + 0,789^2}} 1713 = 765 \text{ кг},$$

$$G_0 = \frac{1,56}{\sqrt{1,56^2 + 0,789^2}} 1713 = 1530 \text{ кг}$$

(направлена относительно тележки к внутреннему рельсу).

Усилие на шкворне передней тележки:

$$P_0 = \frac{K_0 s}{m_0} = \frac{765 \cdot 1,578}{2,2} = 550 \text{ кг},$$

по отношению к главному строению — к наружному рельсу.

Возвращающая сила:

$$F_0 = 2500 + 22\,500 \cdot 0,0554 = 3745 \text{ кг},$$

по отношению к главному строению — к внутреннему рельсу.

Из уравнения проекций всех сил, действующих на переднюю тележку, находим направляющее усилие:

$$Y_0 = 3745 - 550 - 2 \cdot 1530 = 135 \text{ кг}.$$

Вполне очевидно, что это есть единственно возможное положение передней тележки при данном положении паровоза, так как здесь отклонение тележки наименьшее, а с увеличением отклонения возрастает возвращающая сила, направленная по отношению к тележке к наружному рельсу, и убывает  $G_0$ , направленная к внутреннему рельсу.

*Главное строение.* Пятая сцепная ось набегает на наружный рельс, отклоняясь относительно главного строения по направлению к внутреннему рельсу на  $e_5 = 0,0144$  м (так как  $\bar{y}_5 = 0$  и  $\bar{y}_5^* = -0,0144$  м, см. стр. 634).

Возвращающая сила пятой сцепной оси:

$$F_5 = 1500 + 50\,000 \cdot 0,0144 = 2220 \text{ кг.}$$

Первая сцепная ось:

$$\bar{y}_1^* = -0,0144 + \frac{2 \cdot 4,03 \cdot 6,5 - 6,5^2}{2 \cdot 150} = 0,0194 \text{ м}$$

или

$$\bar{y}_1'^* = 0 - \bar{y}_1^* = 0,037 - 0,0194 = 0,0176 \text{ м.}$$

Имея поперечный разбег и находясь позади центра поворота (по ходу паровоза), она набегает на внутренний рельс, отклоняясь к нему от среднего своего положения на

$$e_1 = 0,0176 \text{ м}$$

и передавая на главное строение силу

$$F_1 = 1500 + 50\,000 \cdot 0,0176 = 2380 \text{ кг.}$$

ТАБЛИЦА 135

$n$	5	4	3	2	1
$x_n$	4,03	2,405	0,78	-0,845	-2,47
$K_n s$	760	1230	2810	2690	1200
$2G_n$	4910	4755	3520	-3660	-4775
$d_n'$	—	1,335	-0,29	-1,915	—
$2G_n d_n'$	—	6340	-1020	7010	—

$$\sum_2^4 2G_n = 4615 \text{ кг,}$$

$$\sum_1^5 K_n s + \sum_2^4 2G_n d_n' = 21\,020 \text{ кгм.}$$

(Как здесь, так и в дальнейшем при определении значений  $K_n s$  и  $G_n$  промежуточные вычисления опускаем.)

В эти суммы не входят поперечные составляющие сил трения первой и пятой осей, передающих усилия  $2G_1$  и  $2G_5$  непосредственно на внутренний и наружный рельсы (часть сил  $2G_1$  воспринимается возвращающим прибором первой сцепной оси). Уравнение моментов всех сил относительно центра тяжести (с учетом направления сил):

$$\begin{aligned} \sum_1^5 K_n s + \sum_2^4 2G_n d_n' + F_0(d_1' + d_0) - P_0(d_1' + n_0) + F_1 d_1' - F_5 d_5' - P_z(d_5' + n_z) - \\ - F_{zy}(d_5' + d_z + 0,85) - Y_2 d_2' = 0 \end{aligned} \quad (A)$$

или

$$21\,020 + 3745(3,54 + 2,87) - 550(3,54 + 0,67) + 2380 \cdot 3,54 - 2220 \cdot 2,96 - \\ - (840 - 0,386 F_{zy}) \cdot (2,96 + 0,8) - F_{zy}(2,96 + 3,00 + 0,85) - 1,915 Y_2 = 0.$$

Когда вторая сцепная ось касается внутреннего рельса, не набегаая, т. е.  $Y_2 = 0$ , уравнение (A) дает:

$$F_{zy} = 5000 \text{ кг},$$

из них: 1620 кг — возвращающая сила секторов и 3380 кг — давление на упор-ограничитель отклонения задней тележки.

Отсюда:

$$P_z = 840 + 0,386 \cdot 5000 = 2770 \text{ кг}.$$

Из суммы проекций находим:

$$C = - \sum_2^4 2G_n + F_{zy} + P_z + F_3 + F_1 + F_0 - P_0 \quad (B)$$

или

$$C = -4615 + 5000 + 2770 + 2220 + 2380 + 3745 - 550 = 10\,950 \text{ кг},$$

и соответствующая скорость:

$$V = \sqrt{\frac{10\,950 \cdot 150 \cdot 9,81}{119\,500}} = 11,6 \text{ м/сек} = 41,8 \text{ км/час}.$$

*Направляющие усилия:*

$$Y_z = 5000 + 2770 - 2 \cdot 2210 = 3350 \text{ кг};$$

$$Y_3 = 4910 + 2220 = 7130 \text{ кг};$$

$$Y_2 = 0;$$

$$Y_1 = 4775 - 2380 = 2395 \text{ кг};$$

$$Y_0 = 135 \text{ кг}.$$

*Боковые давления.*

$$Y'_z = 3350 + 2210 = 5560 \text{ кг};$$

$$Y'_3 = 7130 - 2455 = 4675 \text{ кг};$$

$$Y''_2 = -1830 \text{ кг} \quad (G_2);$$

$$Y''_1 = 2395 - 2390 \approx 0;$$

$$Y''_0 = 135 - 1530 = -1395 \text{ кг}.$$

При скоростях  $< 41,8$  км/час давление на упор-ограничитель с уменьшением скорости убывает, а направляющее усилие второй сцепной оси, набегающей на внутренний рельс, возрастает. Максимальное значение направляющего усилия  $Y_2$  получаем при  $V = 0$  и следовательно при  $C = 0$ .

Тогда имеем:

$$\sum_2^4 2G_n - F_{zy} - P_z - F_3 - F_1 - F_0 + P_0 + Y_2 = 0, \quad (B')$$

или

$$Y_2 - F_{zy} - (840 + 0,386 F_{zy}) = 2220 + 2380 + 3745 - 550 - 4615.$$

Решая это уравнение совместно с уравнением (A') относительно неизвестных  $Y_2$  и  $F_{zy}$ , получаем:

$$Y_2 = 8300 \text{ кг},$$

$$F_{zy} = 3080 \text{ кг},$$

из них: 1620 кг — возвращающая сила и 1460 кг — давление на упор-ограничитель.

Отсюда:

$$P_z = 840 + 0,386 \cdot 3080 = 2030 \text{ кг}.$$

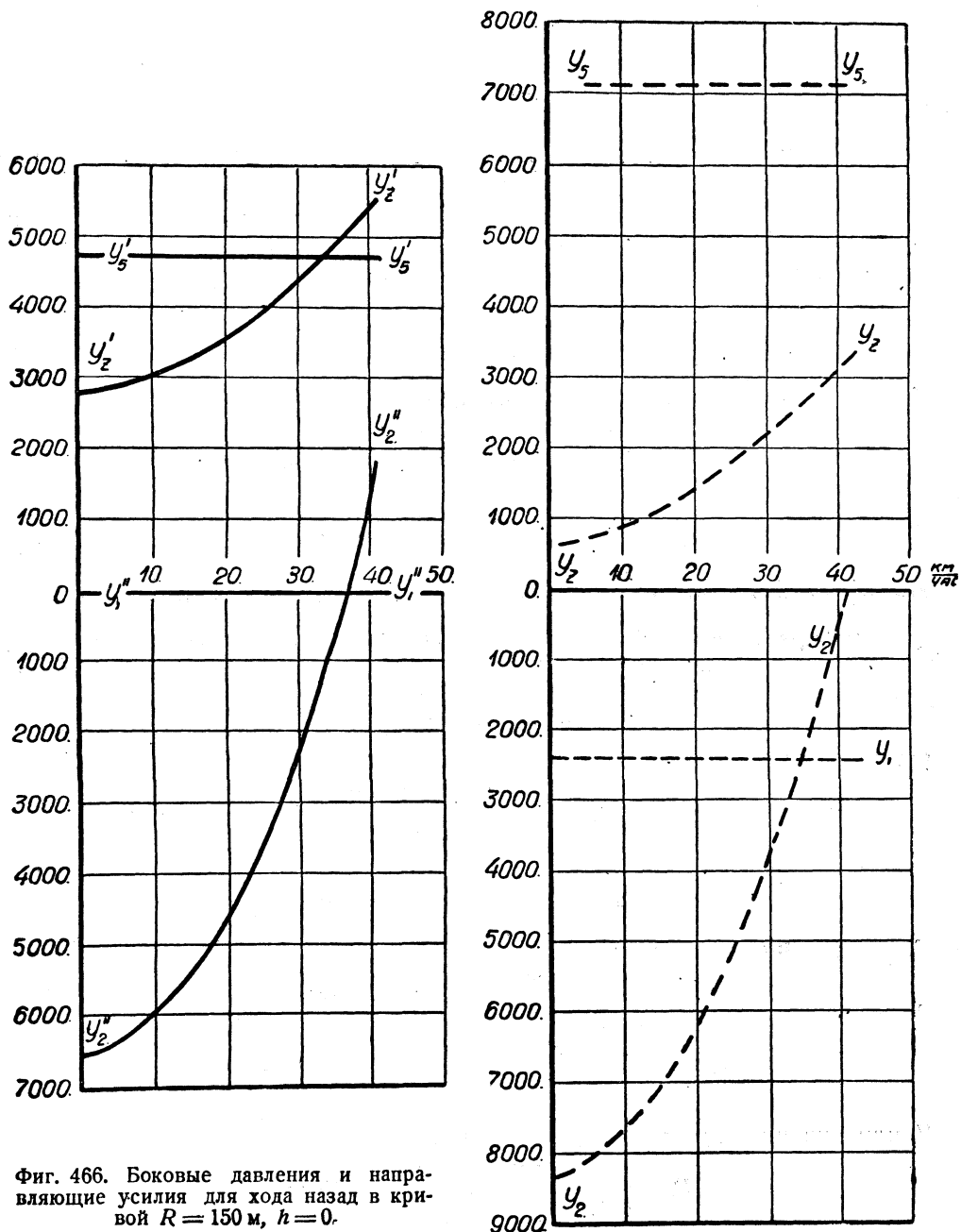
### Направляющие усилия:

$$\begin{aligned} Y_z &= 3080 + 2030 - 2 \cdot 2210 = 690 \text{ кг;} \\ Y_5 &= 7130 \text{ кг;} \\ Y_3 &= 8300 \text{ кг;} \\ Y_1 &= 2395 \text{ кг;} \\ Y_0 &= 135 \text{ кг.} \end{aligned}$$

### Боковые давления:

$$\begin{aligned} Y_z' &= 690 + 2210 = 2900 \text{ кг;} \\ Y_5' &= 7130 - 2455 = 4675 \text{ кг;} \\ Y_3'' &= 8300 - 1830 = 6470 \text{ кг;} \\ Y_1'' &= 0; \\ Y_0'' &= -1395 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Изменения направляющих усилий и боковых давлений для скоростей от 0 до 42 км/час показаны на фиг. 466.



Фиг. 466. Боковые давления и направляющие усилия для хода назад в кривой  $R = 150 \text{ м}$ ,  $h = 0$ .

## ПРОХОЖДЕНИЕ ПАРОВОЗОМ КРИВОЙ $R=500$ м

Полный зазор в кривой  $\sigma = 0,024$  м, превышение наружного рельса  $= h$ .

Так как эти превышения для  $R=500$  м бывают различными не только на разных дорогах, но и на разных участках, мы проведем расчет параллельно для максимального превышения  $h=0,064$  м и при отсутствии всякого превышения.

Вызванная превышением наружного рельса сила  $C$ , приложенная к центру тяжести главного строения и направленная к центру кривой (т. е. обратная по направлению центробежной силе  $C$ ), при  $h=0,064$  м будет равна:

$$C = \frac{\Sigma Q' h}{s} = \frac{119\,500 \cdot 0,064}{1,578} = 4850 \text{ кг.}$$

### А. ХОД ВПЕРЕД

Определяем направляющие усилия, боковые давления и скорости, при следующих положениях паровоза к кривой:

**Положение 1** (фиг. 467, а). Первая сцепная ось прижата к наружному рельсу, не отклоняясь от среднего своего положения относительно главного строения; четвертая сцепная прижата к внутреннему рельсу, т. е.

$$\begin{aligned}\bar{y}_1^* &= \bar{y}_1 = 0 \text{ (так как } e_1 = 0), \\ \bar{y}_4 &= \sigma = 0,024 \text{ м.}\end{aligned}$$

Определяем положение центра поворота главного строения:

$$\bar{y}_4 = \bar{y}_1^* + \frac{2x_1 d_4 - d_4^2}{2R} = 0,024 \text{ м,}$$

откуда:

$$x_1 = \frac{0,024 \cdot 2 \cdot 500 + 4,875^2}{2 \cdot 4,875} = 4,9 \text{ м.}$$

**Передняя тележка.** Центр поворота находим из уравнения:

$$\bar{y}_1^* = \frac{2x_1' n_0 + 2x_0 m_0 + n_0^2 - m_0^2}{2R} = \frac{2 \cdot 4,9 \cdot 0,67 + 2x_0 \cdot 2,2 + 0,67^2 - 2,2^2}{2 \cdot 500} = 0,$$

откуда:

$$x_0 = -0,492 \text{ м.}$$

Отклонение тележки:

$$e_0 = \frac{x_1 + d_0 - x_0}{R} m_0 = \frac{4,9 + 2,87 + 0,492}{500} \cdot 2,2 = 0,0364 \text{ м.}$$

Возвращающая сила:

$$F_0 = 2500 + 22\,500 \cdot 0,0364 = 3320 \text{ кг.}$$

Составляющие сил трения:

$$K_0 = \frac{0,789}{\sqrt{0,492^2 + 0,789^2}} 1713 = 1455 \text{ кг,}$$

$$G_0 = \frac{-0,492}{\sqrt{0,492^2 + 0,789^2}} 1713 = -905 \text{ кг.}$$

Усилие на шкворне передней тележки:

$$P_0 = \frac{K_0 s}{m_0} = \frac{1455 \cdot 1,578}{2,2} = 1045 \text{ кг.}$$



Задняя тележка.

$$\bar{y}_z^* = \bar{y}_1^* + \frac{2x_1(d_5 + d_z) - (d_5 + d_z)^2}{2R} = \frac{2 \cdot 4,9(6,5 + 3,0) - (6,5 + 3,0)^2}{2 \cdot 500} = -0,0028 \text{ м.}$$

Так как  $F_z = \text{Const}$  и поэтому не зависит от положения центра поворота главного строения (т. е. от величины отклонения тележки), то задняя тележка находится в равновесном состоянии при

$$x_z = 0,075 \text{ м (см. стр. 625),}$$

т. е. при отклонении

$$e_z = \frac{x_5 + d_z - x_z}{R} m_z = \frac{1,6 + 3,00 - 0,075}{500} 2,2 = 0,0199 \text{ м,}$$

не набега на наружный, ни на внутренний рельс:

$$\bar{y}_z = \bar{y}_z^* + e_z = -0,0028 + 0,0199 = 0,0171 \text{ м,}$$

$$\bar{y}_z' = \sigma - \bar{y}_z = 0,024 - 0,0171 = 0,0069 \text{ м,}$$

$$P_z = 1150 \text{ кг (см. стр. 625).}$$

Главное строение.

$$\bar{y}_5 = \bar{y}_1^* + \frac{2x_1 d_5 - d_5^2}{2R} = \frac{2 \cdot 4,9 \cdot 6,5 - 6,5^2}{2 \cdot 500} = 0,0215 \text{ м,}$$

$$\bar{y}_5' = \sigma - \bar{y}_5 = 0,024 - 0,0215 = 0,0025 \text{ м;}$$

так как пятая сцепная ось, находящаяся позади центра поворота, имеет поперечный разбег, она набега на внутренний рельс, при чем

$$e_5 = \bar{y}_5' = 0,0025 \text{ м}$$

и возвращающая сила:

$$F_5 = 1500 + 50\,000 \cdot 0,0025 = 1625 \text{ кг.}$$

ТАБЛИЦА 136

$n$	1	2	3	4	5
$x_n$	4,900	3,275	1,650	0,025	— 1,600
$K_n s$	630	920	1700	3940	1740
$2G_n$	4940	4860	4250	160	— 4250
$d_n'$	—	1,915	0,29	— 1,335	—
$2G_n d_n'$	—	9300	1235	— 210	—

$$\sum_1^5 K_n s + \sum_2^4 2G_n d_n' = 19\,255 \text{ кгм,}$$

$$\sum_2^4 2G_n = 9270 \text{ кг}$$

( $2G_1$  и  $2G_5$  и их моменты в эти суммы не входят).

Уравнение моментов относительно центра тяжести:

$$\sum_1^5 K_n s + \sum_2^4 2G_n d_n' + F_z(d_5' + d_z + 0,85) + F_5 d_5' - P_z(d_5' + n_z) - F_0(d_1' + d_0) - P_0(d_1' + n_0) - Y_4 d_4' - F_1 d_1' = 0, \quad (A)$$

или

$$19\,255 + 1620(2,96 + 3,0 + 0,85) + 1625 \cdot 2,96 - 1150(2,96 + 0,8) - 3320(3,54 + 2,87) - 1045(3,54 + 0,67) - 1,335 Y_4 - 3,54 F_1 = 0. \quad (A')$$

Это уравнение справедливо лишь при том условии, что входящая сюда сила  $F_1 \leq 1500$  кг, т. е. начальной затяжки возвращающего прибора, так как первая ось не отклонилась от среднего своего положения  $e_1 = 0$ .

Рассмотрим две комбинации сил  $Y_4$  и  $F_1$ , характерные для данного положения:

I. Четвертая ось касается внутреннего рельса, не набегая, т. е.

$$Y_4 = 0.$$

В этом случае из уравнения моментов находим:

$$F_1 = 1435 \text{ кг}$$

(т. е. условие  $F_1 < F_{1\text{нач}}$  выполнено).

Уравнение проекций:

$$\sum_2^4 2G_n + C - \Pi - F_z + P_z + F_s - F_1 - P_0 - F_0 + Y_4 = 0 \quad (\text{B})$$

или 
$$9270 + C - 4850 - 1620 + 1150 - 1625 - 1435 - 1045 - 3320 = 0, \quad (\text{B}')$$

откуда:

$$C = 3475 \text{ кг},$$

и соответствующая скорость:

$$V = \sqrt{\frac{3475 \cdot 500 \cdot 9,81}{119500}} = 11,95 \text{ м/сек} = 42,8 \text{ км/час}.$$

Эта скорость является максимальной для рассматриваемого положения паровоза.

*Направляющие усилия:*

$$Y_0 = 3320 + 1045 - 2 \cdot 905 = 2555 \text{ кг};$$

$$Y_1 = 4940 + 1435 = 6375 \text{ кг};$$

$$Y_4 = 0;$$

$$Y_5 = 4250 - 1625 = 2625 \text{ кг}.$$

*Боковые давления:*

$$Y_0' = 2555 + 905 = 3460 \text{ кг};$$

$$Y_1' = 6375 - 2470 = 3905 \text{ кг};$$

$$Y_4'' = -80 \text{ кг } (G_4);$$

$$Y_5'' = 2625 - 2125 = 500 \text{ кг}.$$

II. Когда скорость  $V < 42,8$  км/час, четвертая сцепная ось набегает на внутренний рельс, и  $Y_4 \neq 0$ .

При скорости  $V$ , близкой к нулю, и следовательно  $C = 0$ , решаем уравнения (A') и (B'') относительно неизвестных  $Y_4$  и  $F_1$ :

$$9270 - 4850 - 1620 + 1150 - 1625 - F_1 - 1045 - 3320 + Y_4 = 0, \quad (\text{B}'')$$

и отсюда:

$$Y_4 = 2540 \text{ кг},$$

$$F_1 = 480 \text{ кг} \quad (< F_{1\text{нач}}).$$

*Направляющие усилия:*

$$Y_0 = 3320 + 1045 - 2 \cdot 905 = 2555 \text{ кг};$$

$$Y_1 = 4940 + 430 = 5420 \text{ кг};$$

$$Y_4 = 2540 \text{ кг};$$

$$Y_5 = 2625 \text{ кг}.$$

*Боковые давления:*

$$Y_0' = 3460 \text{ кг};$$

$$Y_1' = 5420 - 2470 = 2950 \text{ кг};$$

$$Y_4'' = 2540 + 80 = 2620 \text{ кг};$$

$$Y_5'' = 500 \text{ кг}.$$

Легко убедиться, что при отсутствии превышения наружного рельса, т. е. при  $\Pi = 0$ , рассматриваемое положение не имеет места ни при какой скорости, так как в случае I получаем отрицательное значение  $C$ , а в случае II — отрицательное значение  $Y_4$ .



**Положение 2** (фиг. 467, б). Третья сцепная ось занимает радиальное положение, т. е.  $x_1 = 4,875$  м, при чем вторая сцепная набегает на наружный рельс, т. е.

$$\bar{y}_2 = 0.$$

Так как

$$\bar{y}_2 = \bar{y}_1^* + \frac{2x_1 d_2 - d_2^2}{2R} = \bar{y}_1^* + \frac{2 \cdot 4,875 \cdot 1,625 - 1,625^2}{2 \cdot 500} = 0,$$

то отсюда:

$$\bar{y}_1^* = -0,0132 \text{ м},$$

т. е. первая сцепная ось набегает на наружный рельс, отклонившись от среднего своего положения на величину:

$$e_1 = \bar{y}_1 - \bar{y}_1^* = 0 - 0,0132 = 0,0132 \text{ м}.$$

*Передняя тележка.*

$$\begin{aligned} \bar{y}_1^* &= \frac{2x_1 n_0 + 2x_0 m_0 + n_0^2 - m_0^2}{2R} = \frac{2 \cdot 4,875 \cdot 0,67 + 2x_0 2,2 + 0,67^2 - 2,2^2}{2 \cdot 500} = \\ &= -0,0132 \text{ м}, \end{aligned}$$

откуда:

$$x_0 = -3,485 \text{ м}.$$

Отклонение тележки:

$$e_0 = \frac{x_1 + d_0 - x_0}{R} m_0 = \frac{4,875 + 2,87 + 3,485}{500} 2,2 = 0,0495 \text{ м}.$$

Возвращающая сила:

$$F_0 = 2500 + 22\,500 \cdot 0,0495 = 3615 \text{ кг}.$$

Составляющие сил трения:

$$G_0 = \frac{-3,485}{\sqrt{3,485^2 + 0,789^2}} 1713 = -1670 \text{ кг},$$

$$K_0 = \frac{0,789}{\sqrt{3,485^2 + 0,789^2}} 1713 = 380 \text{ кг}.$$

Усилие на шкворне:

$$P_0 = \frac{380 \cdot 1578}{2,2} = 270 \text{ кг}.$$

*Задняя тележка.*

$$\bar{y}_2^* = -0,0132 + \frac{2 \cdot 4,875 (6,5 + 3,0) - (6,5 + 3,0)^2}{2 \cdot 500} = -0,013 \text{ м}.$$

Равновесное состояние тележки имеет место при

$$x_z = 0,075 \text{ м},$$

тогда:

$$e_z = \frac{1,625 + 3,0 - 0,075}{500} 2,2 = 0,020 \text{ м}.$$

Следовательно:

$$\bar{y}_z = \bar{y}_z^* + e_z = -0,013 + 0,020 = 0,007 \text{ м}.$$

*Главное строение.*

$$e_1 = 0,0132 \text{ м},$$

откуда:

$$F_1 = 1500 + 0,0132 \cdot 50\,000 = 2160 \text{ кг},$$

$$\bar{y}_3^* = -0,0132 + \frac{2 \cdot 4,875 \cdot 6,5 - 6,5^2}{2 \cdot 500} = 0,008 \text{ м},$$

$$\bar{y}'_3 = \sigma - \bar{y}_3^* = 0,024 - 0,008 = 0,016 \text{ м}.$$

Отсюда следует, что пятая сцепная ось, отклоняясь на 0,016 м, набегает на внутренний рельс.

$$e_3 = 0,016 \text{ м}.$$

$$F_3 = 1500 + 50\,000 \cdot 0,016 = 2300 \text{ кг}.$$

ТАБЛИЦА 137

$n$	1	2	3	4	5
$x_n$	4,875	3,250	1,625	0	-1,625
$K_n s$	630	930	1710	3940	1710
$2G_n$	4940	4860	4250	0	-4250
$d_n$	—	1,915	0,29	-1,335	—
$2G_n d_n'$	—	9300	1235	0	—

$$\sum_1^5 K_n s + \sum_2^4 2G_n d_n' = 19\,455 \text{ кг},$$

$$\sum_2^4 2G_n = 9110 \text{ кг}.$$

Уравнение моментов:

$$19\,455 + 1620(2,96 + 3,00 + 0,85) + 2300 \cdot 2,96 - 3615(3,54 + 2,87) - \\ - 270(3,54 + 0,67) - 2160 \cdot 3,54 - 1150(2,96 + 0,80) - Y_2 \cdot 1,915 = 0,$$

откуда  $Y_2 = 530 \text{ кг}$ .

а) Превышение  $h = 0,064 \text{ м}$ ,  $Ц = 4850 \text{ кг}$ .

Уравнение проекций:

$$9110 + C + 1150 - 4850 - 3615 - 270 - 2300 - 2160 - 1620 - 530 = 0,$$

откуда:

$$C = 5095 \text{ кг},$$

$$V = \sqrt{\frac{5095 \cdot 500 \cdot 9,81}{119\,500}} = 14,45 \text{ м/сек} = 52 \text{ км/час}.$$

Направляющие усилия:

$$Y_0 = 3615 + 270 - 2 \cdot 1670 = 545 \text{ кг};$$

$$Y_1 = 4940 + 2160 = 7100 \text{ кг};$$

$$Y_2 = 530 \text{ кг};$$

$$Y_3 = 4250 - 2300 = 1950 \text{ кг}.$$

Боковые давления:

$$Y_0' = 545 + 1670 = 2215 \text{ кг};$$

$$Y_1' = 7100 - 2470 = 4630 \text{ кг};$$

$$Y_2' = 530 - 2430 = -1900 \text{ кг};$$

$$Y_3'' = 1950 - 2125 = -175 \text{ кг}.$$

б)  $h = 0$ ,  $Ц = 0$ .

Из уравнения проекций получаем:

$$C = 235 \text{ кг}$$

и

$$V = \sqrt{\frac{235 \cdot 500 \cdot 9,81}{119\,500}} = 3,1 \text{ м/сек} = 11,1 \text{ км/час}.$$

Направляющие усилия и боковые давления те же, что и при  $h = 0,064 \text{ м}$ ,  $V = 52 \text{ км/час}$ .

Положение 3 (фиг. 467, с).  $x_1 = 4,65$  м, и вторая сцепная ось набегаёт на наружный рельс:

$$\bar{y}_2 = 0, \\ \bar{y}_2 = \bar{y}_1^* + \frac{2 \cdot 4,65 \cdot 1,625 - 1,625^2}{2 \cdot 500} = 0,$$

откуда:

$$\bar{y}_1^* = 0,0125 \text{ м},$$

т. е. первая сцепная ось набегаёт на наружный рельс, отклонившись от среднего положения относительно главного строения по направлению к внутреннему рельсу на:

$$e_1 = 0,0125 \text{ м}.$$

*Передняя тележка.* Из уравнения (3)

$$\bar{y}_1^* = \frac{2 \cdot 4,65 \cdot 0,67 + 2 \cdot x_0 \cdot 2,2 + 0,67^2 - 2,2^2}{2 \cdot 500} = -0,0125 \text{ м}$$

находим положение центра поворота тележки:

$$x_0 = -3,26 \text{ м}.$$

Отклонение:

$$e_0 = \frac{4,65 + 2,87 + 3,26}{500} 2,2 = 0,0474 \text{ м}.$$

Возвращающая сила:

$$F_0 = 2500 + 22\,500 \cdot 0,0474 = 3565 \text{ кг}.$$

Составляющие сил трения:

$$K_0 = \frac{0,789}{\sqrt{3,26^2 + 0,622}} 1713 = 405 \text{ кг},$$

$$G_0 = \frac{-3,26}{\sqrt{3,26^2 + 0,622}} 1713 = -1665 \text{ кг}.$$

Усилие на шкворне:

$$P_0 = \frac{405 \cdot 1,578}{2,2} = 290 \text{ кг}.$$

*Задняя тележка.*

$$\bar{y}_z^* = -0,0125 + \frac{2 \cdot 4,65 (6,5 + 3,0) - (6,5 + 3,0)^2}{2 \cdot 500} = -0,0144 \text{ м}.$$

При равновесном положении имеем:

$$x_z = 0,075 \text{ м (см. стр. 625)}.$$

Отклонение тележки при этом:

$$e_z = \frac{1,85 + 3,0 - 0,075}{500} 2,2 = 0,021 \text{ м},$$

$$\bar{y}_z = \bar{y}_z^* + e_z = -0,0144 + 0,021 = 0,0066 \text{ м},$$

$$P_z = 1150 \text{ кг}.$$

*Главное строение.* Возвращающая сила первой сцепной оси:

$$F_1 = 1500 + 50\,000 \cdot 0,0125 = 2125 \text{ кг},$$

$$\bar{y}_3^* = -0,0125 + \frac{2 \cdot 4,65 \cdot 6,5 - 6,5^2}{2 \cdot 500} = 0,0057 \text{ м},$$

$$\bar{y}_3' = \sigma - \bar{y}_3^* = 0,024 - 0,0057 = 0,0183 \text{ м},$$

т. е. пятая сцепная набегает на внутренний рельс, отклоняясь на  $e_3 = 0,0183$  м от среднего положения.

Возвращающая сила пятой оси:

$$F_3 = 1500 + 50\,000 \cdot 0,0183 = 2415 \text{ кг.}$$

ТАБЛИЦА 138

$n$	1	2	3	4	5
$x_p$	4,65	3,025	1,40	-0,225	-1,85
$K_n^s$	660	995	1935	3850	1545
$2G_n$	4930	4840	4360	-1380	-4600
$d_n'$	—	1,915	0,29	-1,335	—
$2G_n d_n'$	—	9270	1265	1840	—

$$\sum_1^5 K_n^s + \sum_2^4 2G_n d_n' = 21\,360 \text{ кгм,}$$

$$\sum_2^4 2G_n = 7820 \text{ кг.}$$

Уравнение моментов:

$$21\,360 + 1620(2,96 + 3,00 + 0,85) + 2415 \cdot 2,96 - 1150(2,96 + 0,8) - 2125 \cdot 3,54 - \\ - 290(3,54 + 0,67) - 3565(3,54 + 2,87) - Y_2 \cdot 1,915 = 0,$$

откуда:

$$Y_2 = 1900 \text{ кг.}$$

а)  $h = 0,064$  м,  $C = 4850$  кг.

Уравнение проекций:

$$7820 + 1150 + C - 4850 - 3565 - 290 - 2125 - 2415 - 1620 - 1900 = 0,$$

откуда:

$$C = 7795 \text{ кг, } V = \sqrt{\frac{7795 \cdot 500 \cdot 9,81}{119\,500}} = 17,85 \text{ м/сек} = 64,3 \text{ км/час.}$$

б)  $h = 0$ ,  $C = 0$ .

Из уравнения проекций находим:

$$C = 2945 \text{ кг и } V = \sqrt{\frac{2945 \cdot 500 \cdot 9,81}{119\,500}} = 11 \text{ м/сек} = 39,5 \text{ км/час.}$$

Для (а) и (б) имеем:

*Направляющие усилия:*

$$Y_0 = 3565 + 290 - 2 \cdot 1665 = 525 \text{ кг;}$$

$$Y_1 = 4930 + 2125 = 7055 \text{ кг;}$$

$$Y_2 = 1900 \text{ кг;}$$

$$Y_3 = 4600 - 2415 = 2185 \text{ кг.}$$

*Боковые давления:*

$$Y_0' = 525 + 1665 = 2190 \text{ кг;}$$

$$Y_1' = 7055 - 2465 = 4590 \text{ кг;}$$

$$Y_2' = 1900 - 2420 = -520 \text{ кг;}$$

$$Y_3'' = 2185 - 2300 = -115 \text{ кг.}$$

**Положение 4.**  $x_1 = 4,03$  м, вторая сцепная ось набегает на наружный рельс, т. е.  $y_2 = 0$ .

Поступая подобно предыдущему, находим:

$$\bar{y}_2 = \frac{2 \cdot 4,03 \cdot 1,625 - 1,625^2}{2 \cdot 500} + \bar{y}_1^* = 0,$$

$$\bar{y}_1^* = -0,0105 \text{ м, } \bar{y}_1 = 0, \\ e_1 = 0,0105 \text{ м.}$$

*Передняя тележка.*

$$\bar{y}_1^* = \frac{2 \cdot 4,03 \cdot 0,67 + 2x_0 2,2 + 0,67^2 - 2,2^2}{2 \cdot 500} = -0,0105 \text{ м,}$$

$$x_0 = -2,61 \text{ м,}$$

$$e_0 = \frac{4,03 + 2,87 + 2,61}{500} 2,2 = 0,0417 \text{ м;}$$

$$F_0 = 2500 + 22\,500 \cdot 0,0417 = 3440 \text{ кг;}$$

$$K_0 = \frac{0,789}{\sqrt{2,61^2 + 0,622}} 1713 = 495 \text{ кг;}$$

$$G_0 = \frac{-2,61}{\sqrt{2,61^2 + 0,622}} 1713 = -1640 \text{ кг,}$$

$$P_0 = \frac{495 \cdot 1,578}{2,2} = 395 \text{ кг.}$$

*Задняя тележка.*

$$\bar{y}_z^* = -0,0105 + \frac{2 \cdot 4,03 (6,5 + 3,0) - (6,5 + 3,0)^2}{2 \cdot 500} = -0,024 \text{ м.}$$

При равновесном состоянии тележки  $x_z = 0,075$  м, т. е. при этом

$$e_z = \frac{2,47 + 3,0 - 0,075}{500} 2,2 = 0,024 \text{ м.}$$

Таким образом,

$$\bar{y}_z = e_z + \bar{y}_z^* = 0,024 - 0,024 = 0.$$

Задний бегунок касается наружного рельса, не набегаая.

$$F_z = 1620 \text{ кг,} \quad P_z = 1150 \text{ кг.}$$

*Главное строение.*

$$F_1 = 1500 + 50\,000 \cdot 0,0105 = 2025 \text{ кг;}$$

$$\bar{y}_s^* = -0,0105 + \frac{2 \cdot 4,03 \cdot 6,5 - 6,5^2}{2 \cdot 500} = -0,0003 \text{ м;}$$

$$\bar{y}_s'^* = \sigma - \bar{y}_s^* = 0,024 + 0,0003 = 0,0243 \text{ м,}$$

т. е.

$$e_s = 0,0243 \text{ м и } \bar{y}_s' = 0;$$

$$F_s = 1500 + 50\,000 \cdot 0,0243 = 2715 \text{ кг.}$$

ТАБЛИЦА 139

$n$	1	2	3	4	5
$K_n s$	760	1230	2810	2690	1200
$2G_n$	4910	4755	3520	— 3660	— 4775
$d_n'$	—	1,915	0,29	— 1,335	—
$2G_n d_n'$	—	9100	1025	4890	—

$$\sum_1^5 K_n s + \sum_2^4 2G_n d_n' = 23\,715 \text{ кгм,}$$

$$\sum_2^4 2G_n = 4\,615 \text{ кг.}$$

Уравнение моментов:

$$23\,715 + 1620(2,96 + 3,00 + 0,85) + 2715 \cdot 2,96 - 1150(2,96 + 0,8) - 2025 \cdot 3,54 - 395(3,54 + 0,67) - 3440(3,54 + 2,87) - Y_2 \cdot 1,915 = 0,$$

откуда:

$$Y_2 = 3950 \text{ кг.}$$

При  $h=0$ ,  $C=0$  имеем:

$$C = 3950 + 3440 + 395 + 2025 + 2715 + 1620 - 4615 - 1150 = 8380 \text{ кг,}$$

$$V = \sqrt{\frac{8380 \cdot 500 \cdot 9,81}{119\,500}} = 18,5 \text{ м/сек} = 66,6 \text{ км/час.}$$

При  $h=0,064$  м и  $C=4850$  кг мы имели бы:

$$C = 13\,230 \text{ кг,}$$

$$V = \sqrt{\frac{13\,230 \cdot 500 \cdot 9,81}{119\,500}} = 23,3 \text{ м/сек} = 84 \text{ км/час.}$$

*Направляющие усилия:*

$$Y_0 = 3440 + 395 - 2 \cdot 1640 = 555 \text{ кг;}$$

$$Y_1 = 4910 + 2025 = 6935 \text{ кг;}$$

$$Y_2 = 3950 \text{ кг;}$$

$$Y_3 = 4775 - 2715 = 2060 \text{ кг.}$$

*Боковые давления:*

$$Y'_0 = 555 + 1640 = 2195 \text{ кг;}$$

$$Y'_1 = 6935 - 2455 = 4480 \text{ кг;}$$

$$Y'_2 = 3950 - 2380 = 1570 \text{ кг;}$$

$$Y''_3 = 2060 - 2390 = -330 \text{ кг.}$$

Значения направляющих усилий и боковых давлений в зависимости от скорости (в пределах от 0 до 65 км/час) показаны на фиг. 468 (для  $h=0,064$  м) и на фиг. 469 ( $h=0$ ).

## Б. ХОД НАЗАД

**Положение 1** (фиг. 470, а). Четвертая сцепная ось набегает на наружный рельс, и центр поворота лежит между первой и второй сцепными осями.

$$\bar{y}_4 = 0,$$

$$x_3 = 5,655 \text{ м,}$$

$$\bar{y}_4 = \bar{y}_3^* + \frac{2 \cdot 5,655 \cdot 1,625 - 1,625^2}{2 \cdot 500} = 0,$$

откуда:

$$\bar{y}_3^* = -0,0157 \text{ м,}$$

т. е. пятая сцепная ось, отклоняясь от среднего положения в сторону внутреннего рельса на 0,0157 м, набегает на наружный рельс.

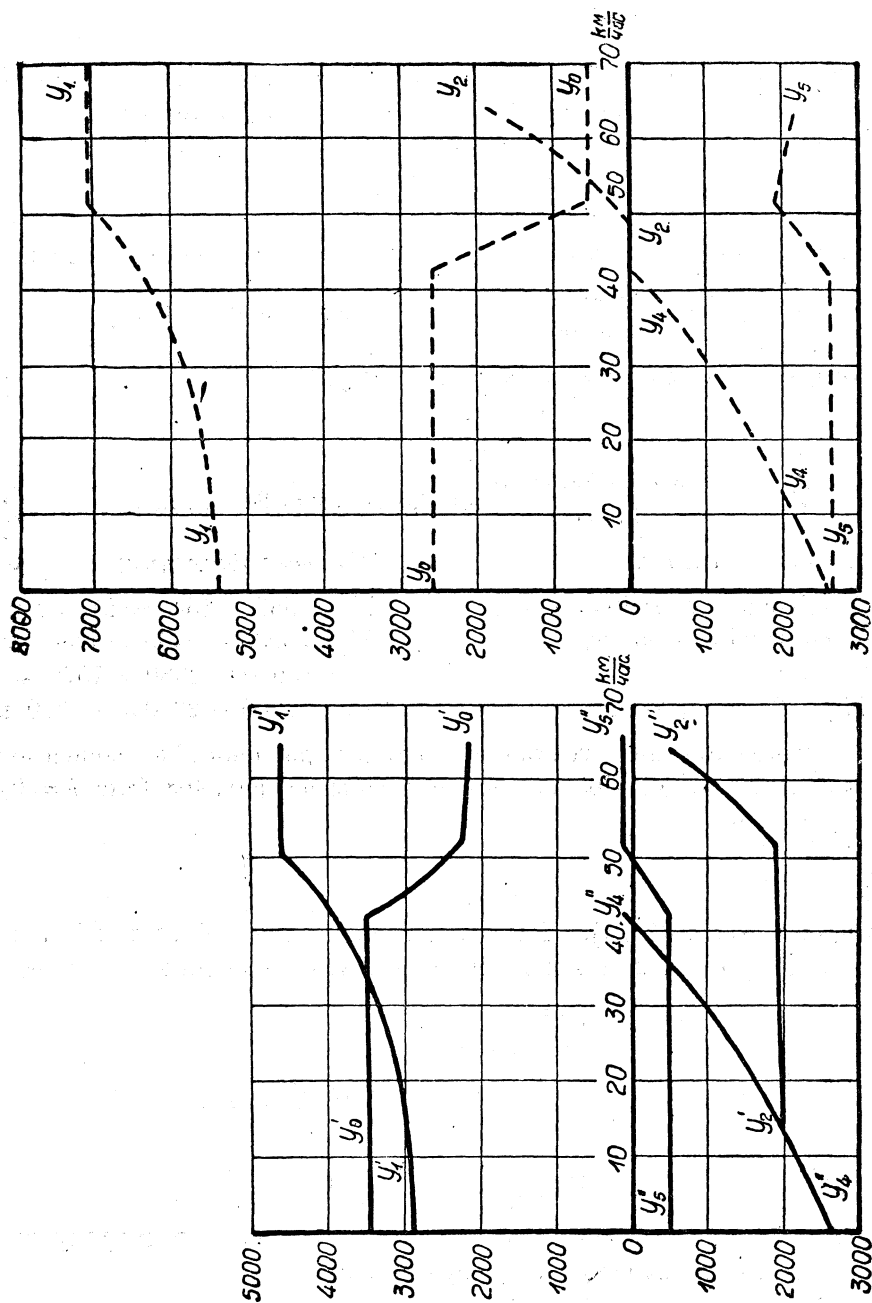
$$\bar{y}_5 = 0,$$

$$e_3 = 0,0157 \text{ м.}$$

*Задняя тележка* (в этом случае играющая роль передней). Из условий равновесия всех сил, действующих на тележку, находим, что бегунок набегает на внутренний рельс.

Действительно, при набегании на наружный рельс мы имели бы:

$$\bar{y}_3^* = \frac{2 \cdot 5,655 \cdot 0,8 - 2x_z \cdot 2,2 + 0,8^2 - 2,2^2}{2 \cdot 500} = -0,0157 \text{ м,}$$



Фиг. 168. Боковые давления и направляющие усилия для хода вперед в кривой  $R=500$  м, при  $h=64$ .

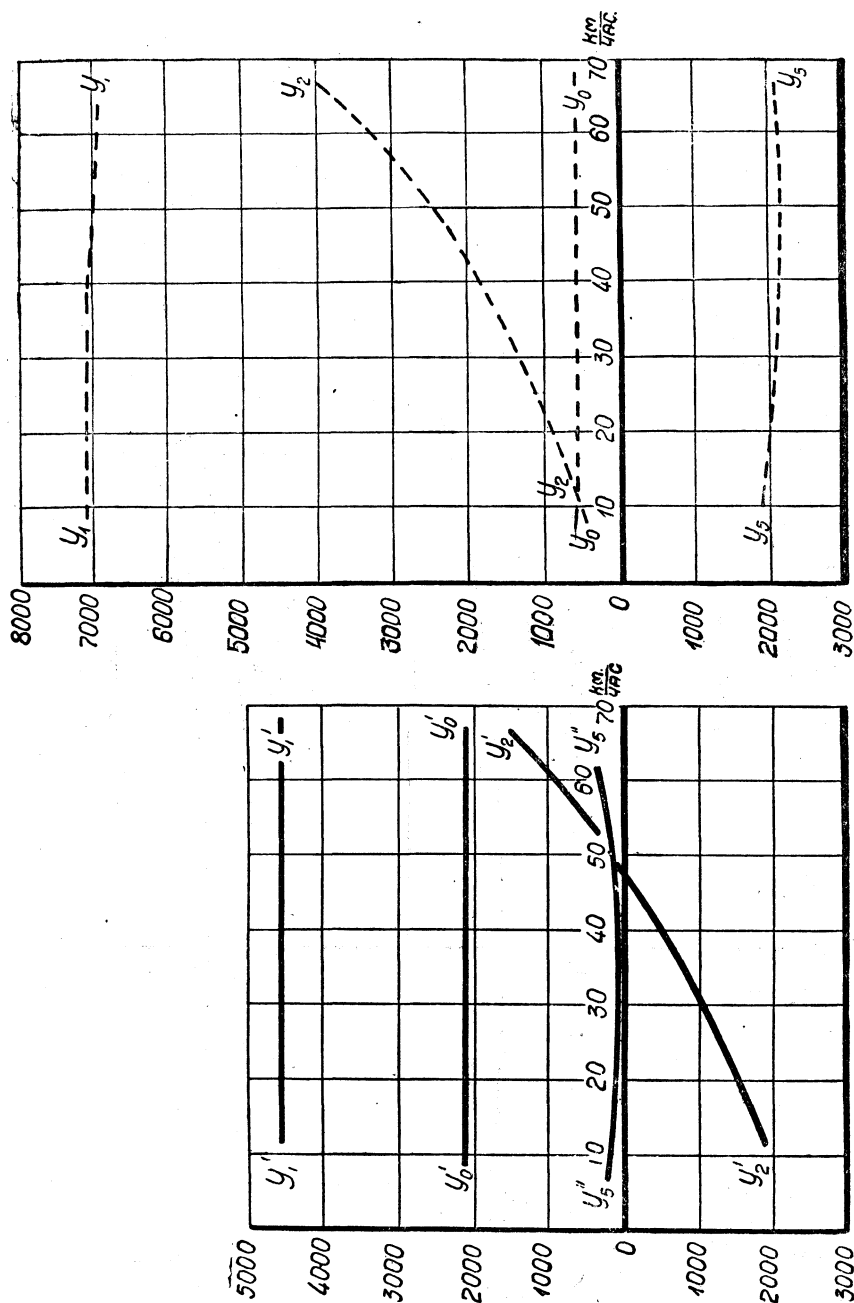
откуда:

$$x_z = -4,68 \text{ м},$$

$$e_z = \frac{5,655 + 3,00 + 4,68}{500} 2,2 = 0,0586 \text{ м};$$

$$G_z = \frac{-4,68}{\sqrt{4,68^2 + 0,789^2}} 2500 = -2470 \text{ кг};$$

$$K_z = \frac{0,789}{\sqrt{4,68^2 + 0,789^2}} 2500 = 415 \text{ кг};$$



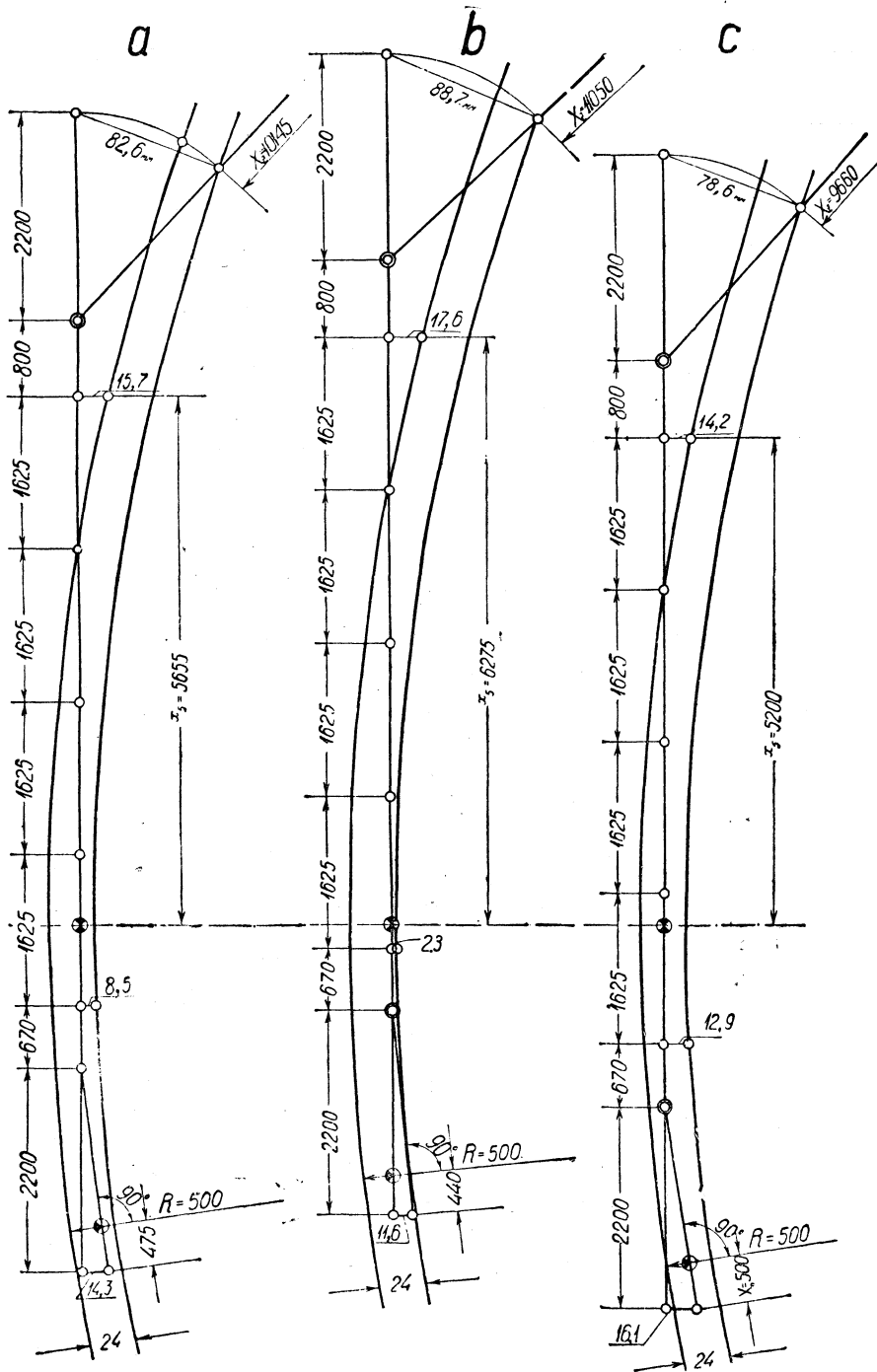
Фиг. 469. Боковые давления и направляющие усилия для хода вперед в кривой  $R = 500$  м, при  $h = 0$ .

$$P_z = \frac{415 \cdot 1,578 + 0,85 \cdot 1620}{2,2} = 930 \text{ кг (см. стр. 634).}$$

$(F_z + P_z + 2G_z)$  — величина отрицательная, так как направленные к внутреннему рельсу составляющие сил трения больше возвращающей силы + усилие на шкворне; отсюда следует, что тележка набегает на внутренний рельс, отклонившись от среднего положения на величину:

$$e_z = 0,0586 + 0 = 0,0586 + 0,024 = 0,0826 \text{ м.}$$





Фиг. 470. Установка по  $R_{0y}$  для  $R=500$  м. Ход назад

• Центр поворота тележки:

$$x_z = \frac{0,0826 \cdot 500}{2,2} - 5,655 - 3,00 = -10,145 \text{ м (по уравнению 1),}$$

$$G_z = \frac{-10,145}{\sqrt{10,145^2 + 0,789^2}} 2500 = -2490 \text{ кг};$$

$$K_z = \frac{0,789}{\sqrt{10,145^2 + 0,789^2}} 2500 = 195 \text{ кг};$$

$$P_z = \frac{195 \cdot 1,578 + 0,85 \cdot 1620}{2,2} = 770 \text{ кг}.$$

Направляющее усилие от внутреннего рельса на бегунок:

$$Y_z = 2G_z - F_z - P_z = 2 \cdot 2490 - 1620 - 770 = 2590 \text{ кг}.$$

*Передняя тележка* (в этом случае играющая роль задней).

$$\bar{y}_0^* = -0,0157 + \frac{2 \cdot 5,655 (6,5 + 2,87) - (6,5 + 2,87)^2}{2 \cdot 500} = 0,0023 \text{ м}.$$

Из условий равновесия тележки находим, что тележка находится в равновесном состоянии, не набегаая ни на внутренний, ни на наружный рельс при

$$x_0 = 0,475 \text{ м}.$$

Тогда:

$$e_0 = \frac{x_1 + d_0 - x_0}{R} m_0 = \frac{0,845 + 2,87 - 0,475}{500} 2,2 = 0,0143 \text{ м};$$

$$\bar{y}_0 = \bar{y}_0^* + e_0 = 0,0023 + 0,0143 = 0,0166 \text{ м};$$

$$G_0 = \frac{0,475}{\sqrt{0,475^2 + 0,789^2}} 1713 = 885 \text{ кг};$$

$$K_0 = \frac{0,789}{\sqrt{0,475^2 + 0,789^2}} 1713 = 1470 \text{ кг},$$

$$P_0 = \frac{K_0 s}{m_0} = \frac{1470 \cdot 1,578}{2,2} = 1055 \text{ кг (уравнение моментов),}$$

$$F_0 = 2500 + 22500 \cdot 0,0143 = 2825 \text{ кг}.$$

Убеждаемся, что и второе условие равновесия удовлетворяется:

$$F_0 - 2G_0 - P_0 = 2825 - 2 \cdot 885 - 1055 = 0 \text{ (уравнение проекций)}.$$

*Главное строение.* Возвращающая сила пятой сцепной оси:

$$F_5 = 1500 + 50\,000 \cdot 0,0157 = 2285 \text{ кг};$$

$$\bar{y}_1^* = -0,0157 + \frac{2 \cdot 5,655 \cdot 6,5 - 6,5^2}{2 \cdot 500} = 0,0155 \text{ м};$$

$$\bar{y}_1' = \sigma - \bar{y}_1^* = 0,024 - 0,0155 = 0,0085 \text{ м}.$$

Имея поперечный разбег и находясь позади центра поворота, первая сцепная ось набегаает на внутренний рельс.

$$e_1 = 0,0085 \text{ м}.$$

Возвращающая сила:

$$F_1 = 1500 + 50\,000 \cdot 0,0085 = 1925 \text{ кг}.$$

ТАБЛИЦА 140

$n$	5	4	3	2	1
$x_n$	5,655	4,03	2,405	0,78	— 0,845
$K_n s$	545	760	1230	2810	2690
$2G_n$	4950	4910	4755	3510	— 3660
$d_n'$	—	1,335	— 0,29	— 1,915	—
$2_n G d_n'$	—	6560	— 1380	— 6720	—

$$\sum_1^5 K_n s + \sum_2^4 2G_n d_n' = 6495 \text{ кгм},$$

$$\sum_2^4 2G_n = 13\,175 \text{ кг.}$$

Уравнение моментов:

$$6495 + 2825 \cdot (3,54 + 2,87) + 1925 \cdot 3,54 - 1055 (3,54 + 0,67) - 2285 \cdot 2,96 - 770 (2,96 + 0,8) - 1620 (2,96 + 3,0 + 0,85) - 1,335 Y_4 = 0,$$

откуда:

$$Y_4 = 4700 \text{ кг.}$$

При  $h = 0,064$  м,  $C = 4850$  кг уравнение проекций дает:

$$C = 4850 + 4700 + 1620 + 770 + 2285 + 1925 + 2825 - 1055 - 13\,175 = 4745 \text{ кг}$$

и соответствующую скорость:

$$V = \sqrt{\frac{4745 \cdot 500 \cdot 9,81}{119\,500}} = 13,95 \text{ м/сек} = 50 \text{ км/час.}$$

Легко видеть, что при отсутствии превышения наружного рельса ( $C = 0$ ) паровоз занимает рассматриваемое положение при скорости, близкой к нулю.

Направляющие усилия:

$$Y_z = 2590 \text{ кг;}$$

$$Y_3 = 4950 + 2285 = 7235 \text{ кг;}$$

$$Y_4 = 4700 \text{ кг;}$$

$$Y_1 = 3660 - 1925 = 1735 \text{ кг.}$$

Боковые давления:

$$Y_z'' = 2590 - 2490 = 100 \text{ кг;}$$

$$Y_3' = 7235 - 2475 = 4760 \text{ кг;}$$

$$Y_4' = 4700 - 2455 = 2245 \text{ кг;}$$

$$Y_1'' = 1735 - 1925 = -190 \text{ кг.}$$

**Положение 2** (фиг. 470, б). Четвертая сцепная ось набегает на наружный рельс и

$$x_3 = 6,275 \text{ м;}$$

$$\bar{y}_4 = \frac{2 \cdot 6,275 \cdot 1,625 - 1,625^2}{500} + \bar{y}_3^* = 0,$$

откуда:

$$\bar{y}_3^* = -0,0176 \text{ м}$$

или

$$e_3 = 0,0176 \text{ м}$$

$$\bar{y}_3 = 0.$$

**Задняя тележка** (здесь — передняя). Если бы тележка набегала на наружный рельс, мы бы имели:

$$0,0176 = \frac{2 \cdot 6,275 \cdot 0,8 + 2 \cdot x_z 2,2 + 0,8^2 - 2,2^2}{2 \cdot 500}$$

откуда:

$$x_z = -5,42 \text{ м.}$$

Рассуждая по предыдущему (см. стр. 649), находим, что тележка набегает на внутренний рельс, отклоняясь от среднего своего положения на

$$e_z = \sigma + \frac{x_s + d_z + 5,42}{R} m_z = 0,024 + \frac{6,275 + 3,00 + 5,42}{500} 2,2 = 0,0887 \text{ м.}$$

Из этого условия находим положение центра поворота тележки:

$$e_z = \frac{x_s + d_z - x_z}{R} m_z = \frac{6,275 + 3,00 - x_z}{500} 2,2 = 0,0887 \text{ м;}$$

$$x_z = -11,05 \text{ м;}$$

$$G_z = \frac{-11,05}{\sqrt{11,05^2 + 0,789^2}} 2500 = -2490 \text{ кг;}$$

$$K_z = \frac{0,785}{\sqrt{11,05^2 + 0,789^2}} 2500 = 175 \text{ кг;}$$

$$P_z = \frac{175 \cdot 1,578 + 0,85 \cdot 1620}{2,2} = 750 \text{ кг;}$$

$$F_z = 1620 \text{ кг} = \text{Const.}$$

*Передняя тележка* (здесь — задняя).

$$\bar{y}_0^* = -0,0176 + \frac{2 \cdot 6,275 (6,5 + 2,87) - (6,5 + 2,87)^2}{2 \cdot 500} = 0,012 \text{ м.}$$

Тележка находится в равновесном состоянии при

$$x_0 = 0,44 \text{ м.}$$

Отклонение тележки:

$$e_0 = \frac{0,225 + 2,87 - 0,44}{500} 2,2 = 0,0116 \text{ м.}$$

Таким образом:

$$\bar{y}_0 = \bar{y}_1^* + e_0 = 0,012 + 0,0116 = 0,0236 \text{ м;}$$

$$\bar{y}_0' = \sigma - \bar{y}_0 = 0,0004 \text{ м.}$$

Возвращающая сила:

$$F_0 = 2500 + 22\,500 \cdot 0,0116 = 2760 \text{ кг;}$$

$$2G_0 = \frac{0,44 \cdot 2}{\sqrt{0,44^2 + 0,789^2}} \cdot 1713 = 1685 \text{ кг;}$$

$$K_0 = \frac{0,789}{\sqrt{0,44^2 + 0,789^2}} \cdot 1713 = 1500 \text{ кг;}$$

$$P_0 = \frac{1500 \cdot 1,578}{2,2} = 1075 \text{ кг}$$

$$(F_0 - P_0 - 2G_0 = 2760 - 1075 - 1685 = 0).$$

$n$	5	4	3	2	1
$x_n$	6,275	4,65	3,025	1,4	— 0,225
$K_n s$	490	660	995	1935	3850
$2G_n$	4960	4930	4840	4360	— 1380
$d_n'$	—	1,335	— 0,29	— 1,915	3,54
$2G_n d_n'$	—	6580	— 1405	— 8340	4890

$$\sum_1^5 K_n s + \sum_1^4 2G_n d_n' = 9655 \text{ кгм},$$

$$\sum_1^4 2G_n = 12750 \text{ кг}.$$

Возвращающая сила пятой сцепной оси:

$$F_5 = 1500 + 50000 \cdot 0,0178 = 2380 \text{ кг},$$

$$\bar{y}_1^* = -0,0176 + \frac{2 \cdot 6,275 \cdot 6,5 - 6,5^2}{2 \cdot 500} = 0,0217 \text{ м}.$$

Так как поперечные составляющие сил трения первой сцепной оси меньше начальной возвращающей силы, ось не отклонится от среднего своего положения (силы  $2G_1$  и их моменты включены в общие суммы), т. е.

$$\bar{y}_1 = \bar{y}_1^* = 0,0271 \text{ и } e_1 = 0.$$

Уравнение моментов:

$$9655 + 2760(3,54 + 2,87) - 1075(3,54 + 0,67) - 2380 \cdot 2,96 - 750(2,96 + 0,8) - 1620(2,96 + 3,00 + 0,85) - 1,335 Y_4 = 0,$$

откуда:

$$Y_4 = 1425 \text{ кг}.$$

Из уравнения проекций находим центробежную силу при  $h = 0,064 \text{ м}$ ,  $C = 4850 \text{ кг}$ :

$$C = 4850 + 1620 + 750 + 2380 + 1425 + 2760 - 12750 - 1075 \approx 0$$

или скорость близка к нулю.

Направляющие усилия:

$$Y_z = 4980 - 1620 - 750 = 2710 \text{ кг}$$

(от внутреннего рельса);

$$Y_5 = 4960 + 2380 = 7340 \text{ кг};$$

$$Y_4 = 1425 \text{ кг}.$$

Боковые давления:

$$Y_z'' = 2710 - 2490 = 220 \text{ кг};$$

$$Y_5' = 7340 - 2480 = 4860 \text{ кг};$$

$$Y_4' = 1425 - 2465 = -1040 \text{ кг}.$$

При отсутствии превышения наружного рельса рассматриваемое положение не имеет места.

Положение 3 (фиг. 470, с). Четвертая сцепная ось набегаёт на наружный рельс.

$$x_5 = 5,2 \text{ м},$$

$$\bar{y}_4 = \bar{y}_5^* + \frac{2 \cdot 5,2 \cdot 1,625 - 1,625^2}{2 \cdot 500} = 0,$$

откуда:

$$\bar{y}_s^* = -0,0142 \text{ м}; \quad e_s = 0,0142 \text{ м}; \quad \bar{y}_s = 0.$$

*Задняя тележка.* Действуя по предыдущему, находим  $x_z'$  (при набегании на наружный рельс):

$$-0,0142 = \frac{2 \cdot 5,2 \cdot 0,8 + 2x_z' 2,2 + 0,8^2 - 2,2^2}{2 \cdot 500};$$

$$x_z' = -4,2 \text{ м.}$$

Так как тележка от воздействия сил трения, возвращающей силы и силы на шкворне набегает на внутренний рельс, имеем:

$$e_z = 0,024 + \frac{5,2 + 3,0 + 4,2}{500} 2,2 = 0,0786 \text{ м.}$$

Из уравнения

$$0,0786 = \frac{5,2 + 3,0 - x_z}{500} 2,2$$

находим:

$$x_z = -9,66 \text{ м,}$$

$$G_z = \frac{-9,66}{\sqrt{9,66^2 + 0,789^2}} \cdot 2500 = -2490 \text{ кг};$$

$$K_z = \frac{0,789}{\sqrt{9,66^2 + 0,789^2}} 2500 = 205 \text{ кг};$$

$$P_z = \frac{205 \cdot 1,578 + 0,85 \cdot 1620}{2,2} = 775 \text{ кг.}$$

*Передняя тележка.*

$$\bar{y}_0^* = -0,0142 + \frac{2 \cdot 5,2(6,5 + 2,87) - (6,5 + 2,87)^2}{2 \cdot 500} = -0,0045 \text{ м.}$$

Тележка находится в равновесном состоянии при

$$x_0 = 0,5 \text{ м};$$

$$e_0 = \frac{1,3 + 2,87 - 0,5}{500} 2,2 = 0,0161 \text{ м};$$

$$\bar{y}_0 = \bar{y}_0^* + e_0 = -0,0045 + 0,0161 = 0,0116 \text{ м};$$

$$F_0 = 2500 + 22 \cdot 500 \cdot 0,0161 = 2865 \text{ кг};$$

$$2G_0 = \frac{2 \cdot 0,5}{\sqrt{0,5^2 + 0,789^2}} 1713 = 1830 \text{ кг};$$

$$K_0 = \frac{0,789}{\sqrt{0,5^2 + 0,789^2}} 1713 = 1445 \text{ кг};$$

$$P_0 = \frac{1445 \cdot 1,578}{2,2} = 1035 \text{ кг};$$

$$F_0 - P_0 - 2G_0 = 2865 - 1035 - 1830 = 0.$$

Главное строение.

$$F_3 = 1500 + 50\,000 \cdot 0,0142 = 2210 \text{ кг};$$

$$\bar{y}_1^* = -0,0142 + \frac{2 \cdot 5,2 \cdot 6,5 - 6,5^2}{2 \cdot 500} = 0,0111 \text{ м};$$

$$\bar{y}_1'^* = \sigma - \bar{y}_1^* = 0,024 - 0,0111 = 0,0129 \text{ м},$$

т. е.

$$e_1 = 0,0129 \text{ м}; \bar{y}_1 = 0;$$

$$F_1 = 1500 + 50\,000 \cdot 0,0129 = 2145 \text{ кг}.$$

ТАБЛИЦА 142

$n =$	5	4	3	2	1
$x_n^n$	5,20	3,575	1,95	0,325	— 1,3
$K_n^s$	590	855	1480	3640	2045
$2G_n$	4950	4875	4630	1905	— 4270
$d_n'$	—	1,335	— 0,29	— 1,915	—
$2G_n d_n'$	—	6510	— 1340	— 3650	—

$$\sum_1^5 K_n^s + \sum_2^4 2G_n d_n' = 10\,130 \text{ кгм},$$

$$\sum_2^4 2G_n = 11\,410 \text{ кг}.$$

Уравнение моментов:

$$10\,130 + 2865(3,54 + 2,87) + 21\,453,54 - 1035(3,54 + 0,67) - 2210 \cdot 2,96 - \\ - 775(2,96 + 0,8) - 1620(2,96 + 3,00 + 0,85) - 1,335 Y_4 = 0,$$

откуда:

$$Y_4 = 8410 \text{ кг}.$$

При  $h=0$  уравнение проекций дает:

$$C = 8410 + 1620 + 775 + 2210 + 2145 + 2865 - 11\,410 - 1035 = 5580 \text{ кг};$$

$$V = \sqrt{\frac{5580 \cdot 500 \cdot 9,81}{119\,500}} = 15,1 \text{ м/сек} = 54,4 \text{ км/час}.$$

При  $h=0,064 \text{ м}$ ,  $C=10\,430 \text{ кг}$ ;

$$V = \sqrt{\frac{10\,430 \cdot 500 \cdot 9,81}{119\,500}} = 20,9 \text{ м/сек} = 75 \text{ км/час}.$$

Направляющие усилия:

$$Y_z = 2 \cdot 2490 - 1620 - 775 = 2585 \text{ кг}$$

(от внутреннего рельса);

$$Y_3 = 4950 + 2210 = 7160 \text{ кг};$$

$$Y_4 = 8410 \text{ кг};$$

$$Y_1 = 4270 - 2145 = 2125 \text{ кг}.$$

Боковые давления:

$$Y_z'' = 2585 - 2490 = 95 \text{ кг};$$

$$Y_3' = 7160 - 2475 = 4685 \text{ кг};$$

$$Y_4' = 8410 - 2435 = 5975 \text{ кг};$$

$$Y_1'' = 2125 - 2135 = -10 \text{ кг}.$$

Направляющие усилия и боковые давления в кривой  $R=500 \text{ м}$  при ходе назад при различных скоростях даны на фиг. 471 ( $h=0,064 \text{ м}$ ) и фиг. 472 ( $h=0$ ).

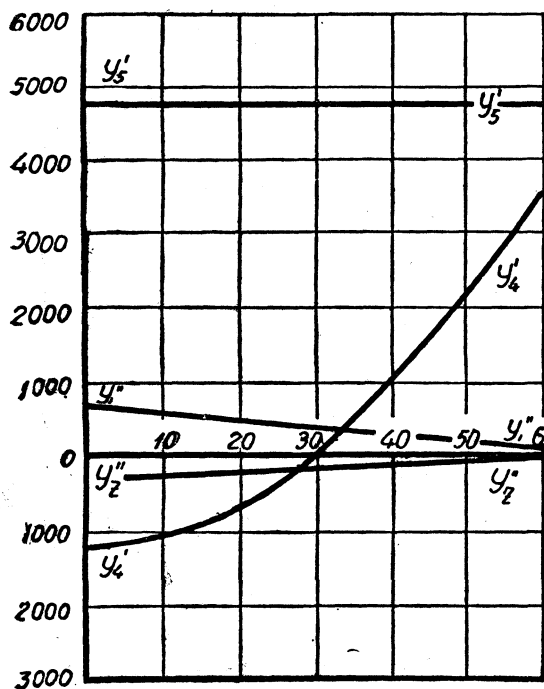
## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Подводя итоги нашим вычислениям, мы видим, что полученные нами направляющие усилия (округляя) составляют для

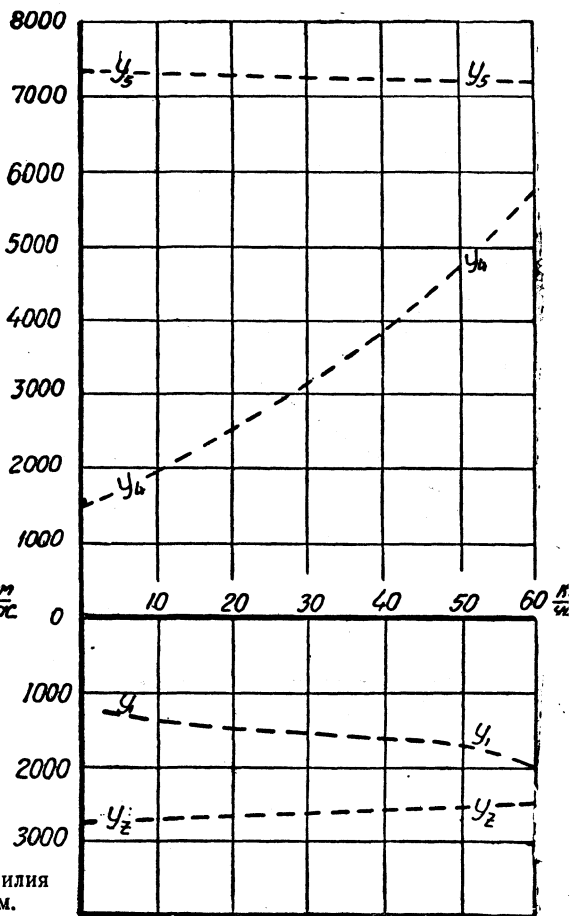
сцепных осей  $\leq 8500$  кг;

переднего бегунка  $\leq 5500$  „

заднего бегунка  $\leq 3500$  „



Фиг. 471. Боковые давления и направляющие усилия для хода назад в кривой  $R=500$  м при  $h=64$  м.



а боковые давления — для

сцепных осей  $\leq 6000$  кг;

переднего бегунка  $\leq 5700$  „

заднего бегунка  $\leq 5600$  „

Для упрощения расчетов мы пренебрегали центробежными силами, действующими на тележки и на сцепные оси с поперечным разбегом.

При максимальных скоростях — 45 км/час для  $R=150$  м и 75 км/час для  $R=500$  м — эти центробежные силы не превышают:

для сцепных осей 400 кг;

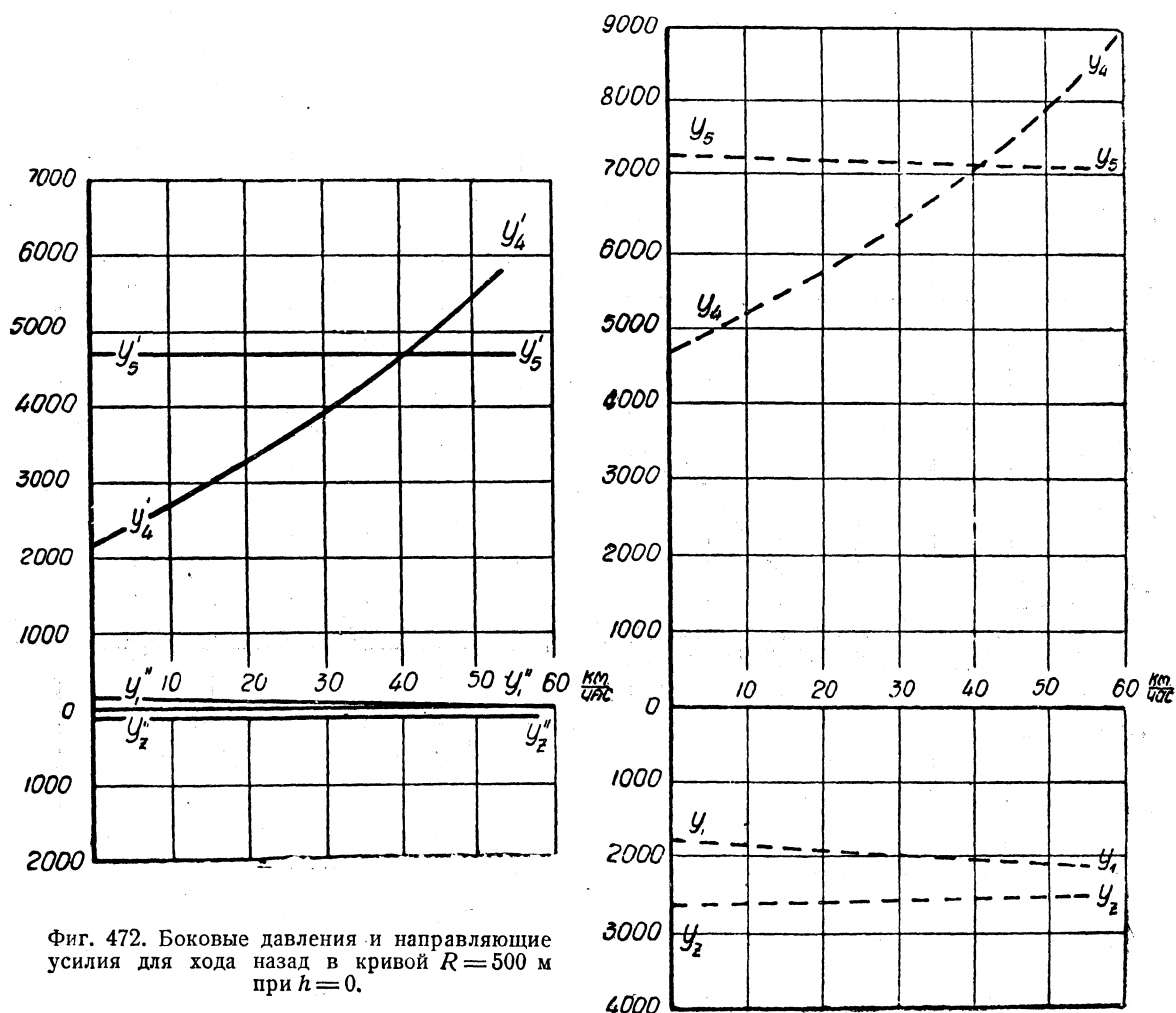
для передней тележки 270 „

для задней тележки 300 „

(что соответствует  $C=12000$  кг при  $\Sigma Q'=119500$  кг).



**Характеристика направляющих усилий.** Прибавляя максимальные значения центробежных сил сцепных осей, передней тележки и задней тележки к максимальным значениям соответствующих направляющих усилий и боковых давлений, получим (с запасом, так как эти максимумы, вообще говоря, не совпадают) следующую характеристику направляющих усилий:



Фиг. 472. Боковые давления и направляющие усилия для хода назад в кривой  $R=500$  м при  $h=0$ .

а) для сцепных осей:

$$\frac{Y}{Q} \leq \frac{8900}{10000}, \text{ т. е. } \leq 0,89;$$

б) для передней тележки:

$$\frac{Y}{Q} \leq \frac{5770}{6750}, \text{ т. е. } \leq 0,855;$$

в) для задней тележки:

$$\frac{Y}{Q} \leq \frac{3900}{10000}, \text{ т. е. } \leq 0,39.$$

Обычно принятая у нас характеристика — отношение направляющего усилия к нагрузке на набегающее колесо — не должна превышать 1,2.

*Характеристика боковых давлений* (критерий опасности схода с рельсов) составляет:

а) для сцепных осей:

$$\frac{Y'}{Q} \leq \frac{6400}{10\,000}, \text{ т. е. } \leq 0,64;$$

б) для передней тележки:

$$\frac{Y'}{Q} \leq \frac{5970}{6750}, \text{ т. е. } \leq 0,885;$$

в) для задней тележки:

$$\frac{Y'}{Q} \leq \frac{5900}{10\,000}, \text{ т. е. } \leq 0,59.$$

По Uebelacker'у, Нейманн'у и др. эти отношения ( $\frac{\text{боковое давление}}{\text{нагрузка на колесо}}$ ) не должны превышать 1,03, что следует из упрощенной формулы:

$$\frac{Y'}{Q} \leq \frac{\operatorname{tg} \gamma - f}{1 + f \operatorname{tg} \gamma},$$

где:  $\gamma$  — угол наклона гребня бандажа, принимаемый в  $60^\circ$  (по германскому стандарту);

$f$  — коэффициент трения = 0,25.

Для наших бандажей  $\gamma = 70^\circ$ , что дает  $\frac{Y'}{Q} \leq 1,5$ .

В вышеприведенную формулу не входит угол набегания  $\alpha = \arcsin \frac{x}{R}$ .

Более точно  $\frac{Y'}{Q}$  можно найти по формуле:

$$\frac{Y'}{Q} \leq \frac{\operatorname{tg} \gamma - f \cos \beta}{1 + f \operatorname{tg} \gamma \cos \beta},$$

где  $\beta$  — угол между  $fQ$  и  $G$ , т. е.

$$\cos \beta = \frac{x}{\sqrt{x^2 + (s/2)^2}} = \frac{R \sin \alpha}{\sqrt{R^2 \sin^2 \alpha + (s/2)^2}}.^1$$

Таким образом при весьма малых значениях угла набегания  $\alpha$ , что в частности имеет место для переднего бегунка, весьма близкого к радиальной установке в кривой  $R = 150$  м, когда  $Y'_0$  достигает своего максимального значения, можно допустить значительное повышение величины этого отношения.

<sup>1</sup> Для точного анализа допускаемого отношения  $\frac{Y'}{Q}$  следует, пользуясь графическим методом инж. Шестакова (Вестник Общества технологов 1913 г. № 7), определять «угол соскальзывания» для соответствующей рассматриваемому положению точки набегания реборды. Этот анализ следует производить при изучении профиля нового и изношенного бандажа. Кроме того можно указать на формулы Цеглинского и Stefan'a.

Для проектного паровоза эти отношения значительно ниже 1,03.

Угол набегания  $\alpha = \arcsin \frac{x}{R}$ . При рассмотренных положениях экипажа в кривых  $R=150$  м и  $R=500$  м имеем следующие максимальные значения углов набегания:

Максимальное значение углов набегания

ТАБЛИЦА 143

$R$		Для сцепных осей	Для переднего бегунка	Для заднего бегунка
150 м	Максимальное расстояние до центра поворота $x_{\max}$	4,03 м	1,795 м	1,49 м
	Максимальное значение угла набегания $\alpha_{\max}$	1° 30' ( $\arcsin 0,0268$ )	0° 40' ( $\arcsin 0,0119$ )	0° 33' ( $\arcsin 0,0099$ )
500 м	$x_{\max}$	6,275 м	3,485 м	11,05 м
	$\alpha_{\max}$	0° 42' ( $\arcsin 0,0125$ )	0° 22' ( $\arcsin 0,007$ )	1° 15' ( $\arcsin 0,022$ )

По западно-европейским требованиям угол набегания не должен быть больше 1° 30'.

Таким образом, по направляющим усилиям, боковым давлениям, а также по углам набегания надо считать вписывание проектного паровоза вполне удовлетворительным.

В заключение отметим некоторые соображения, которыми мы руководствовались при выборе главных элементов вписывания.

**Главное строение.** Поперечный разбег ( $\pm 25$  мм) первой и пятой сцепных осей дает паровозу хорошую проходимость по кривым весьма малого радиуса (150 м).

При значительных скоростях в кривой  $R=500$  м выбранная нами величина разбега первой сцепной оси позволяет осуществить направление паровоза не только помощью переднего бегунка и первой сцепной оси, но также и второй сцепной оси. Наибольший эффект в разгрузке главного строения паровоза от поперечных составляющих сил трения дает поперечный разбег первой и пятой сцепных осей, как наиболее отдаленных от центра поворота экипажа.

Следует отметить, что поперечный разбег крайних осей более благоприятен для условий работы спарников, чем разбег какой-либо из средних осей<sup>1</sup> (по Гельсдорфу). Кроме того, разбег первой оси, а при ходе назад — пятой оси, снабженной возвращающим прибором, значительно улучшает вход паровоза в кривую.

Возвращающие силы первой и пятой сцепных осей, выбранные нами не слишком высокими, дают значительный эффект как при переднем, так и особенно при заднем ходе, так, например, при положении 3-м в кривой  $R=500$  м для хода назад,  $F_x$  значительно уменьшает значение  $Y_4$ , и вполне обеспечивает правильное положение осей с разбегом на прямом участке; ось не прижимается все время к одному рельсу, как это может быть при какой-либо неточности в сборке экипажа. Благодаря этой центрировке износ гребней уменьшается и улучшаются условия работы концевых спарников.

<sup>1</sup> Неудовлетворительную работу первого и второго спарников паровоза серии Э многие работники эксплуатации объясняют вредным влиянием разбега второй сцепной оси.

Кроме того силы  $F_1$  и  $F_5$  уменьшают склонность паровоза к вилянию (при нашей малой жесткой базе).

**Передняя тележка.** При выборе длины тележки (длины водила) и величины, а также закона изменения возвращающей силы мы руководились следующими соображениями:

а) при больших отклонениях (в кривых малого радиуса) возвращающая сила должна передавать на главное строение достаточно большое усилие — порядка 5000 кг и вместе с тем не вызывать слишком большого бокового давления; этим определяется максимальная длина тележки (так как от нее зависит положение центра поворота или величина и направление  $G_0$ );

б) начальное значение возвращающей силы не должно быть слишком высоким во избежание расшатывания возвращающего аппарата, рамы тележки и т. п. при прохождении стрелок и всяких неровностей пути, а также во избежание вредного воздействия при ходе назад как при прохождении кривой, так особенно при входе в кривую;<sup>1</sup>

в) тележка при ходе вперед в кривых большого радиуса должна быть достаточно устойчива и прижиматься к наружному рельсу, что при соблюдении требования (б) дает нам минимальную длину тележки.

Подсчетами разных комбинаций возвращающей силы и длины тележки мы получили значение начальной возвращающей силы, равное примерно половине ее при максимальной отклонении, и довольно незначительную жесткость — 22,5 кг/мм. Исходя из условий (а) и (б), мы не остановили своего выбора на постоянной возвращающей силе (излюбленном сейчас в американской практике „constant-resistance“). Отклонение  $\pm 125$  мм при всех рассмотренных нами положениях (мы получили  $e_{\max} = 121$  мм) достаточно для того, чтобы тележка шла без давления на упор-ограничитель отклонения. Удар об ограничитель мы считали нежелательным, вследствие небольшой нагрузки на передний бегунок и сравнительно значительного бокового давления.

**Задняя тележка.** Длину водила задней тележки мы выбрали, желая получить свободную радиальную установку заднего бегунка при ходе вперед.

Действительно, как видно из расчета, задний бегунок идет почти во всех случаях при  $x_z = 0,075$  м, т. е. весьма близок к радиальному положению.

Возвращающая сила  $F_z$  взята небольшой по величине и постоянной. Как показывает американская практика, она вполне достаточна для спокойного хода бегунка.

Следует отметить, что возвращающая сила недостаточна при ходе назад: в кривых  $R = 500$  м бегунок идет прижатым к внутреннему, а не к наружному рельсу.

Отклонение  $\pm 125$  мм вполне достаточно при ходе паровоза вперед для  $R = 150$  м и  $R = 500$  м.

При ходе назад и малом значении возвращающей силы задняя тележка идет на ограничителе. Тем не менее, в виду весьма малых боковых давлений, значительной нагрузки на задний бегунок и направляющего воздействия возвращающего прибора пятой сцепной оси, увеличивать значения  $F_z$  и тем самым ухудшать передний ход, а также увеличивать отклонение тележки за счет некоторого сужения зольника, мы считали нецелесообразным.

<sup>1</sup> Как пример высокой начальной возвращающей силы можно привести переднюю тележку паровозов Т<sup>А</sup> и Т<sup>Б</sup> с тележкой Commonwealth, у которой  $F_{\text{нач}} = 0,5$ , от нагрузки на тележку, что в нашем случае соответствовало бы 5500 кг.

# ТЕНДЕР

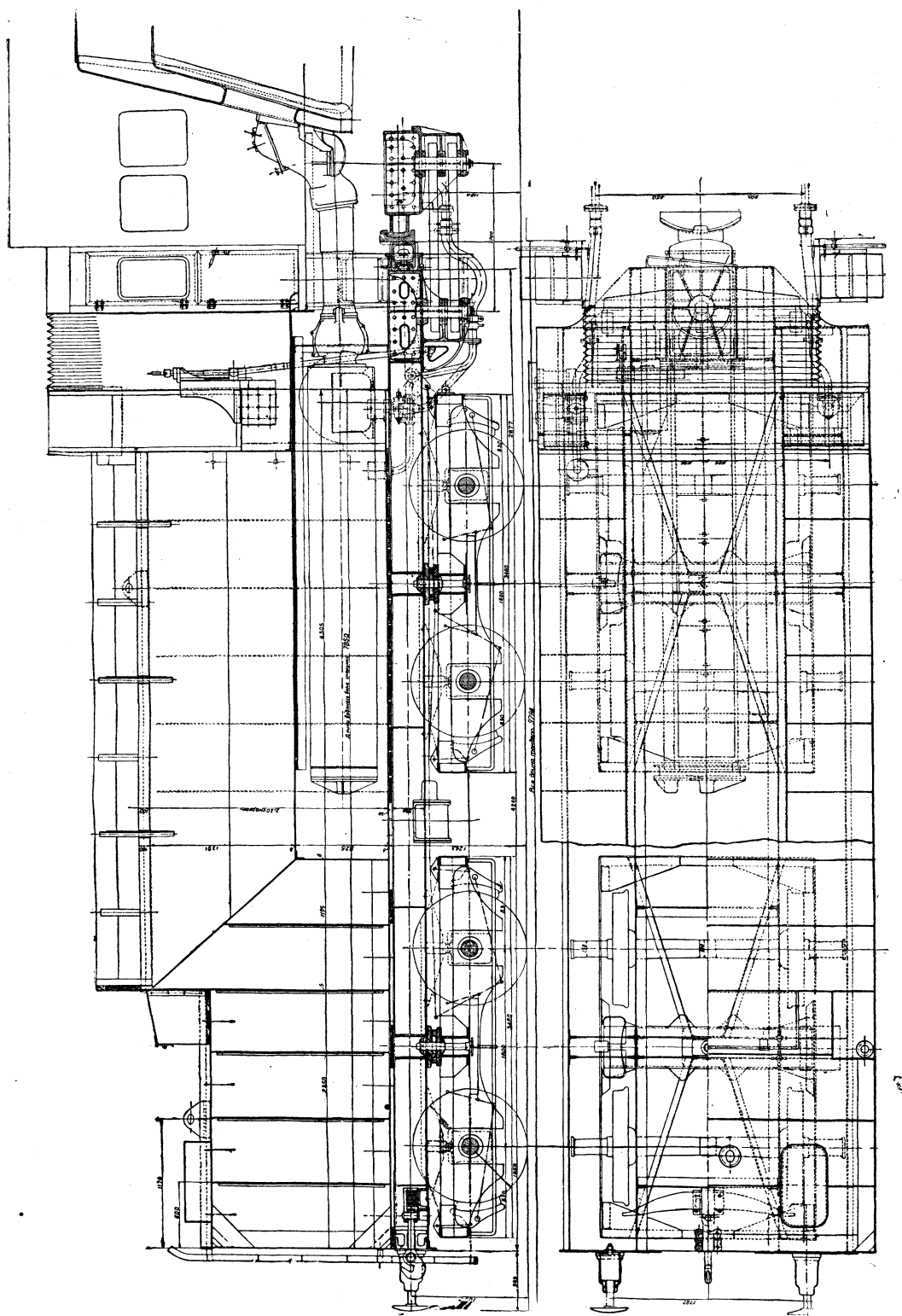
## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕНДЕРА

Первый паровоз ФД вследствие недостатка времени на проектирование своего тендера был снабжен тендером, мало отличавшимся от тендеров паровозов С<sup>у</sup> и Э<sup>у</sup>. Хотя основной показатель соответствия тендера паровозу — запас воды (26,5 м<sup>3</sup>) и топлива (14 т) — был заведомо мало удовлетворительным, тем не менее такой тендер был построен, чтобы не задержать выпуска паровоза и его испытаний. Вскоре после постройки первого паровоза ФД тендер запроектирован заново, учитывая возможность создания тендера одного типа как для паровоза ФД, так и для проектировавшегося в то время паровоза ИС.

Основными требованиями, предъявленными ОГПУ к новому тендеру, были: короткая общая и колесная база, запас воды 32 м<sup>3</sup> и угля 12 т.

Ограниченность длины бака, вызванная короткой базой, и постановка столкера, вытесняющего свыше 6 м<sup>3</sup> полезного объема бака, создали трудные условия как для размещения воды и топлива, так и для развески. Для размещения заданного запаса воды требовалось значительное повышение высоты бака и уширение его на 100 мм сверх стандартного размера в 3000 мм. Сначала длина колесной базы паровоза ИС с четырехосным тендером предполагалась в 22 155 мм, чтобы можно было, не расцепляя паровоза с тендером, встать на поворотный круг в 23 м. При таких условиях высота водяного бака должна быть около 2400 мм, а расстояние от рельсов до крышки горловины бака 4000 мм, в то время как у тендера паровоза Э высота водяного бака — 1300 мм, а расстояние горловины от рельсов — 2870 мм. При разработке тендера по этому заданию, несмотря на положительные качества короткой базы (помещение паровоза на кругах и в стойлах депо, а также экономия металла и веса, получаемая главным образом от короткой рамы с ее толстыми листами), от тендера с слишком короткой базой пришлось все же отказаться в виду следующих его недостатков:

1. Перегруза задней тележки тендера, устранить который откатом тележки назад при ограниченной колесной базе было невозможно.
2. Трудности размещения воды и топлива по габаритным условиям при водяных баках, занимающих междурамное пространство; последняя комбинация сильно усложняет конструкцию рамы и вызывает применение в некоторых местах односторонней сварки.
3. Некрасивого вида тендера, получающего форму, сходную с кубом.
4. Опасности заливания батареи водоподогревателя водой из тендера, в



Фиг. 473. Общий вид тендера первого паровоза ФД. Вес груженого тендера 63 т. Запас воды 26,5 м<sup>3</sup>. Запас топлива 14 т. Нагрузка на ось 17 т. Колесная база 6040 мм. Длина тендера 9784 мм.

связи с тем, что при высоком водяном баке верхний уровень воды в нем оказывается почти наравне с батареей, поднять которую по габаритным условиям невозможно.

Устранение этих недостатков потребовало удлинения базы тендера, и вместо предполагавшейся общей колесной базы паровоза ИС с тендером в 22 155 мм была принята база в 22 780 мм, а для паровоза ФД с тендером — 22 407 мм.

Увеличение колесной базы тендера дало возможность понизить бак за счет его удлинения, и тогда расстояние горловины бака от рельсов получилось в 3500 мм. Эти размеры и послужили основой для конструирования тендера.

В предварительном эскизном проектировании при заданной нагрузке на ось примерный запас воды и топлива определяется процентным отношением веса порожнего тендера (тары) к весу груженого тендера; это отношение по данным характеристик тендеров наших паровозов колеблется от 38 до 41%. При четырехосном тендере и нагрузке на ось, равной 20 т, общий вес его будет 80 т. Считая тару в 40% от груженого веса, получаем вес ее в 32 т. Учитывая, что наши старые тендеры не были оборудованы ни стокером, весящим около 2,5 т, ни двойным торможением, при котором вес увеличивается примерно на 1 т, ни приспособлениями для перехода на автоматическую стяжку и роликовые буксы, дающими в сумме около 1,5 т, получим общее увеличение веса тары приблизительно на 5 т. Исключив 1 т экономии, которую дает применение сварных конструкций, устанавливаем действительное увеличение веса на 4 т. 32 т основного веса (из процентного отношения) и 4 т добавочного дают в сумме вес тары в 36 т, а запаса воды и топлива — в 44 т. Вес запаса угля обычно принимается около  $\frac{1}{3}$  общего веса топлива и воды; берем поэтому вес угля равным 12 т, а воды — 32 т.

По весу воды и топлива определяются размеры водяного бака. Суммируем необходимую для 32 т воды кубатуру бака, с объемом, вытесняемым из водяного пространства корытом, машиной стокера и угольной ямой, делим полученную общую сумму на задаваемые размеры ширины и высоты бака и устанавливаем таким образом его длину.

Ширина и длина угольной ямы определяются габаритом стокера. Высота борта угольного барьера определяется по заданному объему угля.

По полученной длине бака и размерам стяжных ящиков (переднего и заднего) определяем длину главной рамы. Расстояние между рамами берется по размещению стяжных аппаратов и с таким расчетом, чтобы бандаж колес при поворотах и перемещении тележек не упирались в вертикальные листы рамы. Верхний горизонтальный лист рамы при цельносварной конструкции служит дном бака, и поэтому размер его определяется баком. Нижний горизонтальный лист определяется междурамным расстоянием и длиной рамы. Высота вертикальных листов рамы и их расстояние от рельсов устанавливается из высоты оси упряжных и ударных приборов, габарита тележки и тормоза, а также из расчета на прочность.

Выяснив главные размеры водяного бака и рамы и выбрав тип тележки, производим предварительную развеску и, найдя центр тяжести подвешенных частей тендера, устанавливаем тележки.

В дальнейшем по разработанным детальным чертежам и весу деталей производим вторичную проверочную развеску для окончательной установки тележек.

Общая конструктивная характеристика этого тендера такова.

Короткая база тендера. Значительно увеличенная высота водяного бака. Задний стяжной ящик, приспособленный к быстрой замене винтовой стяжки автоматической. Тележки нового типа с двойными рамами и возвращающим устройством роликового типа. Тормоз с двухсторонним торможением.

В зависимости от применения тендера к товарному паровозу ФД или к пассажирскому паровозу ИС меняются только высота контр-будки, верхнее очертание ее крыши и тормозное устройство. Паровоз ФД оборудован тормозом Казанцева, в то время как паровоз ИС — тормозом Вестингауза. Кроме того на тендере паровоза ФД, снабженного поверхностным водоподогревателем, имеется маслоотделительная камера и другие детали водоподогревателя.

#### Характеристика объединенных четырехосных тендеров паровозов ФД и ИС

Вес груженого тендера со стокером . . . . .	80 т
Вес стокера . . . . .	2 „
Вес порожнего тендера со стокером (тара) . . . . .	36 „
Нагрузка на ось . . . . .	20 „
Запас воды . . . . .	32 м <sup>3</sup>
Запас угля . . . . .	15 м <sup>3</sup> (12 т)
Вся длина тендера . . . . .	10 070 мм
Длина колесной базы . . . . .	6000 „
Диаметр колес по кругу катания . . . . .	1050 „
Шейки осей . . . . .	160 × 320
Расстояние между серединами шеек . . . . .	2140 „

## КОНСТРУКЦИЯ ТЕНДЕРА

### ВОДЯНОЙ БАК

Водяной бак отличается от баков тендеров старых типов не только своей новой конфигурацией, вызванной применением стокера, а всей своей цельно-сварной конструкцией, при которой сам бак, контр-будка, инструментальные ящики, рама и другие мелкие детали составляют одно неразъемное сооружение весом около 15 т (фиг. 475).

Преимущества сварной конструкции следующие:

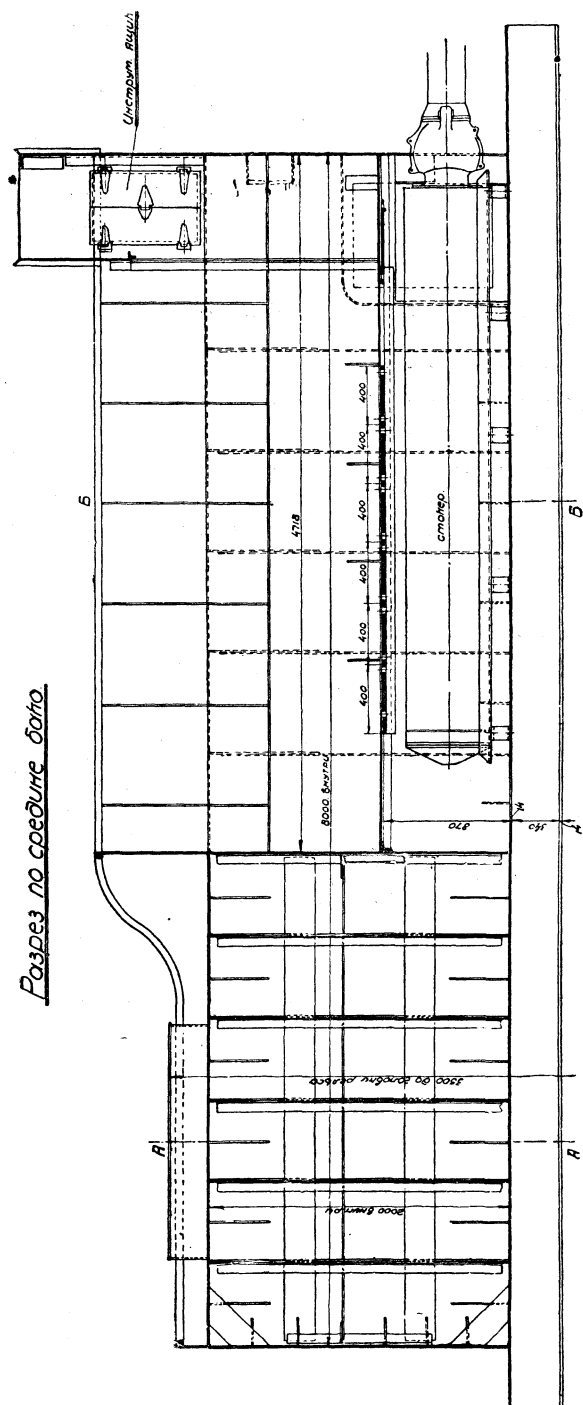
- 1) экономия материала и веса; при клепаной конструкции на одну тонну топлива и воды приходится 0,42 т металла, при сварной конструкции — 0,32 т;
- 2) минимальное применение дефицитного углового и корытного железа, заменяемого листовым;
- 3) быстрота и дешевизна изготовления, благодаря простым формам деталей при сварной конструкции, а также вследствие замены болтов и заклепок сваркой.

Размеры водяного бака: длина — 8000 мм, ширина — 3100 мм и высота внутри — 2400 мм. Толщина листов угольной ямы — 6 мм. Толщина боковых наружных, переднего и заднего лобовых, заднего верхнего палубного и бортового листов — 5 мм.

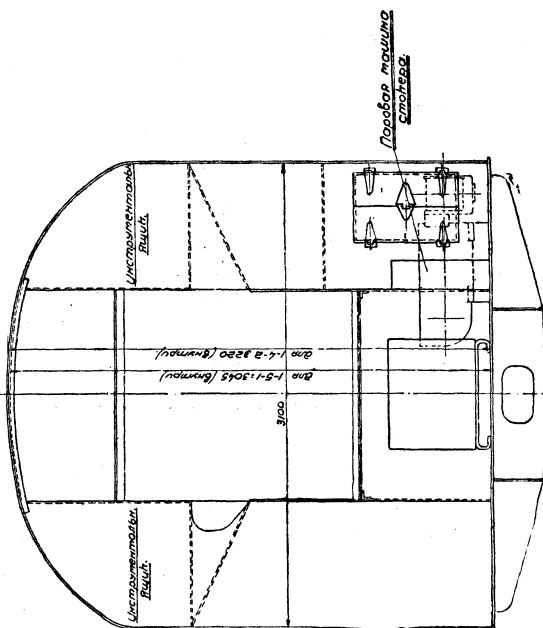
Вертикальные листы непосредственно приварены к сплошному верхнему



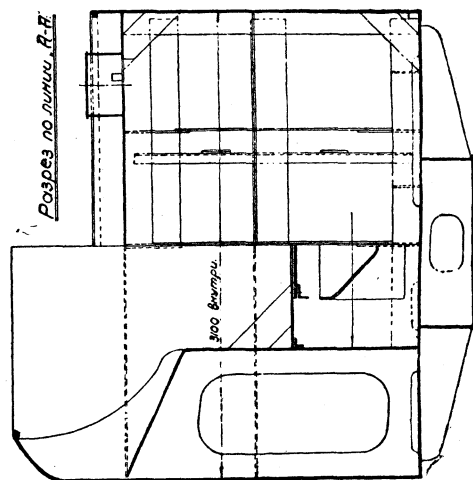
Разрез по середине бака.



Вид сверху.



Разрез по линии Б-Б.



Фиг. 475. Водяной бак объединенного тендера.

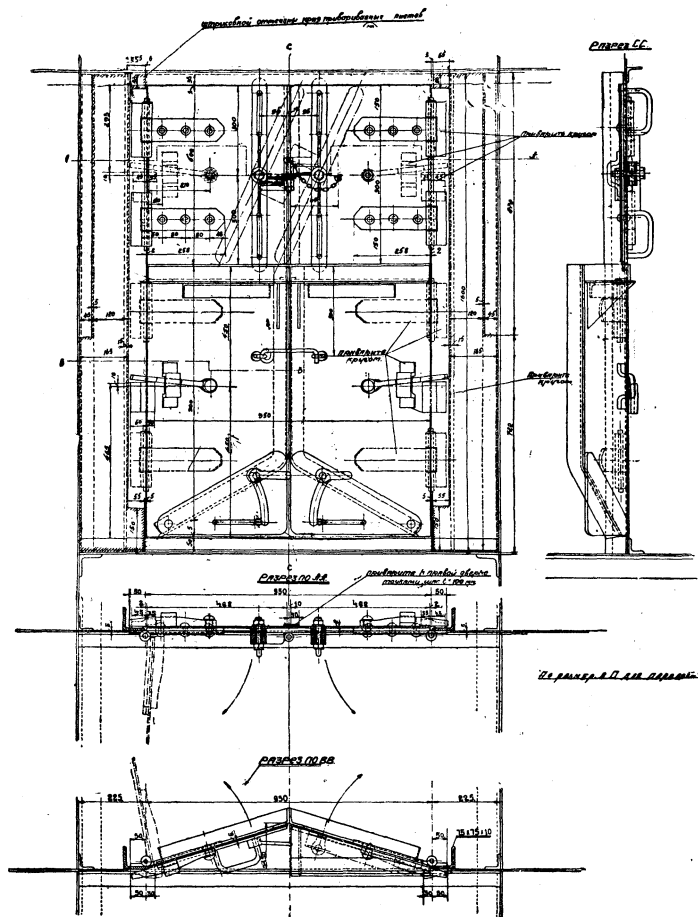
листу главной рамы толщиной в 14 мм, заменяющему собой дно бака. Бак имеет в плане обычную форму.

В угольной яме помещен стокер, укрепленный на верхнем листе главной рамы. Паровая машина стокера помещается на левой стороне передней части бака в сделанной для нее специальной нише. Верхние палубные листы угольной ямы для естественной сыпки угля в корыто стокера поставлены наклонно. Верхние бортовые листы угольной ямы вогнутой внутрь формы, определившейся требованиями габарита, проходят во всю длину бака и служат в передней части боковыми стенками будки. В угольной яме над стокером приварен горизонтальный лист, служащий дном угольной ямы. В нем сделан длинный вырез для подачи угля в стокер. Вырез, за исключением отверстия в 500 мм, прикрывается вставленными в пазы передвигающимися заслонками. При полной угольной яме уголь сначала подается через незакрытое спереди заслонками отверстие; по мере расходования угля заслонки сдвигаются вперед и в стокер попадает уголь, лежащий в задней части ямы.

В задней стенке контр-будки помещаются двустворчатые, разделенные пополам двери угольной ямы. Верхние половинки дверей могут открываться для выхода в угольную яму, так как в контр-будке нет специальной двери для выхода на палубу тендера. Нижние половинки дверей открываются внутрь угольной ямы (фиг. 476). Для возможности заброски угля в топку вручную устроен лоток обычного типа.

Контр-будка устроена по типу контр-будки паровоза С<sup>у</sup>. Боковыми стенками ее служат бортовые листы водяного бака, крыша же образуется из листа, приваренного к вогнутым бортам водяного бака. Для неукрепленной угольниками крыши будки взята толщина листа в 3 мм. Передние инструментальные ящики помещаются в контр-будке, проходя сквозь нее сверху палубы водяного бака. Отдельных стенок в ящиках нет, основанием их служат бока и крыша будки.

Внутреннее укрепление водяного бака состоит из переборок обычного



Фиг. 476. Дверь угольной ямы.

типа, изготовленных из полосового и листового железа. Между переборками для большей гарантии прочности сварки добавлены косынки, связывающие горизонтальные и вертикальные листы. Задние стенки бака и угольной ямы соединены между собой четырьмя поло-

сами из листового железа  $200 \times 6$  мм. Для большей жесткости к заднему и боковым вертикальным листам в средней их части приварены поясы из полосового железа  $150 \times 6$  мм.

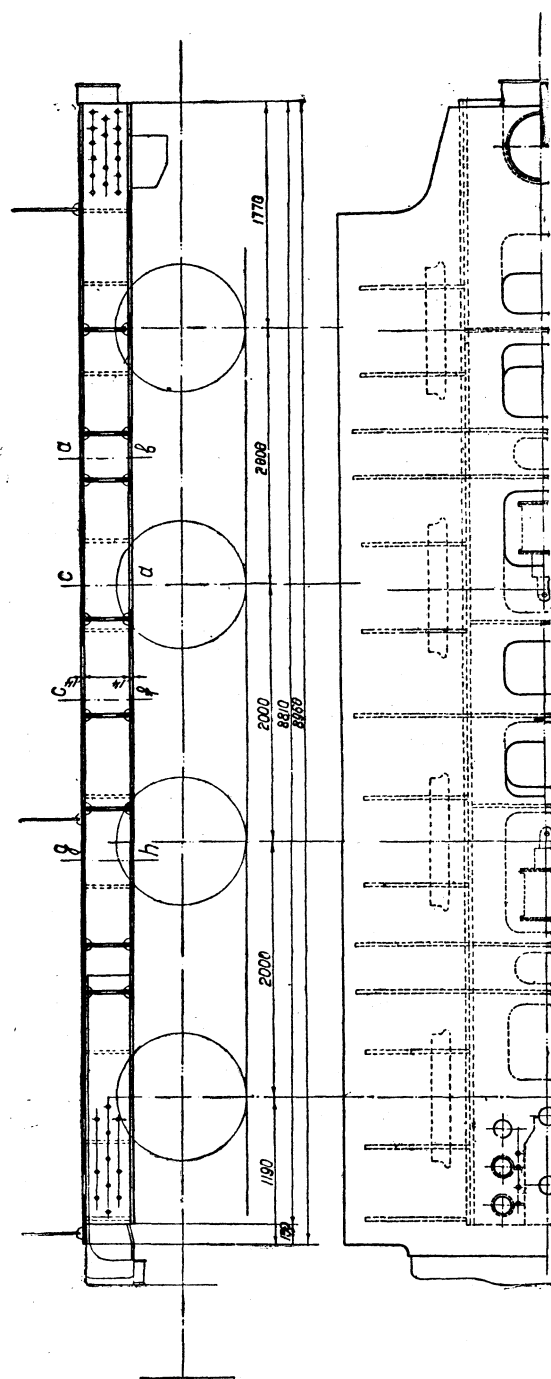
Водозапорные клапаны, выполненные по типу применяющихся на тендерах серии Э, расположены в передней части дна водяного бака. Запорные маховики к ним, укрепленные на верхней палубе водяного бака, помещаются в контр-будке под дном инструментальных ящиков.

Размеры соединительных резиновых рукавов между паровозом и тендером в целях взаимозаменяемости одинаковы с размерами рукавов паровоза серии Э.

### РАМА ТЕНДЕРА

При проектировании рамы тендера была поставлена задача — дать сварную конструкцию, избегая применения сортового материала. Рама тендера выполнена исключительно из листовой стали путем соединения отдельных частей электро-сваркой.

Такая конструкция рамы является первым опытом в этой области (фиг. 477). Правда, сварка применялась и ранее — при изготовлении тендеров для паровозов С<sup>у</sup> и Э<sup>у</sup>, но там она лишь частично заменяла клепальные работы, и детали рамы состояли почти полностью из элементов, входивших в состав той или иной клепаной конструкции (сортовое железо различных профилей). Рама объединен-



фиг. 477. Общий вид рамы тендера.

ного тендера составлена из листов только двух различных толщин: 14 мм — верхний и нижний горизонтальные листы и 16 мм — боковые вертикальные. При конструировании предполагалось, что верхний лист рамы будет сварен

Другим основным отличием рамы описываемого тендера является то, что ее верхний горизонтальный лист шириной в 3140 мм служит одновременно дном водяного бака, в то время как в старых тендерах водяной бак является вполне самостоятельной конструкцией, устанавливающейся на раме. Материал рамы—Ст3.

Ширина нижнего листа рамы—1200 мм. Продолжение верхней стороны прямоугольника (дно бака), выступающее с боков на 970 мм, поддерживается

сота их равна высоте рамы, т. е. 340 мм. В передней части тендера в консолях сделаны вырезы для пропуска питательных труб к инжекторам. Всего имеется 30 консолей, по 15 с каждой стороны.

Выбор основных размеров рамы тендера зависит от расположения смежных деталей. Основным ограничением ширины рамы служат колеса, расположенные снаружи. Расстояние между бандажами — 1440 мм — является заданной величиной, постоянной для подвижного состава нормальной колеи. Тележки тендера при движении по кривым могут поворачиваться относительно вертикальной оси, и при этом бандажи колес отклоняются от своего среднего положения на 50 мм; передняя тележка, кроме того, имеет возможность перемещаться в стороны относительно рамы на 45 мм. Таким образом наибольшее поперечное перемещение бандажей колес передней тележки становится равным 95 мм. Прибавив 25 мм на зазор между рамой и бандажем, получаем по 120 мм на каждую сторону. Отсюда определяется ширина нижнего листа рамы:  $1440 - 2 \cdot 120 = 1200$  мм.

669

тором расположен этот прибор. Соответственным путем была учтена высота колес (диаметр), а также достаточная высота консолей, поддерживающих тендерный бак. В связи с принятой у нас высотой упряжного крюка в 1050 мм от головки рельса, расстояние от верхнего листа рамы до головки рельса установлено в 1240 мм.

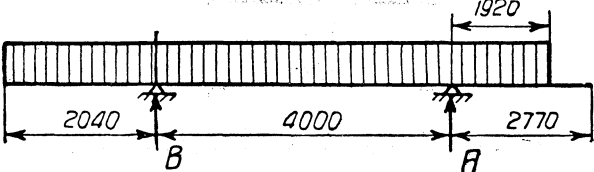
По концам рама тендера связана двумя стальными отливками: спереди — передним стяжным ящиком с радиальным буфером и сзади — задним буферным брусом.

### КРЕПОСТНОЙ РАСЧЕТ РАМЫ

Статическая нагрузка от собственного веса, веса воды, топлива, баков и стокера считается равномерно распределенной, действующей в вертикальном направлении и равной 64 000 кг.

Реакции опор (шкворни тележек):  $A = 32\,900$  кг и  $B = 31\,100$  кг.

Изгибающие напряжения от статической нагрузки в вертикальных сечениях рамы были подсчитаны для ряда таких сечений, где можно было ожидать наибольшего их значения —  $ab$ ,  $cd$ ,  $ef$ ,  $gh$  (см. фиг. 477). Для всех этих сечений расчет проделывался по схеме, приводимой для сечения  $ab$ .



Фиг. 479. Схема нагрузки на раму.

Расчет рамы по сечению  $ab$ . Суммарный момент, изгибающий раму и относенный к выбранному сечению, складывается из двух моментов:

1) момента от равномерной нагрузки  $= \frac{64\,000 \cdot 192}{796} = 15\,420$  кг, действующей на плече 96 см (фиг. 479),

2) момента от силы тяги при автосцепке и двойной тяге  $= 50\,000$  кг, действующей на плече 21 см.  
 $M_{\text{сумм}} = 15\,420 \cdot 96 + 50\,000 \cdot 21 = 2\,530\,000$  кгсм.

Момент инерции сечения:  $J_x = 120\,889$  см<sup>4</sup>.

Момент сопротивления:  $W_x = 4340$  см<sup>3</sup>.

Напряжение от изгибающего момента  $M_{\text{сумм}}$  для сечения рамы  $ab$  будет:

$$k_b = \frac{2\,530\,000}{4340} = 583 \text{ кг/см}^2.$$

Изгибающие напряжения для сечений  $cd$ ,  $ef$ ,  $gh$  колеблются в пределах 282—583 кг/см<sup>2</sup>.

Кроме того делался расчет рамы на прочность при подъёмке домкратами с полным запасом воды и топлива (на случай схода с рельсов). Расположение опор по концам дает повышенные изгибающие напряжения порядка 1015—1494 кг/см<sup>2</sup>.

ТАБЛИЦА 144

Напряжения в тендерной раме

Сечение рамы	Расстояние сечения от передней кромки листа	Напряжения	
		при подъёмке домкратами	при рабочей нагрузке
	мм	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>
$a - b$	2770	1015	583
$c - d$	3770	1415	282
$e - f$	4670	1494	118
$g - h$	5920	950	—

## ПЕРЕДНИЙ СТЯЖНОЙ ЯЩИК

Соединение паровоза с тендером сделано по типу американских паровозов при помощи жесткой, имеющей постоянную длину стяжки и непружинящего радиального буфера.

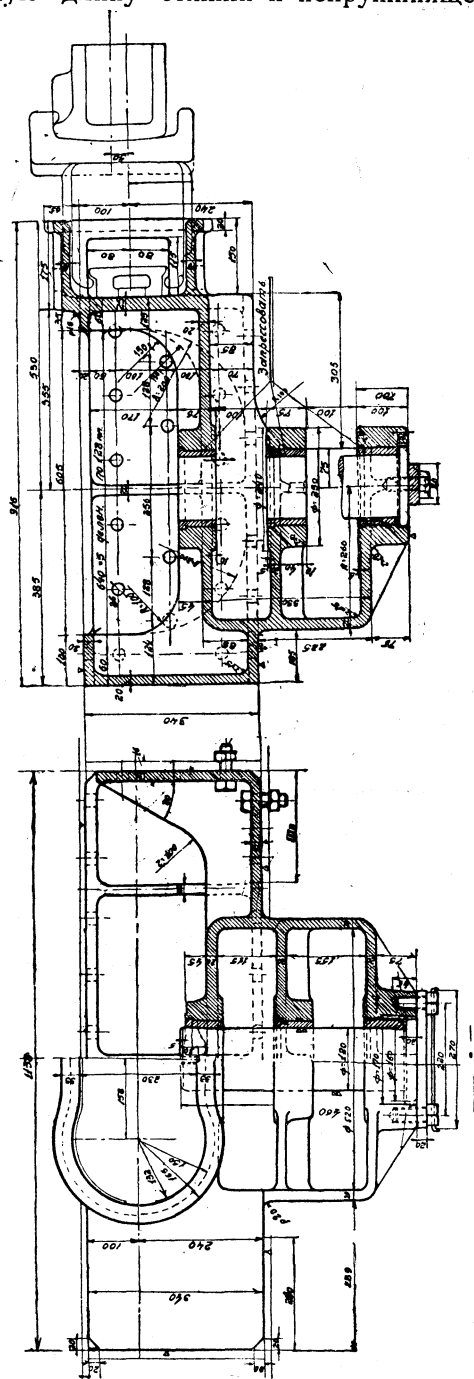
Стяжной ящик тендера (фиг. 480) по конструкции представляет собой коробку из ЛСт1, которая размещается в передней части рамы и служит ее концевым креплением, к которому привертываются дюймовыми болтами с четырех сторон — по бокам, снизу и сверху — листы рамы.

Дно коробки пересекает вертикальный полуцилиндр, внутренней поверхностью обращенный к паровозу. Сверху, в середине и снизу в полуцилиндре сделаны горизонтальные стенки со значительными утолщениями в средней части и отверстиям в них, куда запрессовываются втулки для шкворня. На передней стенке ящика образован прилив в виде небольшой коробки овальной формы. В эту коробку вкладывается литой буфер. Поверхность его, обращенная к паровозу, имеет кривизну, радиус которой равен расстоянию от этой поверхности до центра шкворня. Между буфером и передней стенкой ящика вставлен литой клин, при помощи которого буфер может перемещаться в горизонтальном направлении в сторону паровоза.

Стяжек — две, расположены они одна над другой (фиг. 481).

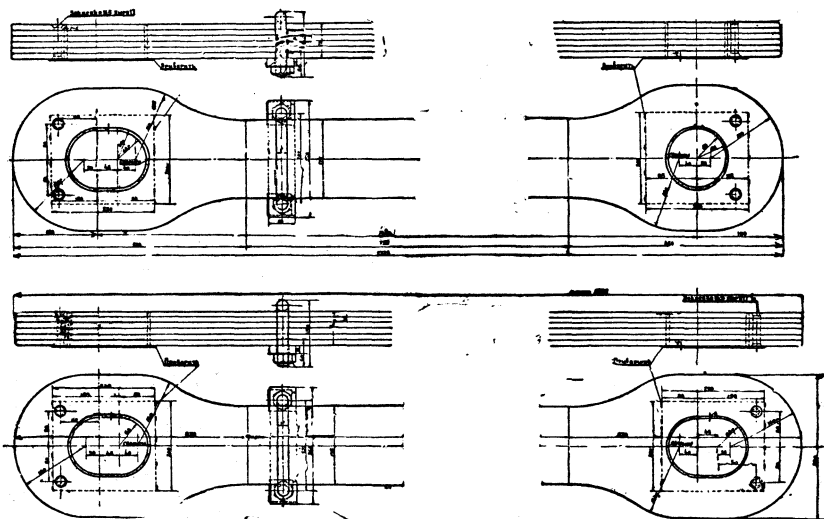
Длина между центрами отверстий верхней рабочей стяжки — 1340 мм, при чем одно из отверстий, овальной формы, образовано двумя полуокружностями с расстоянием между центрами в 25 мм. Это сделано для того, чтобы при движении паровоза тендером вперед стяжке не приходилось работать на сжатие. Вторая стяжка — запасная. В ней оба отверстия для шкворня овальные. Запасная стяжка может работать лишь при деформировании (удлинении) или обрыве верх-

Стяжки выполнены из котельного железа толщиной в 13 мм при ширине



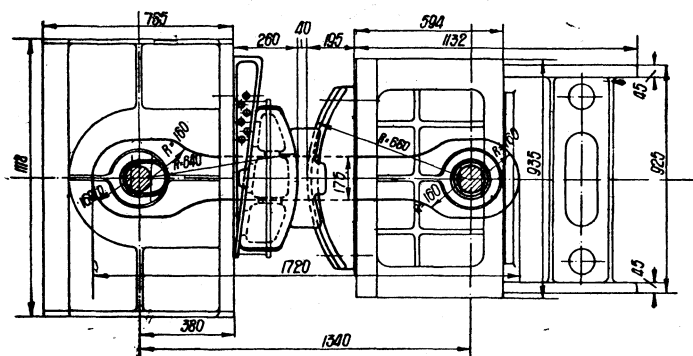
Фиг. 480. Передний стяжной ящик тендера.

в 175 мм; каждая из них собрана из 6 полос. По концам полосы склепаны двумя заклепками, а в середине стянуты скобой. В отверстия, предназначенные для прохода шкворня, вставлены втулки, предохраняющие проушины стяжки от смятия.



Фиг. 481. Стяжки между паровозом и тендером.

Принцип действия радиального буфера заключается в том, что при проходе паровоза по кривым, когда продольная ось паровоза образует некоторый угол с продольной осью тендера, между буферами не появляется зазоров. Это достигается соответствующим выбором радиусов кривизны буферов. Необходимо отметить, что буферы паровоза и тендера касаются друг друга не непосредственно: между ними имеется подушка, которая навешивается при помощи специального зуба на соответствующий борт у буфера паровоза. Двойко-вогнутыми поверхностями подушка касается рабочих поверхностей буферов. Рабочая поверхность паровозного буфера — шаровая, образованная радиусом с центром, лежащим в центре паровозного шкворня, а у тендерного буфера — цилиндрическая с вертикальной образующей.



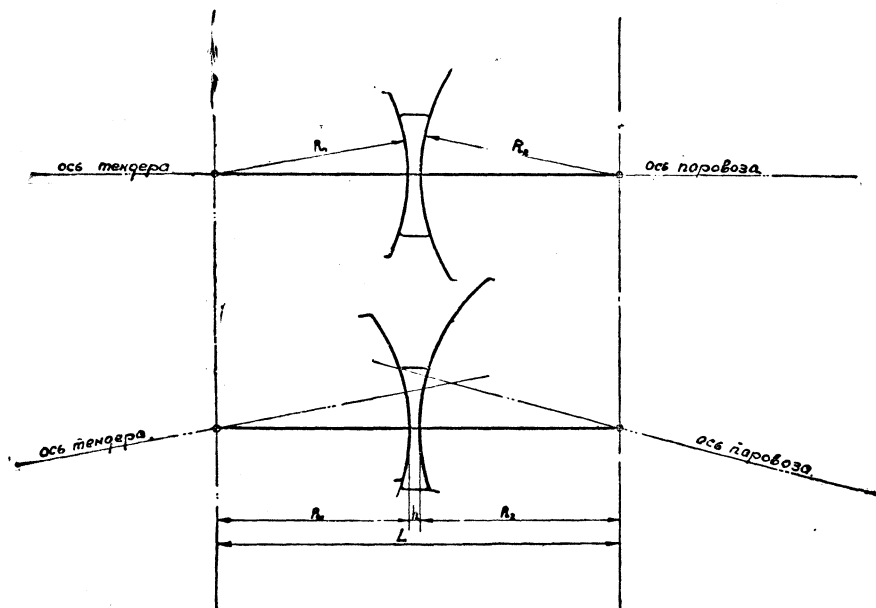
Фиг. 482. Радиальный буфер.

Для нормальной работы радиального буфера необходимо, чтобы сумма радиусов кривизны буферов плюс толщина подушки по прямой, соединяющей центры шкворней, была равна длине стяжки, т. е. для выполненной конструкции — 1340 мм. Если эта сумма будет больше 1340 мм, то между буферами при прохождении паровоза по кривым появятся зазоры, если же сумма радиусов и толщина подушки будет меньше 1340 мм, то может получиться заклинивание подушки, а следовательно и перенапряжение стяжки.

При сцеплении паровоза и тендера шкворень заводится снизу и закрепляется снизу же планкой, привертываемой двумя дюймовыми болтами к утолщенной части нижней стенки полуцилиндра.

Клин закрепляется стержнем, проходящим через продолговатые отверстия в верхней и нижней стенке овальной коробки. В клине имеется два ряда отверстий; при помощи одного из них, устроенного на одной линии с отверстиями в коробке, он и закрепляется стержнем.

Стальная отливка ящика с четырех сторон привертывается 68 призонными дюймовыми болтами к листам тендерной рамы.



Фиг. 483. Схема взаимного расположения радиальных буферов.

Усилие, передаваемое стяжкой, принимается равным 50 000 кг. Эта сила и является основной для расчета всех деталей конструкции.

Напряжение стяжки на разрыв  $k_z = \frac{50\,000}{1,3 \cdot 17,5 \cdot 6} = 366 \text{ кг/см}^2$ .

Напряжение призонных болтов, работающих на срез по одной плоскости:

$$k_t = \frac{50\,000}{68 \cdot 5,31} = 138,6 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение смятия в отверстиях рамы:

$$k_s = \frac{50\,000}{32 \cdot 1,6 \cdot 2,6 + 36 \cdot 1,4 \cdot 2,6} = 192 \text{ кг/см}^2.$$

Тумбу (полуцилиндр) рассчитываем как консольную балку с заделанным концом, нагруженную силой, приложенной внизу (случай работы нижней запасной стяжки).

Для опасного сечения около дна ящика имеем напряжение на изгиб:

$$k_b = \frac{M}{W} = \frac{650\,000}{1660} = 390 \text{ кг/см}^2,$$

где  $W$  — момент сопротивления сечения тумбы в месте соединения полуцилиндра с дном ящика.



Шкворень проверяется на срезающие усилия по двум плоскостям и на изгиб:

$$k_t = \frac{50\,000}{2 \cdot 113,1} = 242 \text{ кг/см}^2;$$

$$k_b = \frac{M}{W} = \frac{50\,000 \cdot 5}{0,1 \cdot 12^3} = \frac{250\,000}{172,8} = 1450 \text{ кг/см}^2.$$

Материал шкворня — Ст5.

## ЗАДНИЙ УПРЯЖНОЙ ЯЩИК

Упряжной ящик для объединенного тендера разрабатывался в трех вариантах.

По первому варианту была разработана конструкция в виде двух ящиков, привертываемых по бокам конца тендерной рамы, при чем ящики могли быть отлиты по одной модели. Упряжной крюк воспринимал тяговое усилие паровоза через горизонтальную листовую рессору, помещенную внутри рамы и опирающуюся концами на специальные опоры. Опоры были выполнены в виде утолщений боковых стенок ящиков и входили в специальные прямоугольные отверстия в боковых вертикальных листах рамы тендера. Упряжная рессора должна была лежать на литой чугунной подушке, положенной на нижний лист рамы. Оба ящика и хвост рамы схватывались штампованной балкой коробчатого сечения.

По второму варианту стяжной ящик при том же способе передачи тягового усилия был запроектирован в виде одной стальной отливки. Он имел вид прямоугольной призмы, входившей внутрь рамы с выступами по бокам в задней части для установки буферов. Внутри могла быть положена упряжная рессора, для которой было устроено специальное возвышение, аналогичное чугунной подушке в первом варианте. Постановка рессоры была предусмотрена сзади тендера, для чего с торцевой стороны по бокам, около крюка, сделаны прямоугольные отверстия, сквозь которые можно завести рессору внутрь.

Создать конструкцию, достаточно простую и в то же время пригодную для перехода в будущем на автосцепку, стало возможным лишь тогда, когда от ОГПУ было получено указание: вместо рессоры поставить тяговый ударный фрикционный аппарат конструкции ИРТ-1. Это дало возможность создать простую конструкцию третьего варианта (фиг. 484).

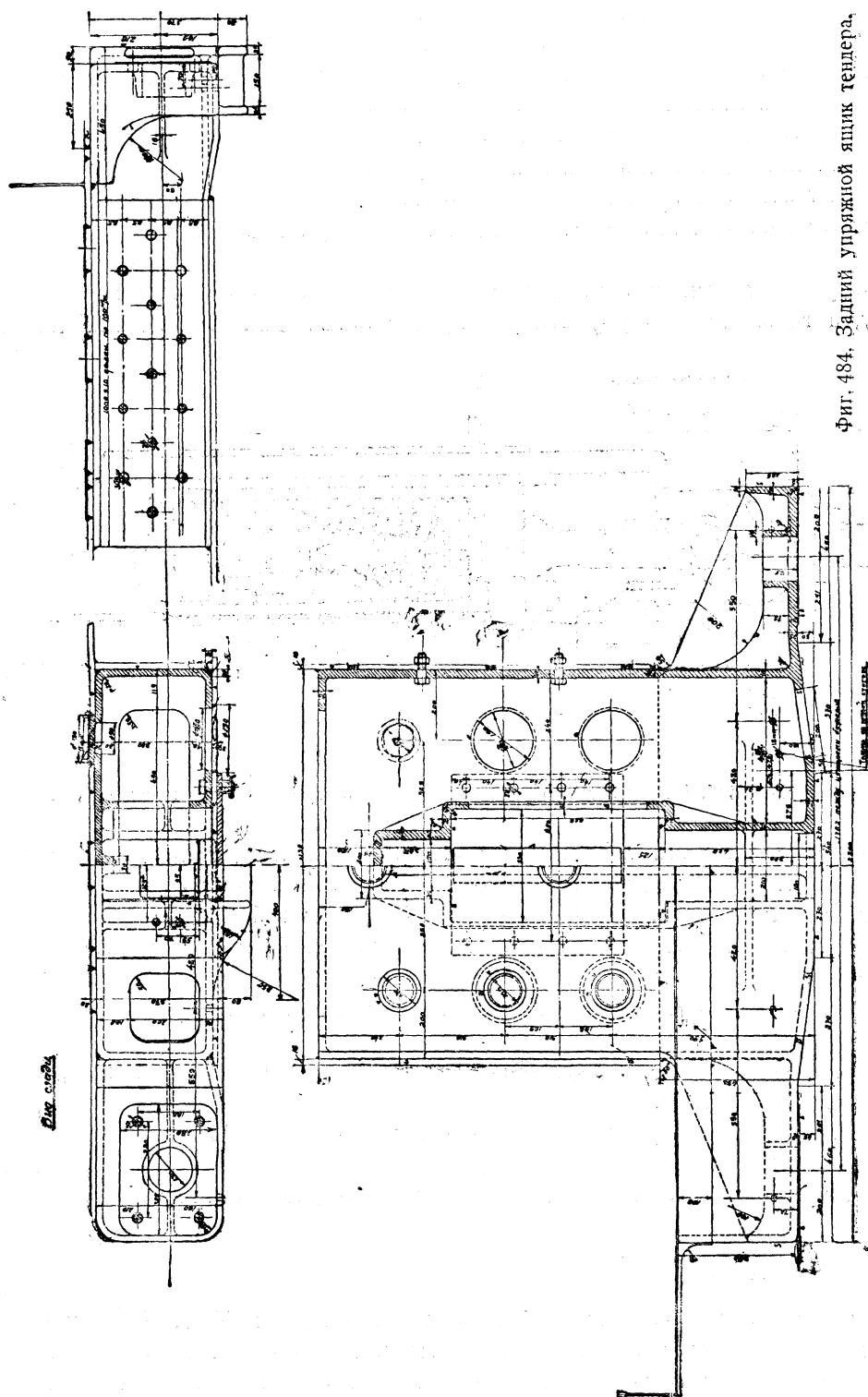
По внешнему виду стяжной ящик третьего варианта напоминает в основных чертах конструкцию второго варианта, т. е. представляет собой прямоугольную коробку с выступами по бокам для установки буферов.

Для постановки тягового аппарата внутри ящика образовано свободное пространство в виде открытого снизу канала.

Тяговый аппарат *Т* (фиг. 485) вставляется снизу и закрывается щитом *А*, привертываемым болтами с корончатыми гайками и шплинтами к нижней стенке ящика.

К щиту сверху приварена полоса четырехмиллиметрового железа, по которой во время работы скользит фрикционный аппарат.

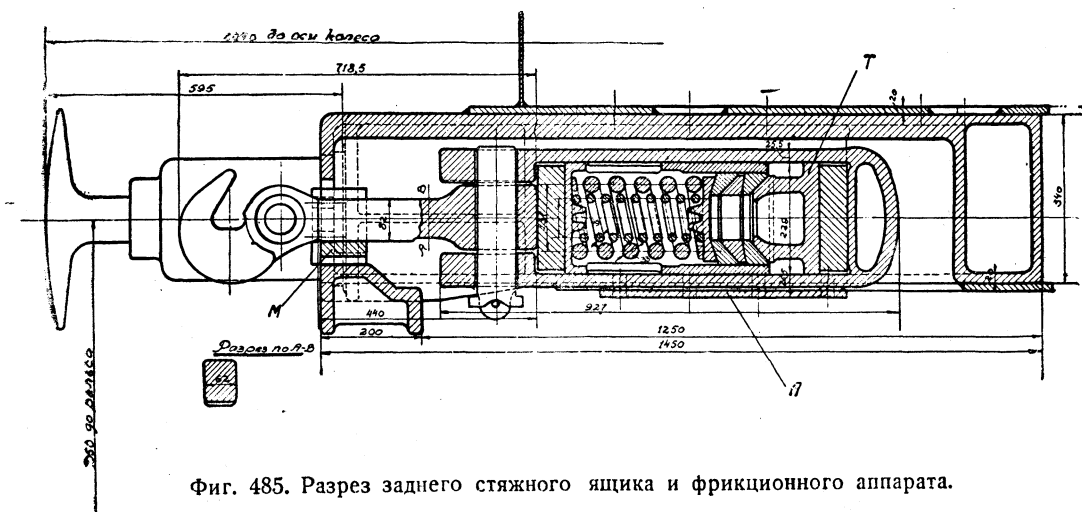
Упряжной крюк — с винтовой стяжкой. При переходе на автосцепку достаточно снять крюк, который соединяется с хомутом фрикционного аппарата при помощи клина, и поставить вместо него прибор автосцепки. Отверстие, где



проходит крюк, сделано достаточной величины для прохода более солидного сечения хвостовика головки автосцепки. При винтовой стяжке в этом отверстии поставлена муфта *М*, которая дает направление крюку.

Задний стяжной ящик тендера скрепляется с рамой следующим образом. В вертикальных листах рамы сделано с каждой стороны по 13 отверстий. Шесть из них (диаметром по 26 мм) проходят сквозь стенку ящика; эти отверстия служат для привертывания рамы к ящику дюймовыми призонными болтами. Остальные 7 отверстий (диаметром по 30 мм) образованы только в листах рамы и служат для соединения ее со стенкой ящика при помощи электросварочных заклепок.

Снизу ящик приваривается к кромкам нижнего листа рамы по наружному контуру, а также по контуру отверстий, сделанных для облегчения конструк-



Фиг. 485. Разрез заднего стяжного ящика и фрикционного аппарата.

ции и для более удобной постановки болтов. Сверху ящик приварен к кромке верхнего листа рамы (дну водяного бака); кроме того, со стороны водяного пространства в дне сделаны 8 вырезов диаметром в 150 мм; кромки вырезов приварены к верхней стенке ящика. Такое комбинированное (болты и сварка) скрепление ящика с рамой должно обеспечить более надежную связь с боковыми вертикальными листами, которые являются основным звеном, передающим тяговое усилие паровоза.

Буферы — обычные с двумя цилиндрическими пружинами из рессорной стали круглого сечения.

Описанная конструкция заднего стяжного ящика является характерной для переходного периода реконструкции тяги, когда при наличии винтовой стяжки и буферов начинает входить в эксплуатацию и автосцепка.

## ТЕЛЕЖКИ ТЕНДЕРА

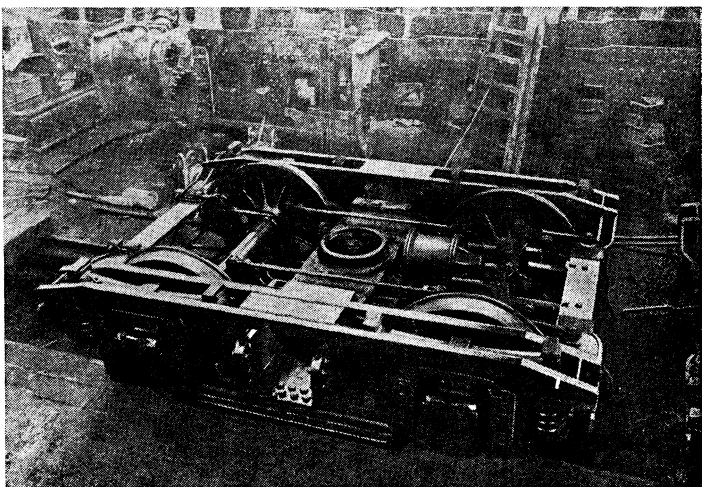
Как видно из чертежа общего вида тележек (фиг. 486), к нижнему листу главной рамы тендера привернуты плиты — опорные подушки, которыми она опирается на тележки. Плиты несколько шире нижнего листа рамы и по краям их сделаны выступы, плотно пригоняемые к кромке рамы. Выступы

должны разгружать болты от боковых срезающих усилий. Выступающая кольцевая опорная поверхность внизу плиты соприкасается с поверхностями, соответственно образованными на серединах балок тендерных тележек. Поверхности на балках окаймлены буртом высотой в 50 мм, который устраняет радиальные смещения опорных поверхностей.

По бокам опорных подушек образованы выступы прямоугольного очертания. Назначение этих выступов — служить дополнительными опорами при наклонении тендера под действием центробежных сил (при движении в кривых); при вертикальном положении тендера между этими опорами и соответствующими выступами на главных балках тележек имеется зазор в 7 мм.

Схема распределения нагрузки на тележки такова. Рама тендера опирается на главные балки тендерных тележек, а те, в свою очередь, концами опираются на боковые рамы тележек. Боковые рамы по концам поддерживаются рессорами, а в середине — балансиrom, связанным с теми же рессорами. Нагрузка, приходящаяся на тележку, передается через рессоры на буксы и далее на оси.

Нужно отметить некоторую разницу в передачах усилий главными балками в передней и задней тележках. Балка передней тележки лежит на роликах, положенных под ее концами, и следовательно может перемещаться в стороны. Вследствие перемещения балки и связанной с ней опоры подушки нагрузка на стороны передней тележки может получаться не равной — обратно пропорциональной расстояниям от линии касания роликов до центра опоры. Балка задней тележки неподвижно закреплена в рамах тележки, и там нагрузка распределяется между сторонами поровну. При движении в кривых, когда могут притти в соприкосновение дополнительные опоры, картина нагрузок серьезно изменится, и неравенства нагрузок между сторонами тележек неизбежны как в передней, так и в задней тележке.



Фиг. 487. Задняя тележка тендера.

#### ДЕТАЛИ ТЕЛЕЖЕК ТЕНДЕРА

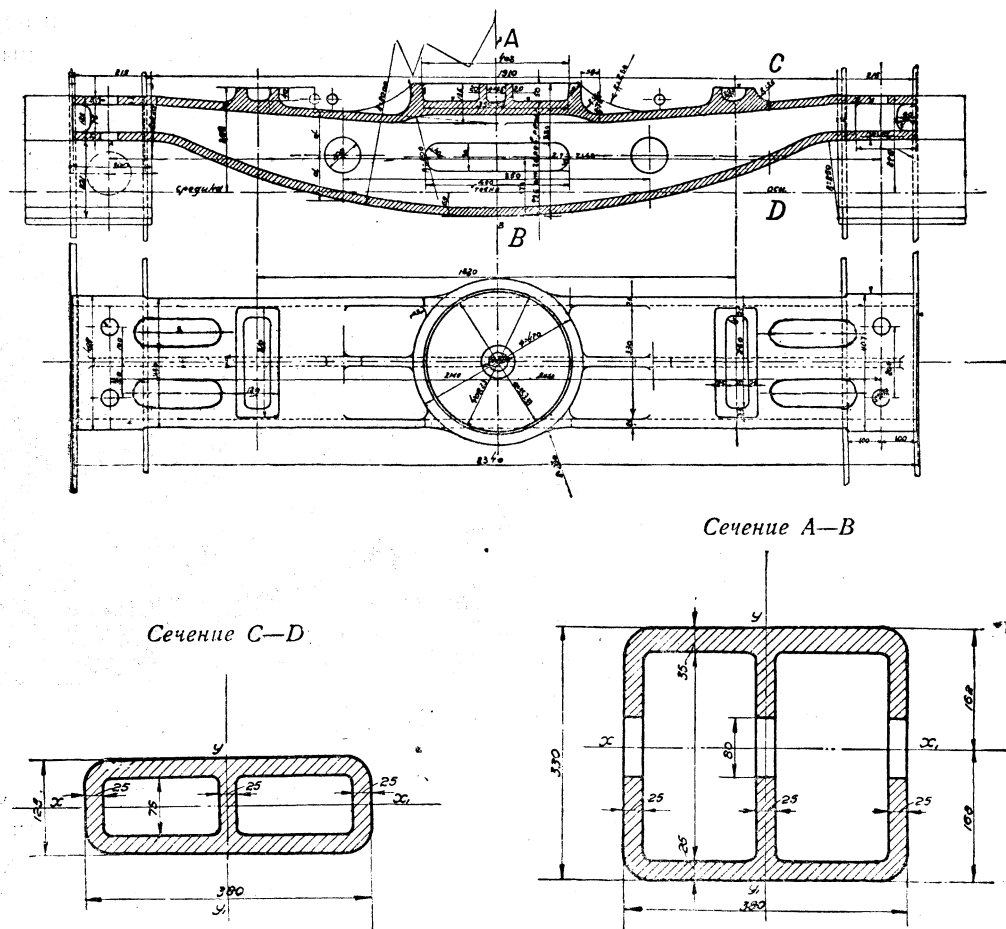
Балка передней тележки тендера (ЛСт1) выполнена в виде балки равного сопротивления (фиг. 488). Нагрузка воспринимается ею при помощи специальной кольцевой опорной поверхности, которая получается за счет уширения середины ее верхней части.

Площадь опоры  $F = 1161 \text{ см}^2$ . Удельное давление  $p = 28,6 \text{ кг/см}^2$ .

Соответствующее удельное давление в опорах тендера паровоза серии  $\mathcal{E}^y = 55 \text{ кг/см}^2$ ,  $C^y = 56 - 60 \text{ кг/см}^2$ .

Передняя тележка тендера имеет боковое перемещение с возвращающим приспособлением. Величина отклонения от среднего положения равна 45 мм.

Перемещение осуществляется следующим путем. Концы описываемой балки опираются на ролики, которые расположены между плитами с наклонными плоскостями (фиг. 489). Нижние плиты приварены к корыту, являющемуся главной связью тележки; в корыте помещается описываемая балка, воспринимающая вес тендера. К концам подвижной балки приварены верхние плиты,



Фиг. 488. Подвижная балка и ее сечения.

которые служат ей опорами. При отклонении тележки от среднего положения возникает возвращающая сила постоянной величины.

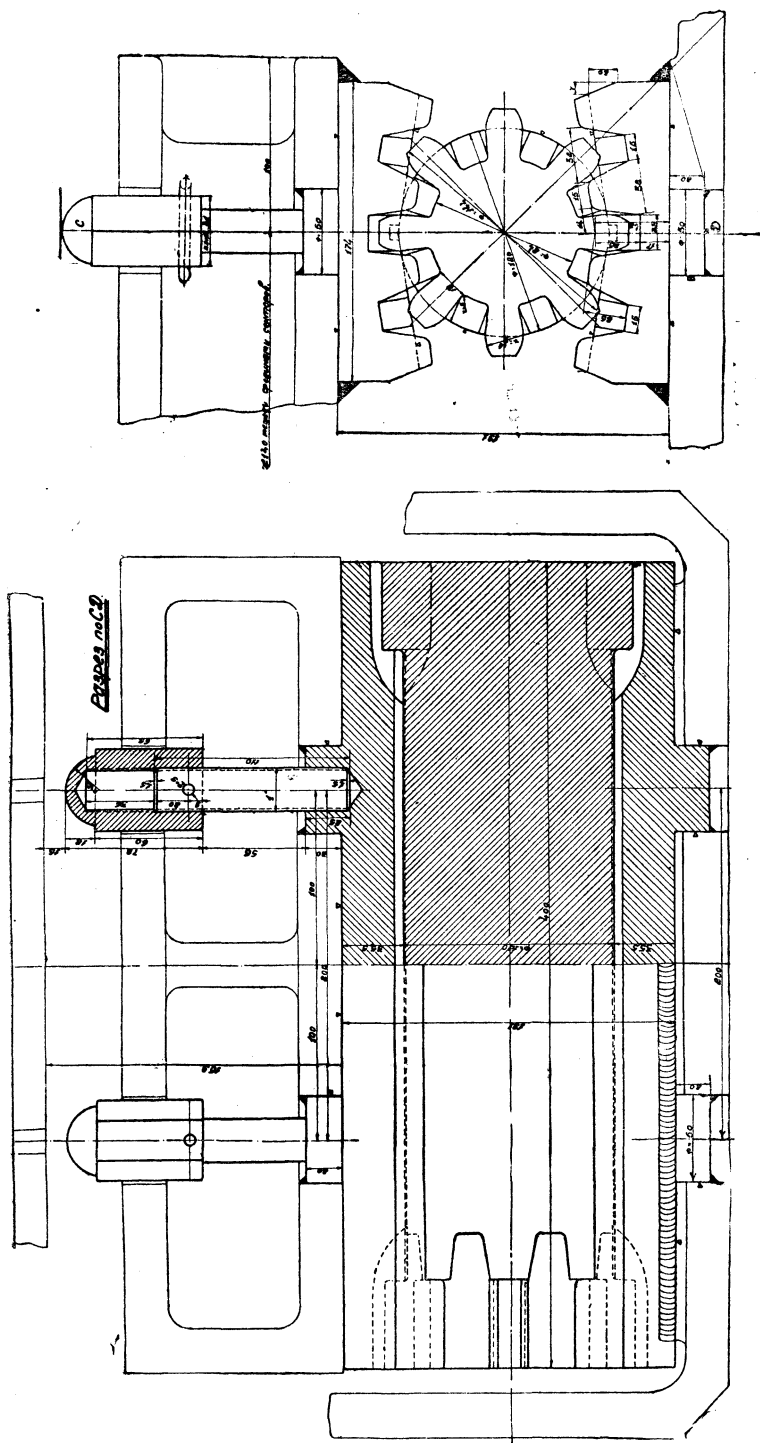
Размер силы определяется из следующих условий.

Вертикальная сила, действующая на подвижную балку,  $P = 32\,000$  кг.

Тангенс угла наклона плоскостей  $\operatorname{tg} \alpha = 0,15$ .

Возвращающая сила  $Q = P \operatorname{tg} \alpha = 4800$  кг.

Такая конструкция возвращающего устройства выбрана как наиболее компактная и простая по выполнению. Как видно из чертежа, все возвращающее устройство помещается в относительно небольшом пространстве внутри корыта передней тележки.



Фиг. 489. Возвращающий ролик передней тележки.

В виду значительной нагрузки на балку — 32 т, она выполнена с тремя вертикальными стенками.

Расчет балки ведется по сечениям, где можно ожидать наибольших напряжений.

*Сечение А — В* — посредине (фиг. 488).

Изгибающий момент в вертикальной плоскости (от силы веса):

$$M_y = \frac{Pl}{4} = \frac{32\,000 \cdot 214}{4} = 1\,710\,000 \text{ кгсм.}$$

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости (при торможении):

$$M_x = \frac{Tl}{4} = \frac{13\,000 \cdot 214}{4} = 695\,000 \text{ кгсм.}$$

Моменты инерции сечения:

$$J_y = 64\,766 \text{ см}^4; \quad J_x = 70\,205 \text{ см}^4.$$

Моменты сопротивления:

$$W_y = \frac{64\,766}{16,8} = 3850 \text{ см}^3; \quad W_x = \frac{70\,205}{19} = 3700 \text{ см}^3.$$

Напряжения:

$$k_{by} = \frac{1\,710\,000}{3850} = 444 \text{ кг/см}^2; \quad k_{bx} = \frac{695\,000}{3700} = 188 \text{ кг/см}^2.$$

*Сечение CD* — на расстоянии 115 мм от крайней опоры (фиг. 488).

Изгибающий момент в вертикальной плоскости (от силы веса):

$$M_y = 16\,000 \cdot 11,5 = 184\,000 \text{ кгсм.}$$

Сила торможения, действующая на балку:

$$T = P\psi = 40\,000 \cdot \frac{1}{3,3} = 13\,000 \text{ кг, где } P = 40 \text{ — давление тележки на рельс.}$$

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости (при торможении):

$$M_x = \frac{13\,000}{2} \cdot 11,5 = 74\,800 \text{ кгсм.}$$

Соответственно моменты инерции сечения балки:

$$J_y = 5094 \text{ см}^4, \quad J_x = 31\,517 \text{ см}^4;$$

Моменты сопротивления:

$$W_y = 814 \text{ см}^3, \quad W_x = 1660 \text{ см}^3.$$

Напряжения:

$$k_{by} = \frac{184\,000}{814} = 226 \text{ кг/см}^2; \quad k_{bx} = \frac{74\,800}{1660} = 45 \text{ кг/см}^2.$$

Как выше указывалось, передняя балка перемещается на роликах и служить связью для рамы тележки не может. Эту роль выполняет корыто передней тележки (фиг. 490), в котором размещается подвижная балка. Корыто связывает боковые части рамы тележки тендера при помощи болтов.

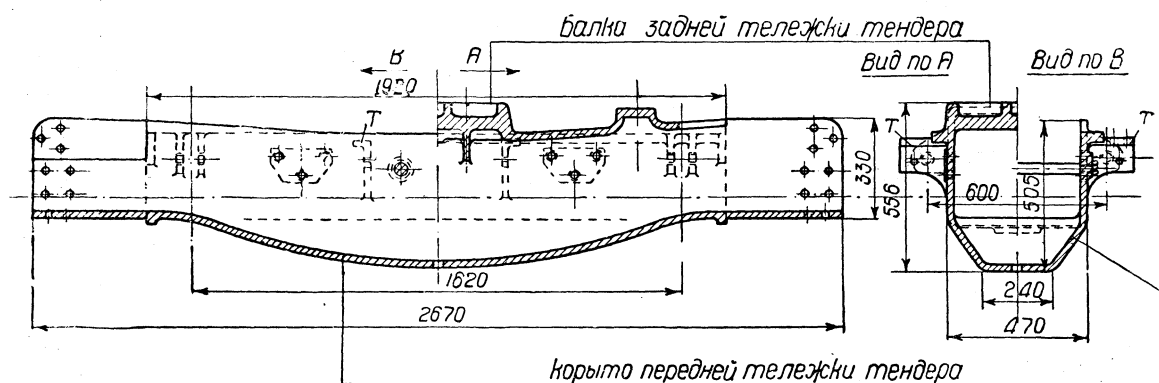
В середине боковых частей рамы тележки сделаны вырезы, в которые вставлены и приварены листы железа, согнутые в виде опрокинутой буквы П. Эти вставки выступают наружу на величину, достаточную для установки двух рядов дюймовых болтов, которые и связывают с корытом боковые продольные части рамы.

Задняя тележка тендера — без бокового перемещения. Нагрузка воспринимается балкой, закрепленной концами в боковых частях рамы тележки, так

же как корыто в передней тележке. Как балка, так и корыто отлиты из стали, при чем отливка произведена по одной разборной модели. Разница в отливках заключается лишь в том, что в корыте нет верхней стенки. Балка задней тележки, имея внизу и с боков очертания корыта, сверху закрыта, а середине ее верхней стенки придана форма опоры, подобная выполненной на подвижной балке передней тележки.

На фиг. 490, изображающей разрез балки и корыта, достаточно ясно видно различие отливок, сделанных по одной модели.

Кроме основного назначения балки и корыта — передавать нагрузку на тележки и связывать рамы тележек тендера — они служат также для укрепления тормозных цилиндров и подвесок тормозных рычагов. Для этого с тех боков отливок, которые обращены к середине тендера, сделано по два прилива в виде угольников *T* (фиг. 490). К ним привертываются продольные балочки из углового железа, на которых и располагаются оба тормозных цилиндра.



Фиг. 490. Корыто передней и балка задней тележек тендера.

Ближе к концам балки с обеих сторон образованы проушины. К ним при помощи валиков подвешиваются рычаги тормоза.

Наличие близко расположенных рычагов явилось причиной выбора трапециевидного поперечного сечения балки и корыта в нижней их части. Две площадки с тремя отверстиями, расположенными между угольниками и проушинами, служат для укрепления кронштейнов, поддерживающих тормозные тяги.

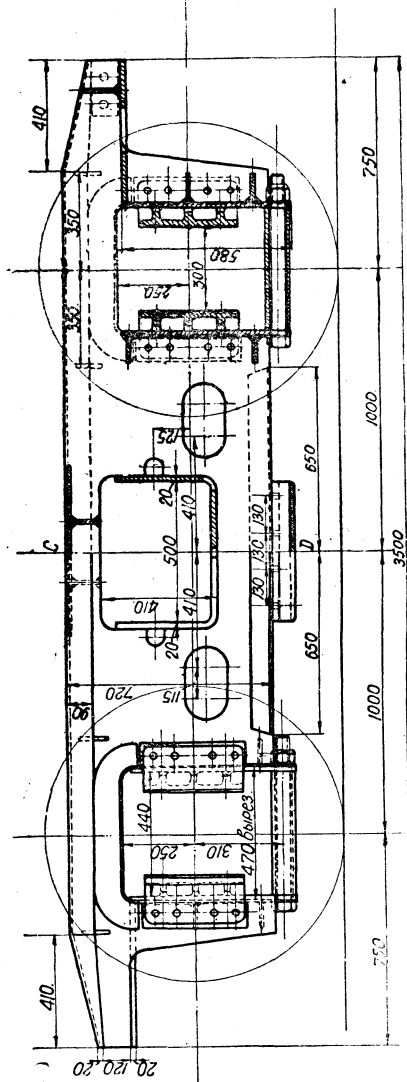
В виду отсутствия явно выраженных вертикальных сил расчет корыта на изгиб в этой плоскости не производился. Сделан лишь расчет на горизонтальную силу от действия тормозного цилиндра. При расчете принималось, что реакция от тормозного цилиндра целиком передается только на вертикальную стенку корыта. В результате расчета, а также сообразуясь с тем, что сила реакции тормозного цилиндра приложена близко к краю боковой стенки, решено было заставить работать и другую вертикальную стенку корыта.

Выполнено это следующим образом. В подвижной балке, в средней ее части, около нейтральной линии поперечного сечения образована сквозная щель (фиг. 488). Сквозь эту щель проходят два стержня, которые передают усилия тормозного цилиндра на вторую стенку корыта.

Для закрепления стержней в стенке сделано утолщение, в котором высверлено и нарезано двухдюймовое отверстие. Стержень вводится в это отверстие,



проходит сквозь щель в подвижной балке и входит своим тонким концом в устроенное в стенке отверстие, диаметром в 28 мм. На конец стержня навертывается зажимающая стенку гайка. Стержень имеет три различных диаметра: на конце с резьбой — 26 мм, в средней рабочей части — 40 мм, а на другом конце с резьбой, ввертывающемся в стенку корыта, — 52 мм. Таким образом, стержни, работая на сжатие, передают реакцию тормозного цилиндра и на вторую стенку корыта.



Фиг. 491. Рама тележки тендера.

Рамы тележек тендера, кроме главного поперечного скрепления, осуществленного корытом в передней тележке и главной балкой — в задней, имеют связи и по концам. Эти связи выполнены в виде стальных литых балочек углового сечения. Концевые балки, расположенные на внутренних концах тележек, служат опорами для установки тормозных цилиндров и для подвески тормозных рычагов. Наружные концевые балки, кроме рычагов тормоза, несут также приспособления для регулировки тормозных тяг, которыми пользуются при износе тормозных колодок.

Рамы тележки тендера изготовлены из листовой стали толщиной в 14 мм. Каждая боковая часть тележки тендера состоит из двух листов, отстоящих друг от друга на расстоянии 182 мм.

В середине они при помощи сварки соединяются описанной выше П-образной вставкой, которая осуществляет основное среднее крепление рамы. В остальных местах листы рамы скреплены пластинами из 14-миллиметрового железа, расположенными перпендикулярно плоскостям рам (фиг. 491).

Вырезы для букс усилены приваренным сверху угловым железом. Усиливающие сечение рамы угольники по концам изогнуты по форме вырезов. Вертикальные кромки вырезов усилены приварен-

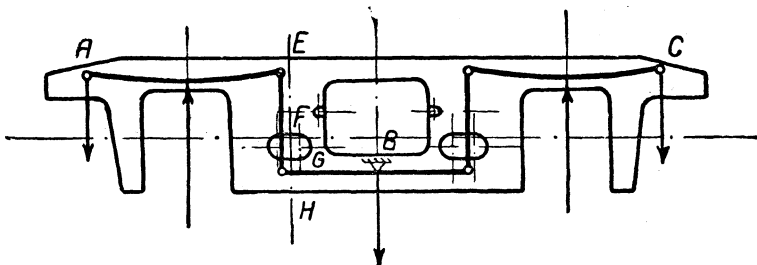
ными полосами железа, являющимися как бы продолжением полки угольника, прилегающего к листу рамы. Буксовые направляющие изготовлены из рамной листовой стали толщиной в 30 мм (после обработки толщина — 25 мм). Расстояние между направляющими — 440 мм. Столь большое расстояние принято в виду предполагающейся в будущем установки букс с роликовыми подшипниками.

Теперь же, для установки букс скользящего трения, вставлены литые чугунные направляющие, расстояние между которыми уменьшено до 300 мм. Буксовые направляющие крепятся при помощи восьми болтов — четырех с наружной стороны и четырех с внутренней. Болты проходят сквозь полосы, приваренные к вертикальным кромкам буксового выреза, о которых упоминалось выше.

Боковые рамы тележек по концам связаны легкими литыми балочками углового сечения, которые привертываются болтами к внутренним листам рамы тележки.

Крепостной расчет рамы производился для наиболее неблагоприятного условия действия внешних сил — при движении по кривой наименьшего радиуса в 150 м со скоростью 60 км/час. При таких обстоятельствах наружная рама тележки тендера воспринимает большую нагрузку, чем на прямом участке. Величина общей вертикальной нагрузки на одну сторону рамы при действии центробежной силы — 20,4 т.

Распределение веса тендера по шейкам колесных осей является статически определяемым. Рама тендера лежит на двух опорах. Опоры расположены на середине передней подвижной балки и на середине балки задней тележки тендера. Балки своими концами опираются на рамы тележек. Вся свою нагрузку рама тележки (фиг. 492) передает через рессоры на оси колес в трех местах: *A*, *B*, *C*, где *A* и *C* соответствуют кронштейнам, служащим для закрепления концов рессор, а *B* — средней опоры балансира, соединяющего рессоры.



Фиг. 492. Схема рессорного подвешивания и расчетные сечения.

Подсчитывая моменты сопротивления для ряда поперечных сечений рамы тележки тендера и определяя соответствующие моменты действующих сил, получаем напряжения, действующие в этих сечениях. При учете не только этих сил, но и дополнительных сил от действия тормоза, т. е. при самых неблагоприятных условиях работы рамы, максимальное напряжение возникает в сечении *EFGH*. Здесь оно равно  $525 \text{ кг/см}^2$ , в то время как в других сечениях напряжения не превышают  $300 \text{ кг/см}^2$ . В буксовой струнке напряжение равно  $155 \text{ кг/см}^2$ . При определении силы, возникающей при торможении колес, коэффициент трения принимался равным 0,3.

При подъеме рамы на домкратах, при снятых струнках, для надбуксового сечения напряжение составляет  $1635 \text{ кг/см}^2$  и для сечения *EH* —  $304 \text{ кг/см}^2$ .

Рессорное подвешивание — двойное и сопряженное (фиг. 493). Концы рамы при помощи кронштейнов опираются на двойные цилиндрические пружины, которые, работая на сжатие, передают нагрузку на рессорную подвеску, сидящую на внешнем конце рессоры.

В средней части рамы внизу находится опора для балансира. Балансир располагается внутри рам. Постановка его производится снизу рамы. Наличие

балансира не позволяет в этом месте соединить листы рамы проставками путем сварки.

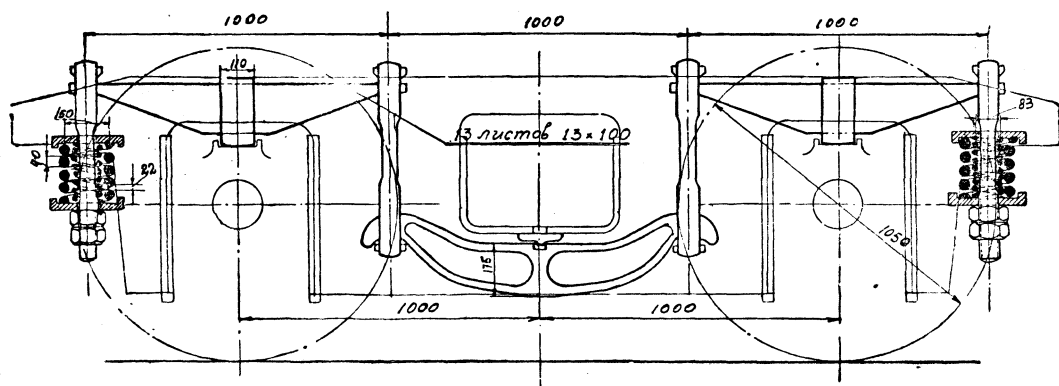
Нижние кромки рамы усилены обводкой из углового железа  $75 \times 75 \times 12$  мм, приваренной снаружи. К этим угольникам привертывается связка рамы.

Изгибающие напряжения в балансира не превышают  $500 \text{ кг/см}^2$ .

Листовые рессоры тендера одинаковы с рессорами задней паровозной тележки.

Букса тендерной тележки выполнена по типу буксы тендера паровоза С<sup>у</sup>. Она представляет собой чугунную отливку-коробку с штампованной крышкой (фиг. 494).

Смазка производится при помощи подложенного под шейку оси войлока, служащего для более надежного подвода масла. Крышка буксы снабжена пружинным приспособлением, удерживающим ее в зависимости от надобности в открытом или закрытом положении.



Фиг. 493. Расположение рессор.

В части буксы, обращенной к колесу, имеется кольцевой канал, в который закладывается войлочная шайба, состоящая из двух частей, стянутых хомутом. Шайба служит для предохранения от пыли и утечки смазки.

Подшипники сделаны из трех металлов: основная часть — литая сталь; на поверхности, обращенной к шейке, наплавлена бронза, и на бронзе сделана заливка баббитом. Такая конструкция принята с целью сбережения дефицитной бронзы. Бронзовая прослойка сделана потому, что баббит плохо пристает к стали.

Верхняя опорная поверхность буксового клина имеет кривизну, описанную радиусом 1980 мм. Назначение ее — обеспечить равномерное прилегание подшипника при отклонениях оси от горизонтальной плоскости во время движения (на крестовинах или при различной просадке правого и левого колес).

Буксовый клин служит также для передачи аксиальных воздействий тендерных осей на тележки и далее на раму тендера. Происходит это так. Внутри буксы под шарниром, около которого вращается ее крышка, имеется зуб. В этот зуб клин упирается верхним углом. Противоположным, нижним углом клин упирается в соответствующий выступ вкладыша подшипника. Подшипник же лежит на шейке между ее выступающими частями — буртом на конце шейки и галтелью у подступичной части оси. Для осмотра и выемки подшипников достаточно поднять домкратом буксовую коробку до высоты, равной высоте зуба

в буксе, и тогда подшипник может быть вынут.

Диаметр колес тендера—1050 мм—такой же, как и у поддерживающих осей паровоза ИС. Разница лишь в конструкции колес и осей. У тендерных осей шейки оканчиваются буртом; у соответствующих паровозных осей шейки без бурта. В связи с этим различаются и колесные центры: тендерные скаты обычного вида, сходные с вагонными колесными центрами; у паровозных же торцовая плоскость ступицы является трущейся поверхностью.

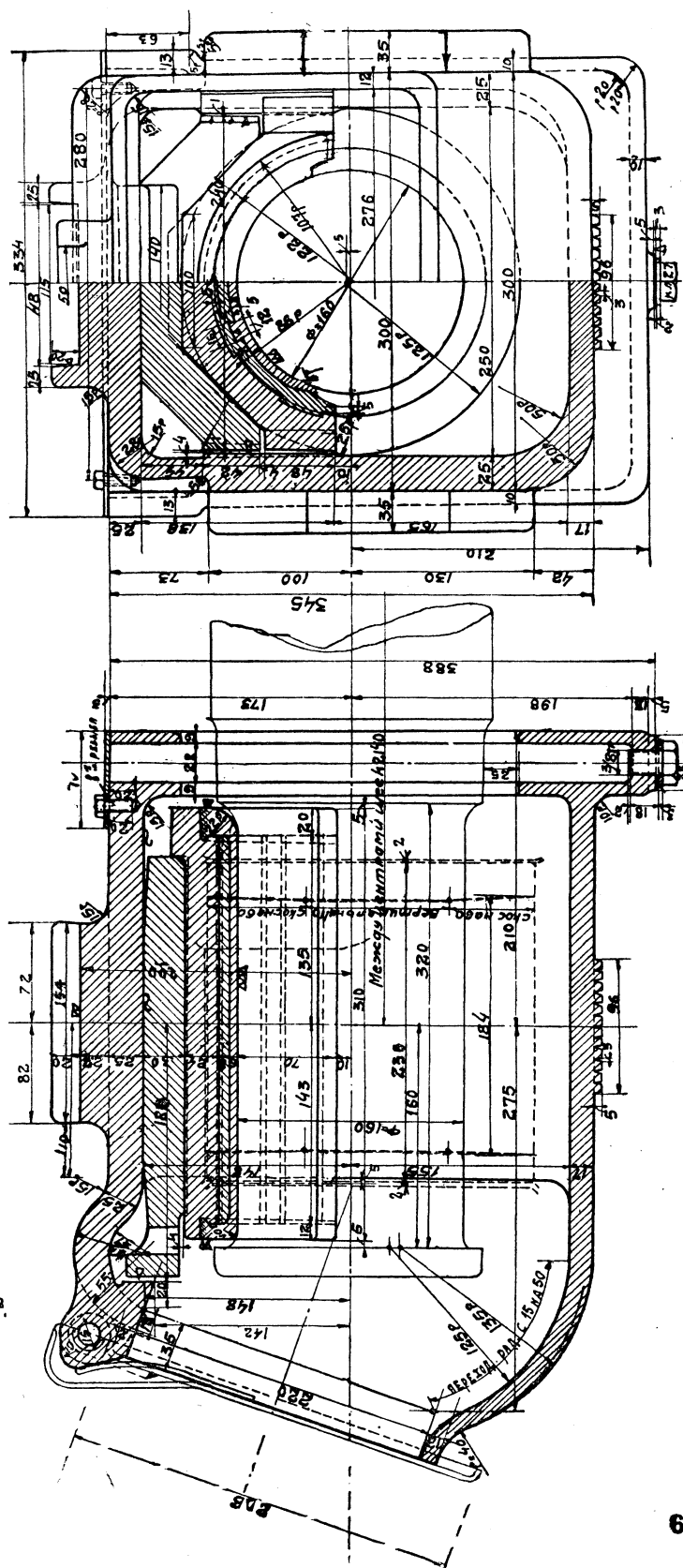
Бурты на концах шеек оси тендерных колес сделаны с целью уменьшить величину силы, действующей на раму тележки. Как указывалось выше, в главе о паровозных тележках, наличие буртов на осях, при точном изготовлении тележки, букс и осей позволяет боковое давление рельса на колесо передать одновременно обеим рамам.

Изгибающее напряжение шейки:

$$k_b = \frac{9150 \cdot 32}{2 \cdot 0,1 \cdot 16^3} = 357 \text{ кг/см}^2.$$

Удельное давление на шейку:

$$d = \frac{9150}{16 \cdot 32} = 17,9 \text{ кг/см}^2.$$



Фиг. 494. Тендерная букса.

Характеристика грения шейки:

$$R = \frac{P}{l d_{\text{см}}} \pi d_m n_{\text{сек}} = \frac{P}{l 100} \pi n,$$

где:  $P$  — давление на шейку в кг;

$l$  — длина шейки в см;

$d_{\text{см}}$  — диаметр шейки в см;

$d_m$  — диаметр шейки в м,

$$n_{\text{сек}} \text{ — число оборотов в секунду} = \frac{V \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot \pi D} = \frac{V}{3,6 \cdot \pi D};$$

$V$  — скорость в км/час;

$D$  — диаметр колеса по кругу катания в м.

В нашем случае

$$n_{\text{сек}} = \frac{100}{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1,05} = 8,4 \text{ об/сек.} \quad R = \frac{9150}{32 \cdot 100} 3,14 \cdot 8,4 = 75,5 \frac{\text{кгм}}{\text{см}^2 \text{сек}}.$$

Полученное значение  $R$  относится к работе тендера с паровозом ИС при его максимальной скорости 100 км/час.

При работе тендера с паровозом ФД  $R$  будет составлять всего 45 кгм/см<sup>2</sup>сек так как наибольшая скорость этого паровоза — 60 км/час.

ТАБЛИЦА 145

Удельные давления и характеристики грения тендерных осей русских и американских паровозов

Тип паровоза	Серия паровоза <sup>1</sup>	Вес гру- женого тендера кг	Число осей тен- дера	Давление на шейку <i>P</i> кг	Проек- ция шейки см <sup>2</sup>	Удельное давление кг/см <sup>2</sup>	Характеристика грения кгм см <sup>2</sup> сек		Напряже- ние из- гиба  <i>k<sub>b</sub></i> кг см <sup>2</sup>
							при скорости		
							60 км час	100 км час	
1-4-1	ИС ФД }     	94 000	4	11 150	428	26	80	132	436
1-4-2		85 400	4	10 075	428	23	72	119	392
1-4-2		30 000	6	10 250	428	24	73	121	402
1-4-2		80 000	4	9 150	512	17	45	75	359
1-5-1		74 000	4	8 650	428	20	61	102	338
1-5-1	КУ СУ Э	94 500	4	11 200	428	26	76	132	438
2-3-0		42 800	3	6 500	312	20	—	72	354
1-3-1		64 780	4	7 350	450	16	—	66	323
0-5-0		54 000	4	6 105	321	18	41	68	298

Из таблицы 145 можно видеть, что характеристика грения шеек осей спроектированного тендера несколько выше существовавших у нас до сих пор, оставаясь в то же время ниже американских.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Для американских паровозов серия или класс не указаны.

<sup>2</sup> Практика годичной эксплуатации описываемого тендера с паровозом ИС 20-1 показала, что тендерные буксы часто греются. Объяснением этому может служить либо не совсем доброкачественная сборка тележек, либо дефект уже чисто конструктивного характера. Наблюдаемая на практике „очередность“ грения всех букс заставляет предполагать недостаточную жесткость рамного каркаса тележки. В настоящее время Локомотивопроект (ЦЛПБ) занимается изучением этого вопроса.

# БУДКА, ПЛОЩАДКИ, ОБШИВКА КОТЛА, ТОРМОЗ И ОСВЕЩЕНИЕ

## БУДКА

Основные размеры будки определились главным образом из условия вписывания в габарит.

Достаточно развить будку по высоте не представилось возможным, так как паровоз ФД по заданию должен был вписаться в низкий габарит. Положение нижней части будки — ее железного настила — было обусловлено проходом под ней трубы стокера, почему опустить настил вниз для увеличения высоты будки также оказалось невозможным. Окончательно высота будки определилась у середины в 2360 мм, снижаясь по бокам до 1670 мм, а у окон до 1520 мм, так как боковые части деревянного настила были сделаны высотой в 150 мм (фиг. 495).

Ширина будки в зависимости от габарита была взята в 3150 мм.

Длина ее, находясь в зависимости от расположения арматуры и положения переводного винта, была принята для удобства обслуживания в 2000 мм, при чем передняя стенка отстояла от верхнего края лобового листа на 380 мм. Итти дальше назад было нецелесообразно, так как вылет будки за главным опорным листом при этом увеличивался, ухудшая тем самым условия прочности ее задней части.

Применительно к требованиям легкости и простоты устройства будка на паровозе ФД второго заказа была сделана целиком сварной; электросварка применена как точечная, так и облегченная, с прерывистым швом.

Крепление будки отличается от обычно принятого на наших старых паровозах. До сих пор будка крепилась на кронштейнах, связанных с рамой паровоза, и поэтому имела перемещение относительно топки паровоза, что требовало оставления зазора между обшивкой топки и передней стенкой будки; при недостаточном зазоре наблюдались случаи задевания будки за обшивку и порчи последней.

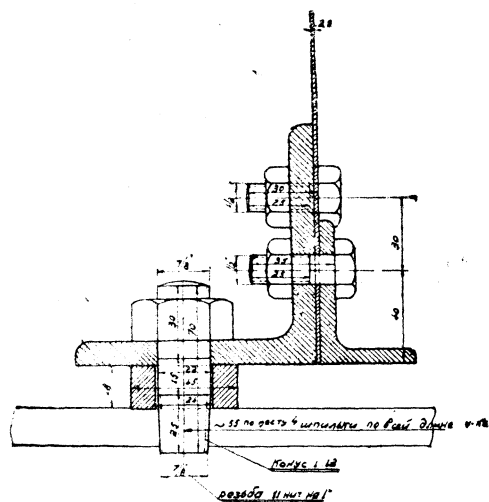
В паровозе ФД будка укрепляется непосредственно на котле, вернее — на топке котла; сверху и с боков передней стенки будки установлены специальные угольники, прикрепленные к ней болтами; эти угольники надеваются на шпильки, ввернутые в кожух топки. Сечение по такому угольнику показано на фиг. 496. Кроме этих скрепляющих угольников установлены еще два кронштейна из полосового железа  $90 \times 16$  мм, укрепленные по бокам топки внизу под настилом. Задний конец топки опирается на специальный гибкий лист толщиной в 7 мм, аналогичный гибким подбрюшникам котла. Снизу к листу приварен угольник  $65 \times 65 \times 8$  мм; проходящими через этот угольник болтами лист прикрепляется к стяжному ящику. При расширении котла и движении будки вместе с котлом



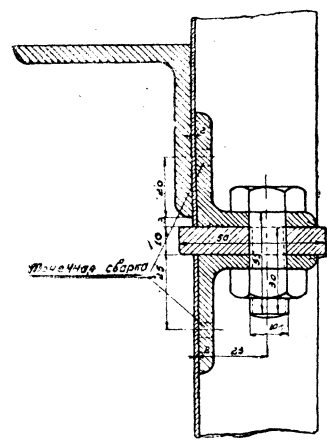
Тэта. Для возможности вывинчивания колпачков втулок связей оба проходящие в этом месте угольники, правый и левый, прикреплены к стенке болтами, а не приварены, как остальные, и в случае надобности могут быть сняты. Верхняя часть правой стороны передней стенки также прикреплена к угольникам болтами и тоже может быть снята. Дверь с левой стороны позволяет, при съемке обоих угольников и правой верхней части передней стенки, получить свободный доступ к связям Тэта.

На паровозах ФД второго заказа части задней стенки будки сделаны из одного листа с боковыми стенками, причем угловой переход осуществлен радиусом в 50 мм; благодаря такой конструкции отпадает необходимость сварки этих углов.

Сзади, в месте соединения будки с находящейся на тендере контр-будкой устроена разборная рамка из угольников  $75 \times 75 \times 8$  мм. К этой рамке с одной стороны прикреплены входные двери, а с другой — брезент между паровозом и тендером.



Фиг. 496. Крепление будки на топке.



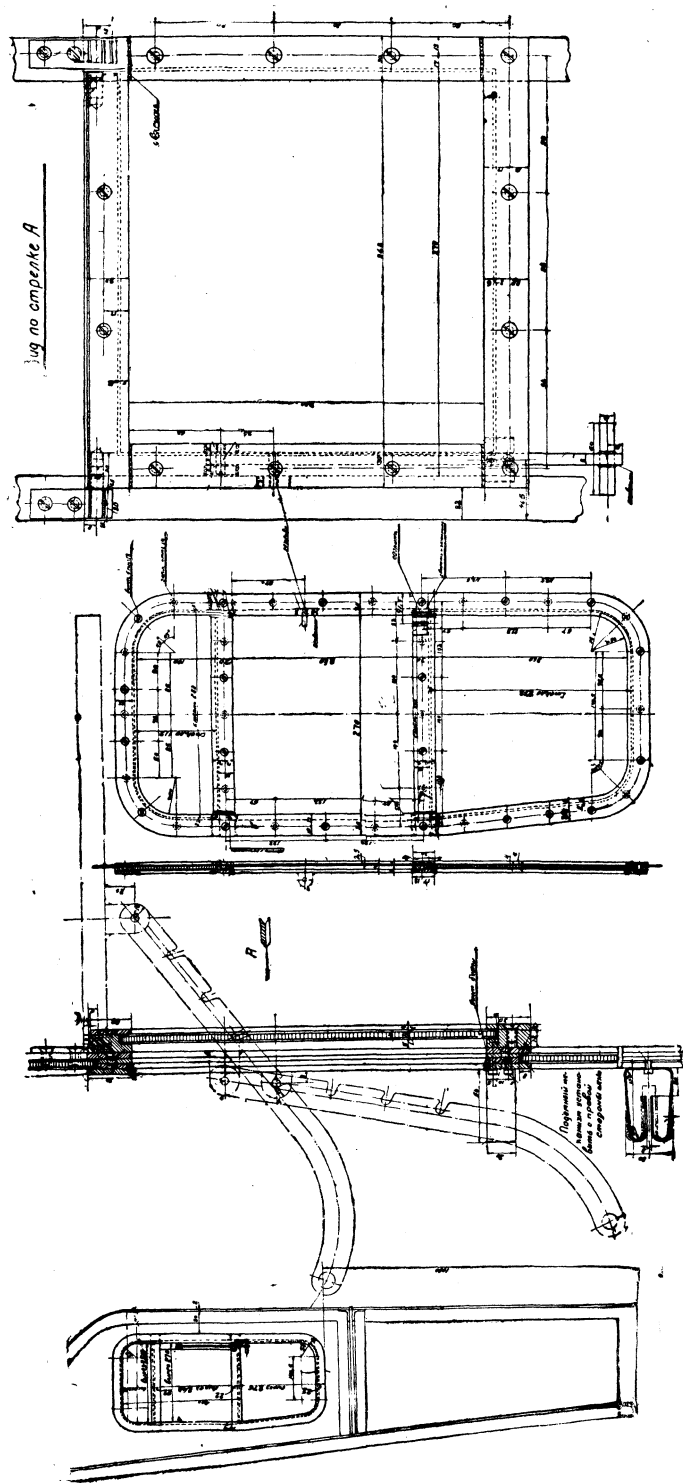
Фиг. 497. Сечение по среднему поясу будки.

На паровозах ФД второго заказа боковые окна будки (два с каждой стороны) выполнены размером  $500 \times 700$  мм. По ширине они больше, чем на других паровозах. Заднее боковое окно открывается; конструкция его рамы сходна с принятой на паровозах серии Э: рама подвешена на роликах и может двигаться по планке, укрепленной вдоль боковой стенки над окнами. Открытие окна производится сдвигом рамы вперед, при чем рама со стеклом становится против стекла переднего неоткрывающегося окна. На первом паровозе ФД сделано по три окна с каждой стороны; заднее открывается, передние же два — глухие. Размеры задних двух окон  $500 \times 500$  мм, передних —  $500 \times 300$  мм.

При двух больших окнах создается больше удобств для машиниста, и конструкция окон при этом несколько упрощается. Для защиты глаз машиниста и его помощника от летящих из трубы сажи и мелких частиц угля между окнами, впереди открывающегося окна, установлен щиток. Он представляет собой узкое стекло  $590 \times 75 \times 10$  мм, вращающееся на укрепленных сверху и снизу осях, могущее быть установленным в четырех положениях под различными углами к стенке будки. Снаружи у открывающегося окна находится обычный подлокотник, сделанный из деревянного бруса.

Окно имеется также и с правой стороны в передней стенке будки против сидения машиниста. На первом паровозе оно сделано с литой чугунной





Фиг. 498. Переднее окно будки.

рамой, поворачивающейся вокруг вертикальной оси, по типу окон на паровозах серий Э и С<sup>у</sup>. На паровозах второго заказа окно изменено по типу американского так называемого „окна ясного поля зрения“. Это окно целиком не открывается; в средней части его имеется вырез, закрывающийся особой рамкой со стеклом; рамка эта, укрепленная снаружи на шарнирах, при помощи рычажка с вырезами может быть поднята и установлена перпендикулярно к окну, при чем открывается площадь размером  $240 \times 270$  мм. Американцы называют это окно также „окном бури“ (storm window), указывая этим, что открывать его приходится во время метели, когда стекло забивается снегом. Для большей легкости и простоты рамка этого окна сварная, из полосового железа толщиной в 4 мм (фиг. 498).

Сверху над будкой устроен довольно просторный фонарь, несколько компенсирующий небольшую высоту будки. На боковых стенках фонаря устроено по три окна. Два задних окна открываются, переднее окно — глухое.

Оконные рамки фонаря вращаются вокруг своей вертикальной оси (фиг. 499). Такая конструкция представляет извест-

ные преимущества. Вентилирующее действие окон, поворачивающихся вокруг горизонтальной оси, незначительно, так как они почти не захватывают воздуха, текущего вдоль боковых стенок фонаря; при повороте же окон вокруг вертикальной оси они могут быть поставлены в такое положение, что воздух, текущий вдоль боковых стенок, будет захвачен стоящей под углом рамкой и направлен в будку. Рамка может быть поставлена и под углом по току воздуха, и в этом случае создающиеся вихревые движения будут улучшать вентиляцию, не создавая задувания в будку. Окна, как видно из чертежа, могут быть установлены в четырех различных положениях, давая различные открытия, при чем правая и левая стороны ничем не связаны друг с другом и снабжены самостоятельными механизмами.

В будке три двери: две боковых — для входа с земли — и одна, находящаяся в передней стенке с левой стороны, — для выхода на площадку, идущую вдоль котла.<sup>1</sup> Высота этой последней двери в средней ее части 1660 мм и ширина — 350 мм. Все двери снабжены рамками со стеклами и сделаны из листового железа толщиной в 2 мм; по краям и в середине они ужесточены рамкой из полосового железа  $40 \times 4$  мм, приваренной точечной сваркой. Двери видны на чертеже будки.

Замки у дверей на втором паровозе в отличие от ранее принятых конструкций сделаны по типу вагонных и могут запираться.

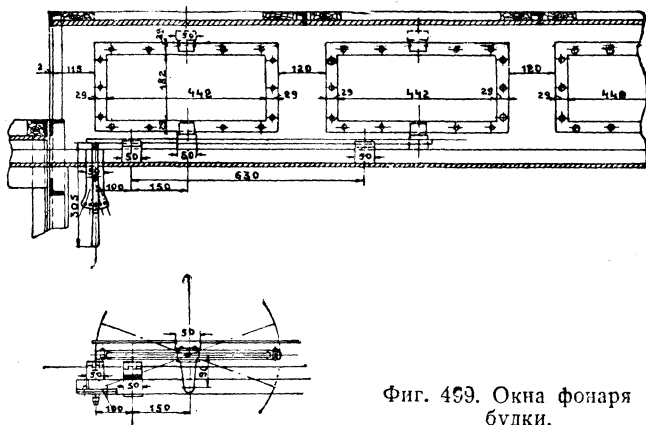
Дверь, ведущая из будки на площадку, обшита внутри деревом.

Железный настил под будку (фиг. 500) сделан из листового железа толщиной в 4 мм. Ширина настила — 3160 мм; длина в средней части — 1688 мм, а по бокам — 2020 мм. Боковые части охватывают топку с обеих сторон и имеют по 350 мм в ширину.

В средней части настила у лобового листа топки устроена дверка  $900 \times 725$  мм с вырезом для головки стокера.

Лист настила сварен из двух частей — передней и задней. По краям его снизу приварены угольники  $65 \times 65 \times 8$  мм, при чем задний угольник вырезан в середине на длине 690 мм, а в листе сделан вырез размером  $690 \times 120$  мм с целью избежать во время движения удара о настил проходящей здесь трубы стокера.

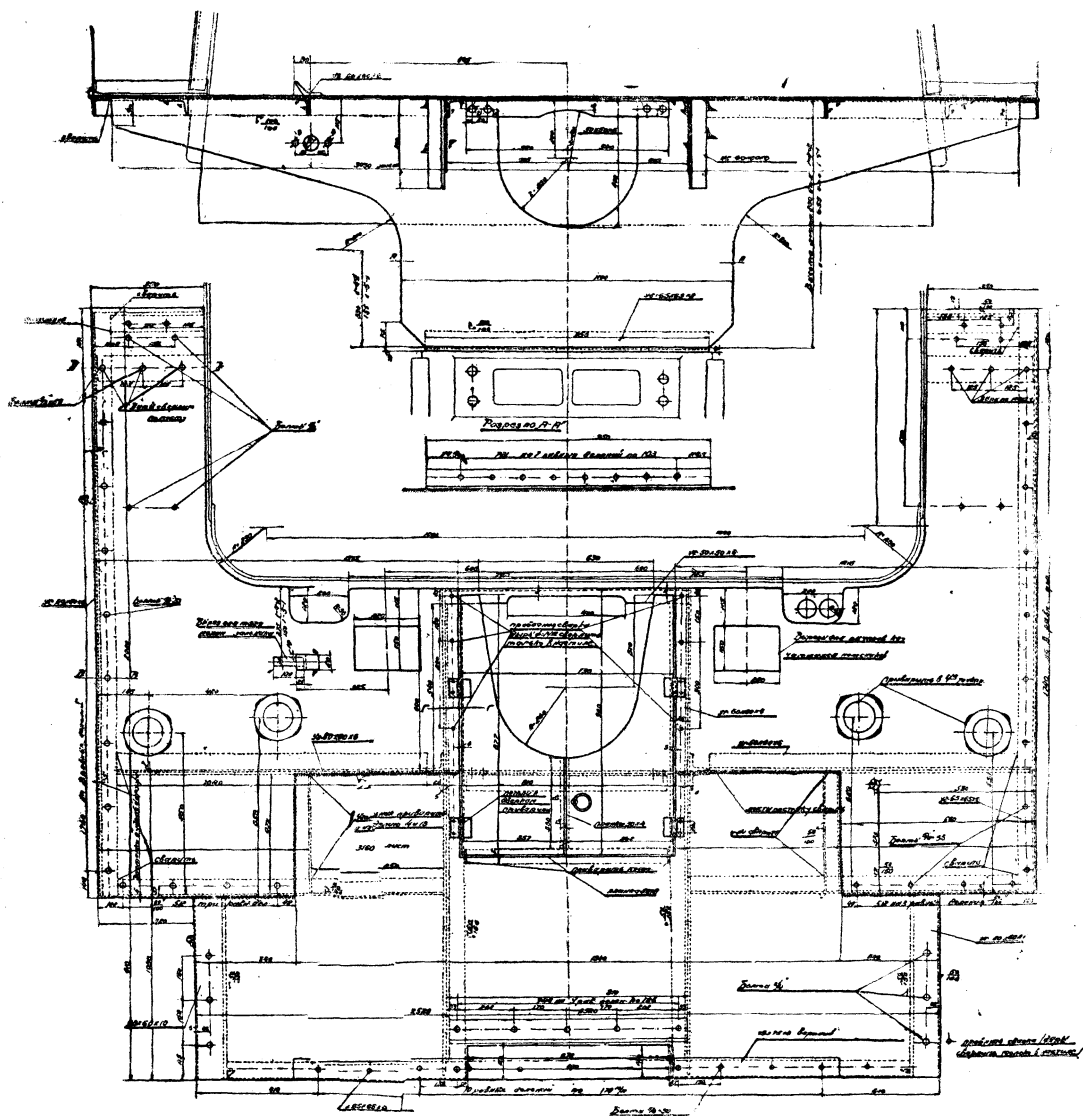
Кроме угольников по краям поставлены еще продольные и поперечные угольники  $60 \times 60 \times 6$  мм. Спереди настил лежит на двух кронштейнах из полосового железа  $90 \times 16$  мм, укрепленных шпильками на кожухе топки; кронштейны



Фиг. 459. Окна фонаря будки.

<sup>1</sup> На современных американских паровозах с большим диаметром котла топка настолько широка, что занимает почти весь габарит, вследствие чего сделать дверь из будки на площадку не представляется возможным.

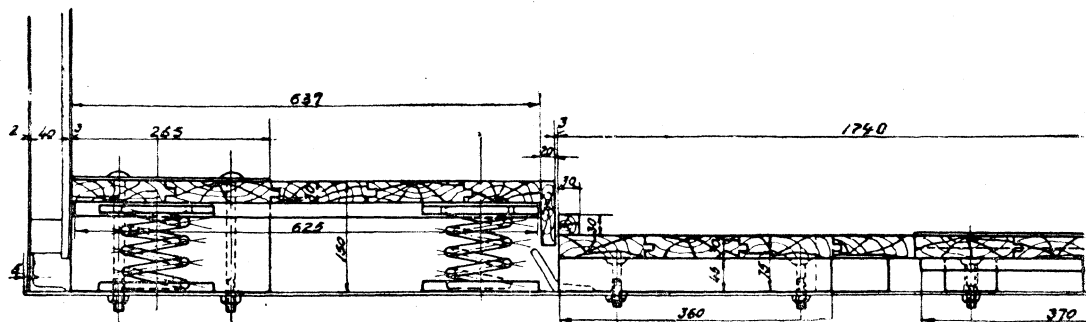
видны на чертеже будки. В средней части на расстоянии 1088 мм от заднего края настил лежит на упомянутом гибком листе. Для придания ему прочности в продольном направлении сделаны четыре консоли из листового железа толщиной в 5 мм. Консоли упираются в гибкий лист, к которому они приварены. Вся конструкция — целиком сварная.



Фиг. 500. Железный настил под будку.

На железном настиле лежит деревянный настил из сосновых досок толщиной в 30 мм. Вид сзади на поперечный разрез настила показан на фиг. 501. В средней части и сзади у входных дверей деревянный настил, высотой в 75 мм, лежит на брусках сечением  $70 \times 45$  мм, прикрепленных к железному настилу болтами. По бокам настил приподнят на 150 мм, при чем каждая боковая часть спереди лежит на бруске, сзади же, на расстоянии 590 мм от заднего края настила — на двух спиральных пружинах.

Надо заметить, что такая конструкция принята только на русских паровозах и ни в Европе, ни в Америке не встречается. Она представляет несомненное преимущество, так как, смягчая тряску, способствует меньшей утомляемости бригады.

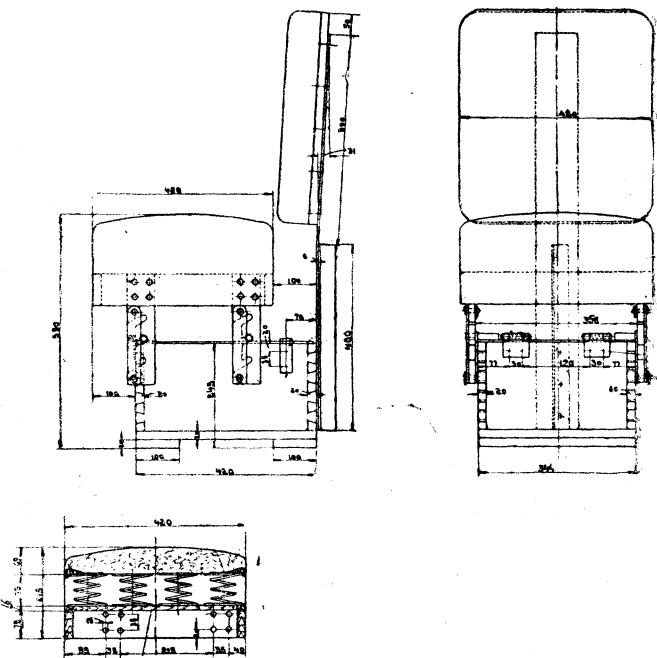


Фиг. 501. Деревянный настил будки.

В месте выхода головки стокера сделана дверка с соответствующим вырезом.

Стены и потолок будки обшиты деревом. В отличие от ранее принятых обшивок на паровозах ФД второго заказа кроме боковых и задних стенок будки обшиты также передняя стенка с правой стороны и дверь на площадку с левой стороны. Обшивка — обычного типа: к стенкам будки болтами прикреплены бруски поперечным сечением  $40 \times 45$  мм, образующие деревянные рамки; к рамкам прибиты узкие доски толщиной в 10 мм; между стенкой и обшивкой образуется воздушная прослойка в 40 мм. Задние и боковые стенки для большего утепления обшиты кроме того слоем войлока толщиной в 10 мм.

Сиденья машиниста и помощника (фиг. 502) в отличие от ранее принятых у нас и в Западной Европе сделаны по образцу американских. Сиденье представляет собой мягкую подушку на пружинах, укрепленную на деревянном ящике с железной крышкой. Сзади устроена спинка в виде набитой волосом подушки, укрепленной на пружинящей планке из полосовой стали. Размер сиденья —  $450 \times 420$  мм. При помощи несложного приспособления сиденье может быть установлено на различную высоту: 500, 550 и 600 мм от пола.

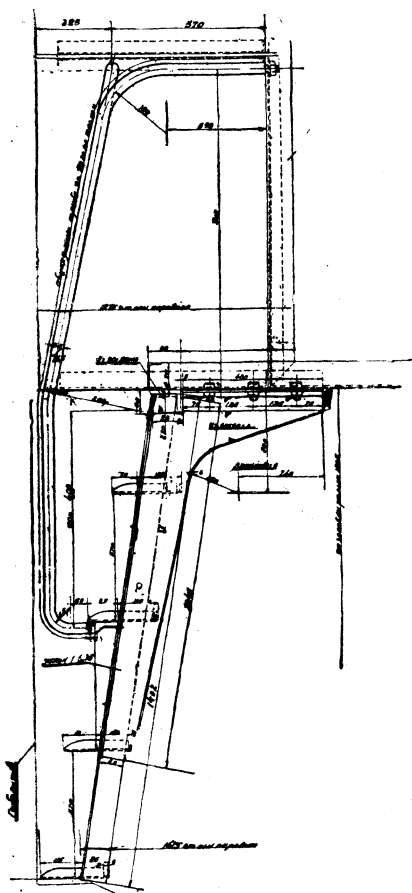


Фиг. 502. Сиденье для машиниста.

Ящик запирается на замок и может быть использован для хранения в нем вещей или продуктов. При открывании ящика верхняя крышка вместе с сиденьем откидывается вперед. Сиденье не привинчено к полу, и его можно переставлять.

Из прочих деталей будки нужно указать на столик с ящиком для бумаг машиниста, который установлен в переднем углу будки; размеры его —  $375 \times 388$  мм.

Для входа в будку по обеим сторонам находятся лестницы, поставленные несколько наклонно. Конструкция лестниц изображена на фиг. 503: к угольникам



Фиг. 503. Лестница будки.

$75 \times 50 \times 6$  мм приварены четыре ступеньки из рифленого железа толщиной в 5 мм; по краям и сзади ступеньки отогнуты вверх на 25 мм.

На первом паровозе были поставлены угольники  $60 \times 40 \times 6$  мм, но они оказались слабы; для создания жесткости лестницы имели подкосы из угольников также  $60 \times 40 \times 6$  мм, упиравшиеся в угольник под настилом будки. Так как эти подкосы мешали проходу под будкой соединительных труб и рукавов, то на следующих паровозах они были заменены листом жесткости толщиной в 6 мм, приваренным к угольникам лестницы. По наружной кромке листа приварена планка  $60 \times 6$  мм, создающая жесткость в боковом направлении. Сверху у листа приварены угольники; каждый из них крепится к железному настилу будки тремя болтами. Сверху лестницы приварена к угольникам скоба из полосового железа  $75 \times 10$  мм, которая тремя болтами крепится к краю настила, где стоит угольник  $90 \times 60 \times 10$  мм.

По бокам лестницы идут два поручня, сделанные из трубы диаметром в 26,5/33 мм. Снизу поручни крепятся к одной из ступенек; сверху же они укреплены на стенке будки. Ширина лестницы между угольниками — 384 мм, между поручнями — 540 мм.

Конструкция лестниц, несмотря на свою легкость и простоту, оказалась вполне прочной и жесткой; в то же время, за отсутствием раскосов под настилом, здесь образуется свободное пространство, которое может быть использовано для размещения некоторых приборов и механизмов и для прохода соединительных рукавов.

## ПЛОЩАДКИ

Боковая площадка (настилка) паровоза ФД по конструкции значительно отличается от площадок, принятых на наших паровозах прежних построек. Площадка расположена выше, чем у других паровозов, в связи с необходимостью прохода ее над тягой реверса, идущей от компенсаторного рычага к рычагу переводного вала; расстояние от площадки до оси котла (по вертикали) — 600 мм;

у топки она опускается на 370 мм (970 мм от оси котла). Это сделано для того, чтобы площадка проходила ниже промывательных пробок, находящихся здесь как с правой, так и левой стороны, а также для подхода к дверям будки с левой стороны и обхода переводного винта с правой. В местах перехода с верхнего уровня на нижний поставлены щитки из двухмиллиметрового железа.

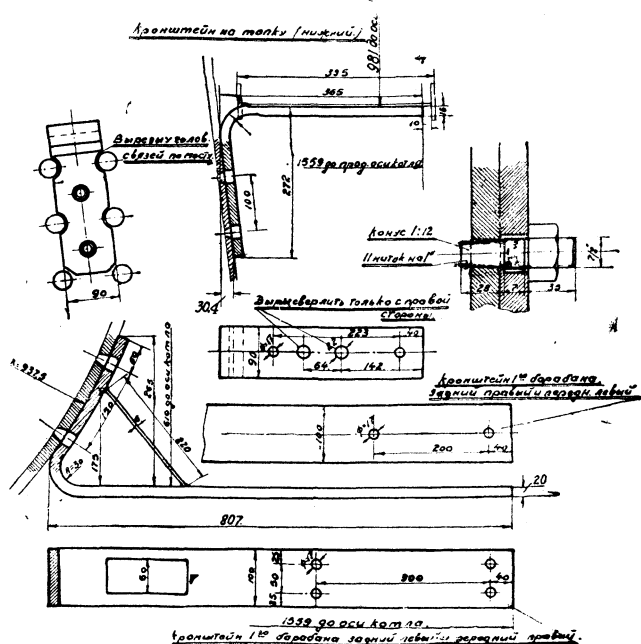
Ширина боковой площадки — 400 мм; сзади же у топки она сужена до 323 мм. Наружная кромка площадки параллельна оси котла, отстоя от нее на 1575 мм. Впереди с левой стороны, в виду необходимости обхода насоса водоподогревателя, площадка сужена до 200 мм на длине 1600 мм и выдвинута в этом месте на 25 мм наружу. Таким образом она отходит на 1600 мм от оси котла, подходя вплотную к линии габарита.

Боковых перил на площадке нет; вместо них сделаны поручни по котлу.

Площадка — из рифленого железа толщиной в 4 мм. На первом паровозе ФД для придания жесткости по краям были приварены угольники  $60 \times 60 \times 6$  мм снаружи и  $40 \times 40 \times 5$  мм с внутренней стороны. На паровозах второго заказа вместо угольников по краям листа приварены полосы  $60 \times 6$  мм, что значительно облегчило и упростило конструкцию.

В площадке сделано несколько вырезов. У топки по обеим сторонам образованы вырезы у приборов для продувки жаровых и дымогарных труб. С правой стороны сделан вырез у компенсаторного рычага, при чем угольник жесткости и заделка укреплены на болтах и шурупах и могут быть сняты, что дает возможность снять рычаг, не снимая площадки. Спереди над пресс-масленками сделаны вырезы  $500 \times 230$  мм, закрытые люками; эти вырезы предназначены для того, чтобы с площадки можно было повернуть рукоятку масленки. Люки вырезов открываются в разные стороны (с правой стороны — вперед, а с левой — назад), чтобы, доставая рукоятку правой рукой, не нужно было становиться на загрязненную нижнюю сторону люка.

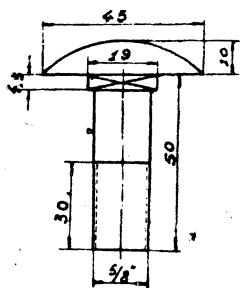
Крепится площадка на кронштейнах, прикрепленных на шпильках к котлу. Кронштейны сделаны из полосового железа  $100 \times 20$  мм, при чем для большей прочности и усиления места у сгибов к более длинным кронштейнам, стоящим на дымовой камере, на первом, втором и третьем барабанах котла приварены раскосные планки  $60 \times 6$  мм (фиг. 504). Кронштейны, стоящие на топке, выполнены из полосового железа  $90 \times 16$  мм.



Фиг. 504. Кронштейны бокового настила.

Вся конструкция рассчитана на нагрузку, равную 150 кг на погонный метр длины площадки.

Для удобства постановки и разборки площадка сделана из отдельных частей; в случае необходимости каждая часть может быть снята порознь.



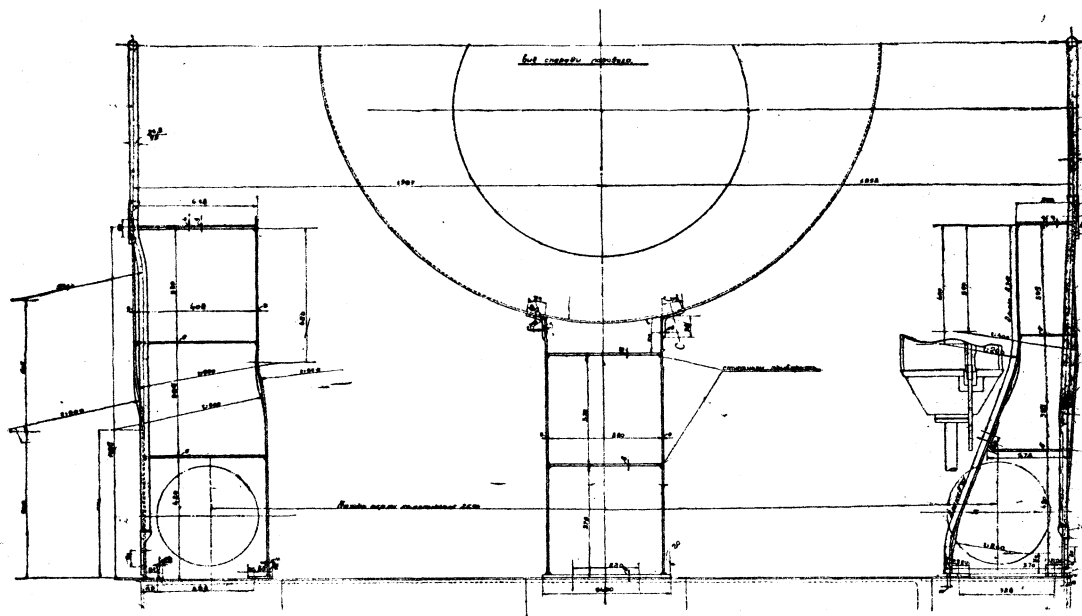
Фиг. 505. Болт для крепления площадки.

К кронштейнам площадка крепится специальными болтами (фиг. 505). Болты не прижимают листов площадки к кронштейнам; между головками болтов и листом остается зазор в 0,5 мм. В листах для создания возможности небольшого перемещения кронштейнов по отношению к площадке при температурных расширениях котла образованы прямоугольные вырезы соответствующих размеров.

Поручни по котлу сделаны из труб диаметром 26,5/33 мм. Укреплены поручни на стойках. Стойки состоят из двух частей: нижней, привариваемой к котлу, и верхней, имеющей шаровую головку с отверстием, через которое проходит поручень. Верхняя часть вставляется в нижнюю и в ней шплинтуется.

Трубы поручня используются с левой стороны для прохода привода сифона, а с правой — для провода электрического освещения.

Буферный брус покрыт листом рифленого железа толщиной в 4 мм, состоящим из трех частей. В листе сделаны вырезы: для выступов в буферном бруске,



Фиг. 506. Лестницы и поручни площадки впереди паровоза.

для прохода передних тяг котла и для мусороочистительной трубы из дымовой камеры. Лист крепится к буферному брусу и передней части рамы шурупами диаметром в 10 мм и длиной в 15 мм, с шестигранной головкой.

Нужно отметить, что площадка паровоза ФД по конструкции гораздо проще и имеет значительно меньший вес на погонный метр, чем площадки паровозов прежних типов.

Для спуска с боковой площадки на буферный брус имеются две лестницы (фиг. 506). Боковые части лестниц сделаны из листового железа шириной в 170 мм и толщиной в 5 мм; в них образованы продольные вырезы шириной в 60 мм. Ступеньки из пятимиллиметрового рифленого железа приварены к боковым частям. Левая лестница вверху сужена: ширина ее внизу — 400 мм, а сверху — всего 200 мм. Такая форма вызвана необходимостью обхода стоящего здесь насоса водоподогревателя.

При установке лестниц и выборе их размеров была учтена возможность выемки золотника сквозь лестницу без съема последней. Правая лестница, как видно из фиг. 506, не препятствует такой выемке, левая же своей внутренней боковой частью мешает выемке, и поэтому ее нижняя часть сделана отъемной.

Поручни у лестниц поставлены снаружи. На первом паровозе поручни спреди паровоза шли по внутренним сторонам лестниц и представляли собой продолжение поручней, идущих по котлу. На паровозах второго заказа проходу поручня с левой стороны мешал насос водоподогревателя, выдвинутый несколько вперед; с правой же стороны в виду постановки воздушного насоса на большую дверку дымовой камеры, сделанную открывающейся (на первом паровозе дверка не повертывалась на петлях, а снималась просто с болтов), поручень пришлось поставить с наружной стороны лестницы, так как иначе при открывании большой дверки воздушный насос упирался бы в поручень, проходящий с внутренней стороны лестницы.

Кроме двух боковых лестниц на буферном брус поставлена еще лестница, ведущая в дымовую камеру; по конструкции она сходна с боковыми; размеры ее видны на чертеже.

Для входа на буферный брус с земли как справа, так и слева устроены две подножки.

## ОБШИВКА КОТЛА

Обшивка котла служит не только для уменьшения отдачи тепла в окружающую среду, но и для придания всему котлу конструктивно-законченной и удобной формы.

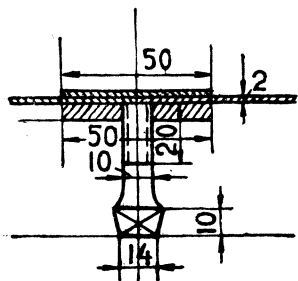
Конструктивное оформление обшивки должно быть выполнено так, чтобы листы ее легко снимались и стыки листов приходились против тех мест, которые требуют наиболее частого осмотра, например против швов на цилиндрической части котла, против фланцев арматуры и т. п. Кроме того, обшивка должна легко разбираться без отъема арматуры, разборки будки, настилки и прочих деталей, укрепляющихся на котле.

Листы обшивки устанавливаются на топке на специальных стойках, имеющих либо резьбу наверху, либо нарезные отверстия. Стойки ввертываются в кожух или в лобовой лист и сверху закрепляются: в первом случае — гайками, во втором — шурупами.

При определении числа листов и разъемов следует учитывать однако не только требования удобства разборки и учета всех находящихся на котле деталей, но и необходимость применения листов стандартных размеров в таком сочетании, чтобы можно было обойтись минимальным количеством заказного, т. е. листового, материала, используя получающиеся отходы на заделки, воронки и прочие мелкие детали обшивки.



В нашем паровозостроении котел обмазывается смесью инфузорной земли с асбестом. Толщина слоя обмазки берется обычно от 15 до 40 мм. На цилиндрической части котла ставятся обручи, в которые ввернуты стойки-распорки; подвертывая их, можно получить необходимые зазоры между цилиндрической частью котла и обшивкой (фиг. 507).



В Америке для обмуровки котла применяют плиты из магнезии. Удельный вес таких плит, поставляемых фирмой John Manvilla,  $\gamma = 0,27 \text{ кг/дм}^3$ .

Удельный вес обмуровки котла, применяемой заводом Балдвин,  $0,4 \text{ кг/дм}^3$ .

Для магнезиальных плит цилиндрической части котла выработаны нормы, приведенные в таблице 146.

ТАБЛИЦА 146

Американские нормы на изоляционные магнезиальные плиты

Диаметр барабана котла мм	Размер плит мм			Примечания
	толщина	ширина	длина	
до 1220	32	152	1070	1) При проектировании оставить вырезы для колпаков и песочницы. 2) Для конического барабана принимать средний диаметр барабана. 3) Для котла в будке толщина 45 мм, с оставлением зазора между изоляцией и листами обшивки.
1270—1475	35	152	1070	
1525—1730	38	152	1070	
1780 и выше	45	152	1070	

Для сухопарника число плит определяется по формуле:

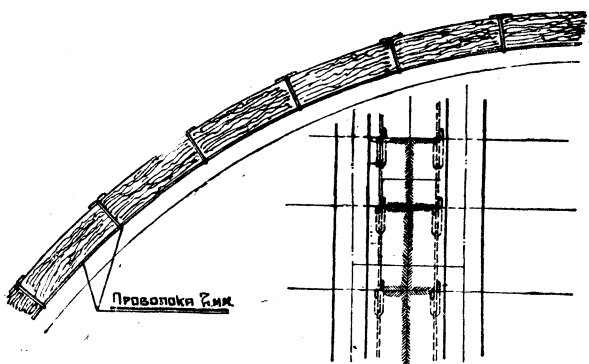
$$n = D'' + 1,$$

где

$D''$  = диаметр сухопарника в дюймах.

Толщина плит принимается равной 22 мм, ширина — 76 мм, а длина — от 305 до 915 мм. Плиты для топки без связей Тэта берутся толщиной в 32 мм, шириной в 152 мм и длиной не более 915 мм; при связях Тэта толщина плит принимается равной высоте втулок с крышками, а прочие размеры — такими же, что и выше.

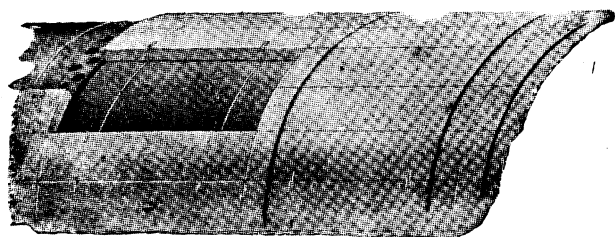
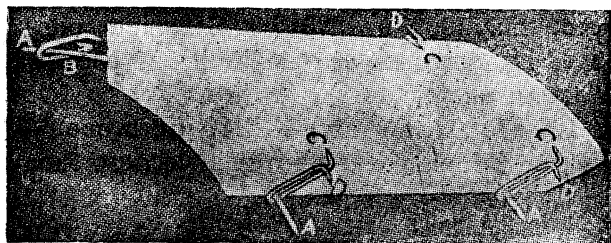
Изоляция из магнезиальных плит крепится на котле следующим образом: на цилиндрическую часть надеваются проволоочные кольца (фиг. 508 и 509), при чем по длине образующей котла располагаются 2 кольца (при длине плит меньше 760 мм) или 3 кольца (при большей длине); плиты накладываются по



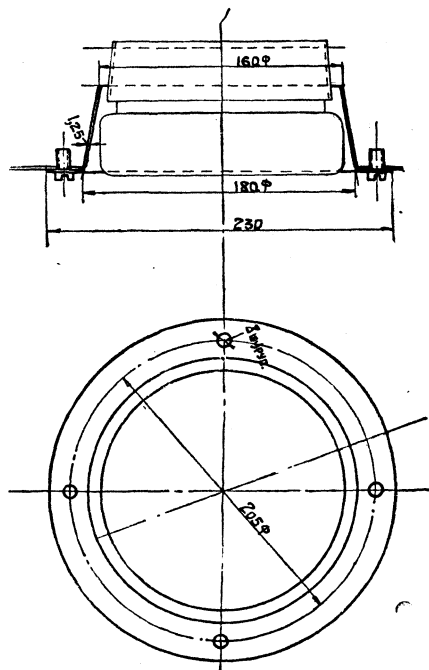
Фиг. 508. Соединение плит изоляции на котле (разрез).

образующим котла; между плитами вставляются укрепляющие крючки, и, кроме того, вся изоляция стягивается сверху ободом из легкого полосового железа сечением около  $30 \times 1$  мм.

Внизу эти полосы приклепываются к угольнику, идущему горизонтально, полкой наружу, привернутому к листу котла на шпильках.

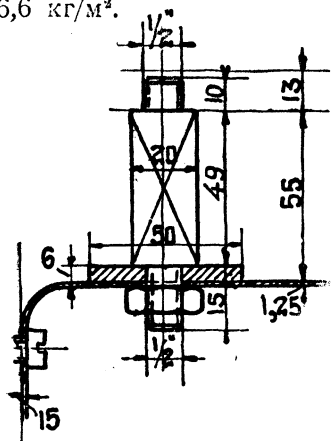


Фиг. 509. Соединение плит изоляции на котле.

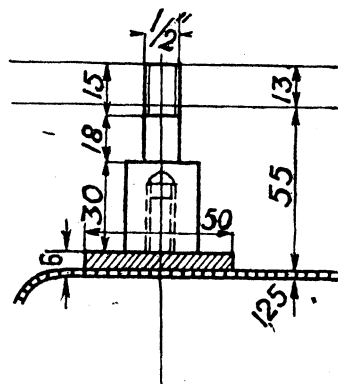


Фиг. 510. Обшивочная воронка.

В США листы обшивки применяются толщиной до 3 мм. Американской практикой установлено, что примерный вес обшивки с изоляцией составляет около  $66,6 \text{ кг/м}^2$ .



Фиг. 511. Стойка обшивки на топке первого паровоза.



Фиг. 512. Стойка обшивки на топке паровозов ФД 2-го заказа.

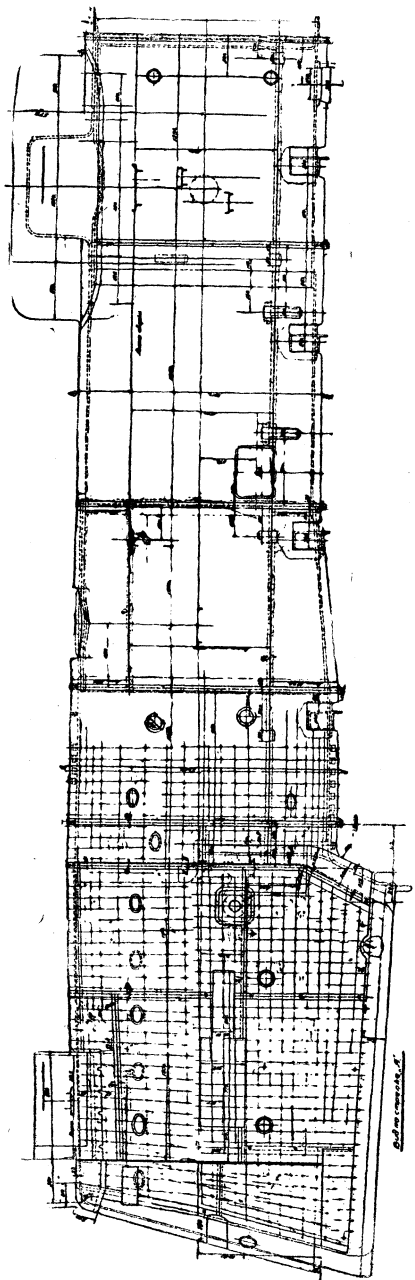
Несмотря на крайнюю желательность по весовым соображениям постановки на котле паровоза ФД изоляции из магнезиальных плит, с малым удельным весом по сравнению с удельным весом обмазки из асбеста с инфузورной землей,<sup>1</sup> от этих плит пришлось отказаться, так как в СССР они не изгото-

<sup>1</sup> Для инфузурной земли с асбестом удельный вес может быть принят равным 1,3.

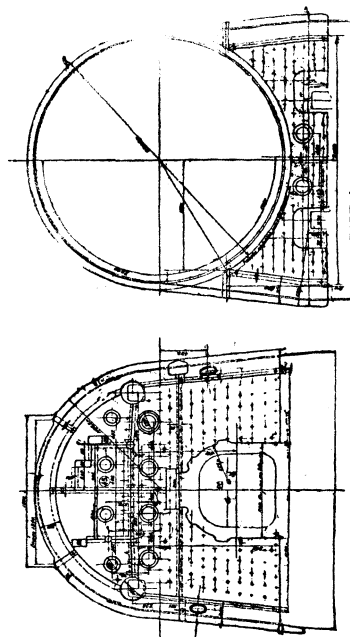
вляются. В силу этого пришлось изолировать котел обычной обмазкой, с толщиной слоя на топке в 15 мм, а на цилиндрической части — в 35 мм. Весовые соображения потребовали также снижения толщины листов обшивки с 2 мм (обычно принятая у нас толщина) до 1,25 мм.

В соответствии с барабанами котла обшивка цилиндрической части образована из четырех частей. Каждая часть состоит из пяти листов шириной в 1520 мм. Нижние листы разрезаны посплам для образования разъема по линии площадки.

Длина первой части — 2100 мм, второй — 2000 мм. Обшивка третьего конического бара-



Фиг. 513. Обшивка котла паровозов ФД 2-го заказа.



Фиг. 514. Обшивка лобового и ухлятного листов паровозов ФД 2-го заказа.

бана выполнена с плавным переходом к обшивке над кожухом.

Части обшивки, соответствующие барабанам котла, накладываются на описанные обвязочные кольца, стоящие на распорках на швах котла, и сверху стягиваются обручами из полос  $50 \times 2$  мм.

Листы обшивки соединяются между собой (по образующим) планками, одна сторона

которых приваривается к листу, а другая привертывается к соседнему листу шурупами.

Обшивка колпака сваривается из отдельных частей.

Все выступающие части — кронштейны, стойки, пробки, лазы — обшиваются воронками (фиг. 510).

На первом паровозе ФД обшивка над топкой крепилась на стойке

с выступающей резьбовой частью, на которую навертывалась гайка (фиг. 511).

На паровозе ФД второго заказа стойки, по предложению мастера Луганского завода т. Лочь, переделаны так, как это изображено на фиг. 512.

Расстояние между стойками (шаг стоек) принималось в 125—150 мм. Общий вес обшивки получился равным 1020 кг. Вес обшивки с изоляцией — 3270 кг. В отличие от первых двух паровозов на паровозах ФД второго заказа песочница обшита заодно с колпаком, как это видно на фиг. 513.

## ТОРМОЗ

Расчет и проектирование тормоза сводятся к определению: 1) общей силы нажатия тормозных колодок; 2) передаточного числа рычажной передачи от тормозных цилиндров к тормозным колодкам с одновременным выявлением размеров самих цилиндров; 3) основных размеров передачи (распределение найденного передаточного числа между отдельными звеньями рычажной передачи — рычагами, балансирами, подвесками); 4) сил в отдельных элементах передачи с крепостным расчетом их на эти силы, и 5) конструктивных форм передач.

Тормозные передачи можно подразделить на два типа. Передача первого типа распределяет силу, созданную в тормозном цилиндре для всех тормозных колодок, между отдельными их парами. Передача второго типа передает силу тормозного цилиндра, созданную по величине для одной пары, отдельным парам колодок.

В первом случае мы имеем как бы параллельное действие рычажной передачи относительно колодок, и таким образом сила тормозного цилиндра пропорциональна сумме всех сил нажатия отдельных тормозных колодок. Во втором случае происходит последовательное действие рычажной передачи. Сила, созданная цилиндром для передачи одной только паре колодок, передается как реакция точки опоры следующей второй паре колодок, от второй — третьей и т. д.

Следовательно, в первом типе тормозные цилиндры должны быть сравнительно большого диаметра с относительно малым ходом поршня. Во втором типе необходим, наоборот, малый диаметр цилиндров с большим ходом поршня (фиг. 515).

Преимуществами второго типа по сравнению с первым являются уменьшение веса передачи и меньшее различие в деталях, но в некоторых случаях, при габаритных ограничениях, второй тип неприменим.

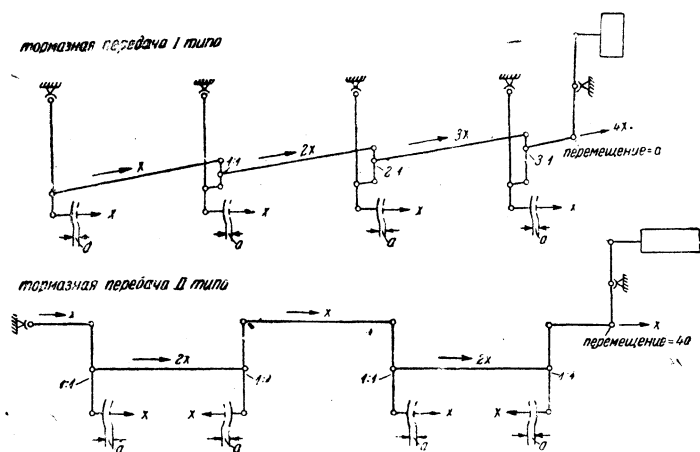
Тормозные передачи паровозов (М, Э<sup>у</sup>, С<sup>у</sup>, ФД, ИС и др.) принадлежат к первому типу.

Тормозные передачи тендеров (тендеры Э<sup>у</sup>, С<sup>у</sup>, объединенный четырехосный тендер паровозов ИС и ФД) принадлежат ко второму типу.

Общая сила нажатия тормозных колодок определяется коэффициентом торможения —  $\vartheta$ , представляющим отношение этой силы к весу экипажа, приходящемуся на тормозные оси.

Коэффициент торможения должен отвечать наиболее полному использованию сцепного веса при торможении, но в то же время при его выборе нужно учитывать опасность заклинивания колес.

Для сбережения паровозных бандажей от быстрого износа коэффициент торможения  $\theta$  не должен превосходить 0,4. Для тендеров сила нажатия колодок допускается до 0,9 от тары тендера, так как тендер в работе бывает всегда груженым. Для вагонов сила нажатия колодок принимается от 0,7 до 0,8 от веса тары.



Фиг. 515. Тормозная передача I и II типа.  $x$  — сила нажатия колодки;  
 $a$  — зазор между колодкой и бандажем.

Передаточным числом всей тормозной передачи называют отношение суммы сил нажатия всех тормозных колодок к силе, передающейся от тормозных цилиндров. Передаточное число выбирается в пределах от 4 до 9. Большее передаточное число нежелательно во избежание частого регулирования тормоза.

## ТОРМОЗ ПАРОВОЗА

Тормоз паровоза ФД оборудован двумя тормозными цилиндрами диаметром в 330 мм (13") с ходом поршня в 100 мм (4"). Цилиндры расположены вертикально между рамами паровоза на специальном междурамном креплении (фиг. 517).

Штоки этих цилиндров действуют на горизонтальные плечи коленчатых рычагов. Размеры горизонтальных плеч — 875 мм, вертикальных — 175 мм. Следовательно, передаточное число этих рычагов:

$$n = \frac{875}{175} = 5.$$

Увеличенная таким образом в пять раз сила тормозных цилиндров снимается горизонтальными тягами, посредством регуляторов тормоза, с вертикальных плеч коленчатых рычагов (фиг. 518) для распределения между колодками.

На первую поперечину, посредством балансиров с плечами 90 мм и 321 мм, снимается:

$$\frac{90}{321 + 90} = 0,22$$

от силы вертикальных плеч рычагов.

На вторую поперечину посредством балансиров с плечами 80 мм и 235 мм снимается:

$$(1-0,22) \frac{80}{235+80} = 0,2$$

от той же силы.

На третью поперечину посредством балансиров с плечами 90 мм и 175 мм снимается часть:

$$(1-0,22-0,2) \frac{90}{175+90} = 0,2.$$

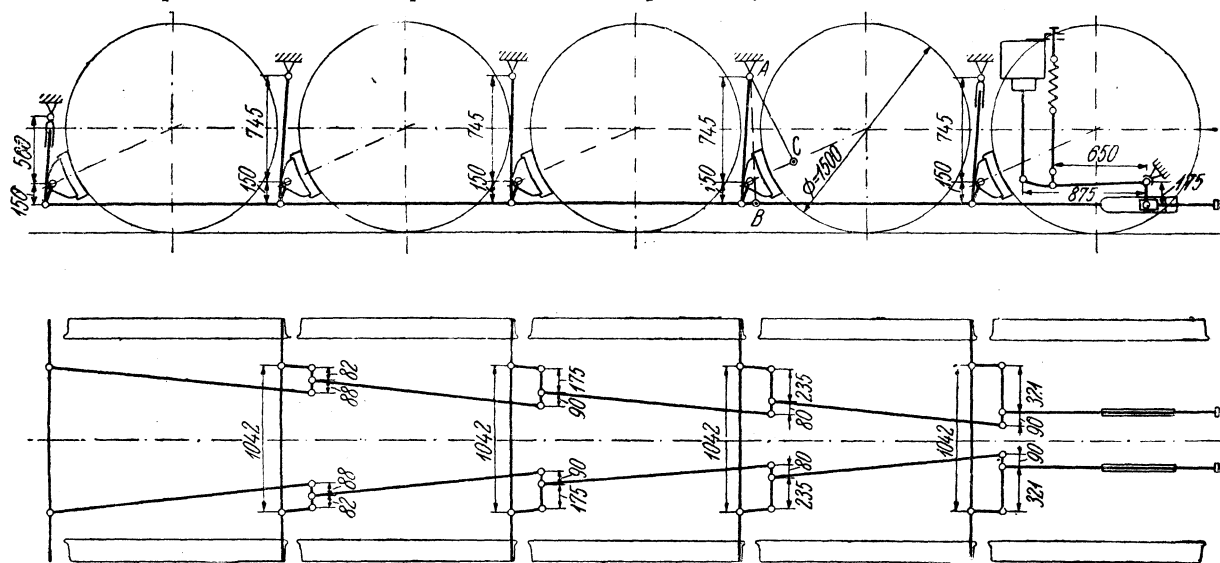
На четвертую — балансирами с плечами 88 мм и 82 мм снимается:

$$(1-0,22-0,2-0,2) \frac{88}{82+88} = 0,2$$

и на пятую:

$$1-0,22-0,2-0,2-0,2 = 0,18.$$

Передаточным числом каждой подвески тормозных колодок явится отношение расстояния *AB* к расстоянию *AC* (фиг. 516).



Фиг. 516. Схема рычажной передачи тормоза паровоза ФЛ

Соответственно этому получаем передаточные числа подвесок

первой, второй и четвертой осей  $\frac{895}{667} = 1,34,$

третьей оси  $\frac{895}{680} = 1,31,$

и пятой оси  $\frac{710}{507} = 1,40.$

Таким образом передаточные числа подвесок с балансирами:

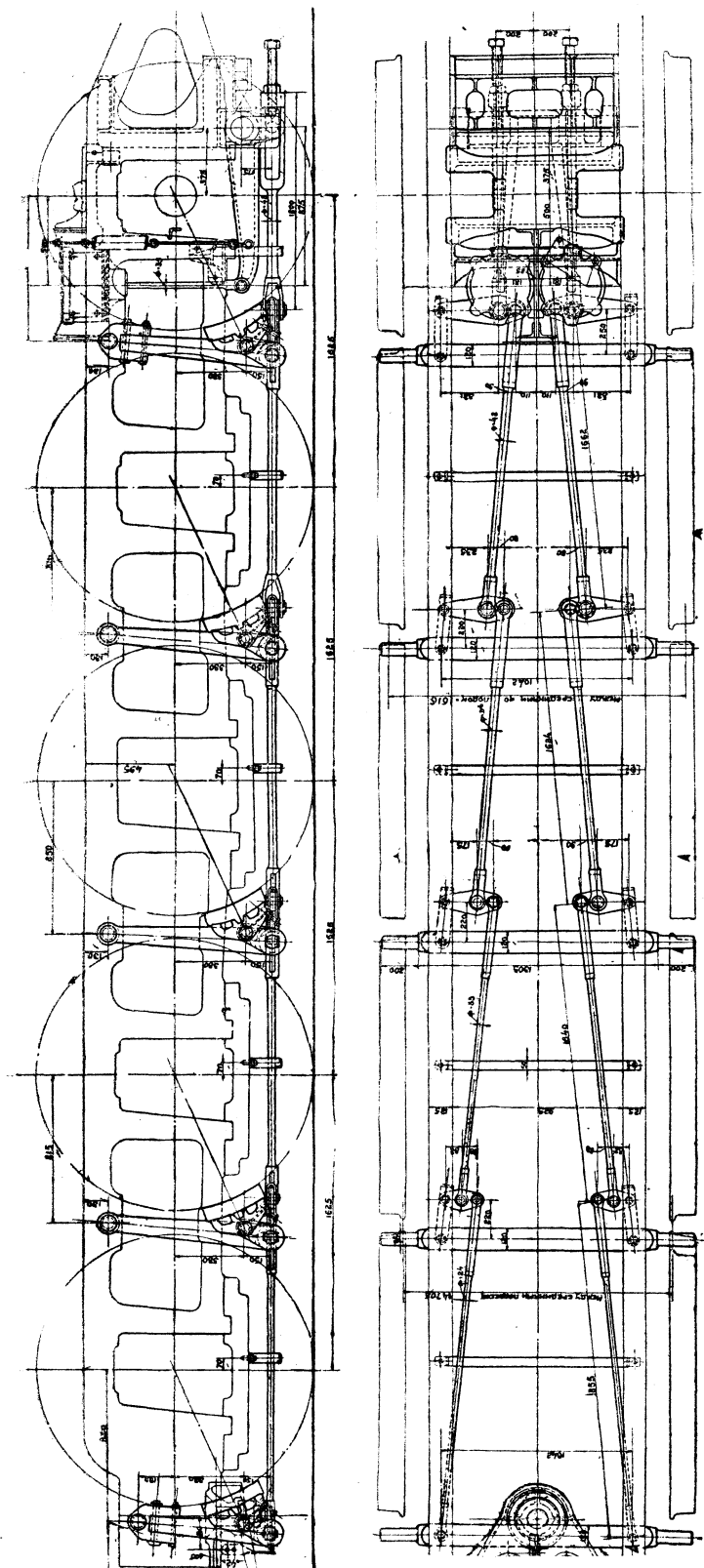
для первой оси  $0,22 \cdot 1,34 = 0,295,$

„ второй „  $0,72 \cdot 1,34 = 0,268,$

„ третьей „  $0,20 \cdot 1,31 = 0,262,$

„ четвертой „  $0,20 \cdot 1,34 = 0,268,$

„ пятой „  $0,18 \cdot 1,40 = 0,252.$



Фиг. 517. Конструктивная схема рычажной передачи тормоза паровоза.

Общее передаточное число, включая и коленчатые рычаги, будет:

$$5(0,295 + 0,268 + 0,262 + 0,268 + 0,252) = 6,73.$$

При давлении в тормозных цилиндрах в 3,5 ат (тормоз Казанцева) и коэффициенте полезного действия рычажной передачи в 0,9 общая сила нажатия всех колодок:

$$0,9 \cdot 3,5 \cdot 2 \frac{\pi \cdot 33^2}{4} \cdot 6,73 = 36\,300 \text{ кг},$$

а коэффициент торможения  $\vartheta$  при давлении на пять сцепных осей по 20 т:

$$\vartheta = \frac{36\,300}{5 \cdot 20\,000} = 0,363.$$

Общее расположение тормоза на паровозе ФД находится в тесной связи с особенностями развески паровоза этого типа.

При большой, т. е. тяжелой, топке и невозможности передвинуть котел вперед (за ограничением приближения его к колесам пятой сцепной оси) центр тяжести надрессорного строения приходится перемещать вперед, перенося туда возможно больше различных вспомогательных деталей (воздушные резервуары, тормозные цилиндры, насосы, водоподогреватель и др.).

Принципиальные схемы тормозных передач

Регулировка тормоза осуществляется в одном месте при помощи двух болтов, одного для правой и другого для левой сторон паровоза, установленных в головке главной тяги.

Как уже отмечалось выше, вертикальные плечи главных тормозных рычагов, выполненные в виде вилок, имеют внутри на валиках по камню. Камни эти могут перемещаться в прорезах хомутов, которыми оканчиваются главные тяги, до упора в регулирующие болты. Ввертывая болты в хомуты, мы уменьшаем холостой ход камня в прорезе хомута, а следовательно и холостой ход поршня тормозного цилиндра.

Все тормозные тяги выполнены без соединительных гаек и контр-гаек к ним, и регулировка, осуществляясь только в двух точках — около вертикальных плеч коленчатых рычагов тормозных цилиндров, — не требует постановки паровоза на канаву.

Эта чрезвычайно простая конструкция обеспечивает быстроту и удобство обслуживания, надежность в работе и дешевизну изготовления.

При определении основных размеров поперечных балок и их балансиров нужно руководствоваться следующими соображениями.

Расстояния между валиками на поперечинах должны быть как можно большими — насколько позволяет приближение головок тяг к подвескам тормозных колодок. Этим уменьшаются изгибающие моменты в поперечинах, а следовательно уменьшается и вес их, который вообще занимает большую долю в общем весе тормоза.

Фиг. 519. Конструкция балансира первой сцепной оси.

Для предупреждения перемещения балансиров при работе в поперечном направлении относительно паровоза все тяги, связывающие балансиры одной стороны, должны быть параллельны между собой, что вызывает их характерное расходящееся направление (если смотреть на них в направлении от тормозных цилиндров к последней поперечине).

Минимальное расстояние между валиками балансиров с достаточной точностью определяется как половина разности расстояний между валиками поперечины и вертикальными плечами коленчатых рычагов, деленная на число тормозных осей. Это хорошо видно из схемы (фиг. 516).

Для нашего случая расстояние между валиками поперечин 1042 мм, расстояние между вертикальными плечами коленчатых рычагов или, что то же, между регуляторами 400 мм, а минимальное расстояние между валиками балансиров

$$\frac{1042 - 400}{2 \cdot 5} \approx 64 \text{ мм.}$$

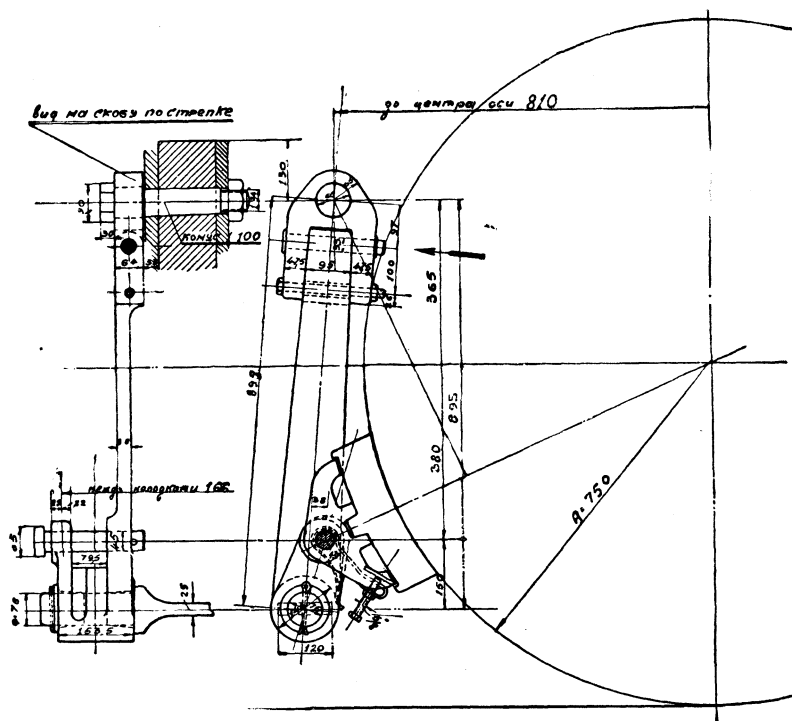
Однако расстояния между валиками балансиров выполнены несколько большими (80 и 90 мм), так как расчетный размер оказывается недостаточным для



размещения головок тяг, и конструкция балансиров первой и второй осей принимает вследствие этого форму, показанную на фиг. 519.

Балансиры эти в месте захвата их тягами имеют в средних точках утолщение, подрезанное со стороны короткого плеча балансира. Проушины тяг, схватывающих балансир в средней и крайних точках, располагаются в разных плоскостях, и поэтому удастся приблизиться к расчетному минимальному расстоянию, при перекрытии проушинами средних тяг проушины тяг, прикрепляемых к меньшим плечам балансиров.

Тяги между балансирами и поперечинами выполнены из полосового железа, изогнутого в виде буквы „П“, что весьма просто и удобно в изготовлении.



Фиг. 520. Подвеска тормозной колодки первой сцепной оси.

Форма подвесок тормозных колодок (фиг. 520) определилась размещением подвески не между бандажами, а между колесами и рамой, что может быть осуществлено только при брусковой раме, когда расстояние между рамой и бандажем получается достаточным для помещения подвески.

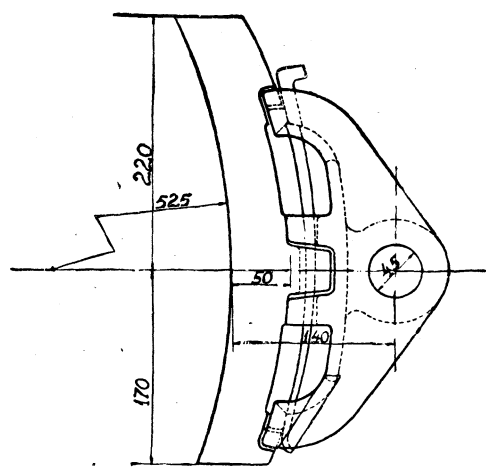
Подвески для осей с разбегом (первой и пятой) прикрепляются посредством хомутов, в которых они, качаясь в поперечном направлении к продольной оси паровоза, могут вместе с колодками отклоняться при перемещении осей. Валик, соединяющий колодку с подвеской, имеет как в колодке, так и в подвеске по два места соприкосновения, что обеспечивает достаточно жесткое их соединение для предупреждения часто наблюдаемого на наших старых паровозах выворачивания колодки и сползания ее с бандажа.

При проектировании тормоза, с подвесками тормозных колодок между

рамой и бандажем, должно быть обращено внимание на возможность разборки подвески на горячем паровозе. При подъеме паровоза это не представляет никаких затруднений. При относительно длинных цапфах поперечин и малых расстояниях между подвеской и бандажами колес нужно либо еще больше удлинять цапфы поперечин внутрь от подвески и устанавливать здесь холостые хомуты, чтобы, сняв хомут и вдвинув поперечину в одну подвеску, можно было снять другую поперечину, либо, если позволяют диаметры колес, снимать поперечины вместе с подвесками, как это сделано на паровозе ФД. Для этого необходимо предварительно снять тормозные колодки и, вынув пальцы, на которых подвешены подвески, опустить подвески вместе с поперечиной на рельсы. Затем, максимально приблизив нижние головки подвесок к ребрам бандажей одного из полускатов, вращать подвески около нижних головок так, чтобы верхние головки, описывая дуги, прошли между рамой и бандажами около букс другого соседнего полуската. Далее подвески вместе с поперечиной нужно двигать

под паровозом горизонтально, чтобы верхняя головка какой-нибудь подвески вышла наружу между колесами, при чем нижняя головка другой подвески также должна выйти наружу из-под колес. После этого можно снимать подвески с поперечины.

Принятая у нас тормозная колодка, напоминающая по форме американскую, значительно уступает последней по своим качествам. Как известно, подъемка паровоза происходит главным образом для обточки бандажей вследствие образования проката, глубина которого допускается не более 4—5 мм. Прокат этот занимает примерно в середине бандажа полосу около  $\frac{1}{3}$  всей его ширины. Принцип работы



Фиг. 521. Тормозная колодка.

американской колодки заключается в более интенсивном срабатывании при торможении мест бандажа, не подверженных прокату, следствием чего является замедление роста или точнее глубины проката и следовательно увеличение пробега паровозов между обточками в два и более раза.

Осуществляется это путем заливки в колодку пластин из твердого металла, большая масса которых распределяется к краям колодки, т. е. к тем местам, которые будут при работе колодки находиться в соприкосновении с местами бандажа, не подверженными прокату. На продолжительность работы бандажа это несколько не влияет, так как бандаж при этом изнашивается как раз в тех местах, которые не подвергаются прокату и все равно снимаются при обточке. В самом ближайшем времени необходимо проделать большую работу над усовершенствованием в этом отношении и наших колодок.

## ТОРМОЗ ОБЪЕДИНЕННОГО ЧЕТЫРЕХОСНОГО ТЕНДЕРА ПАРОВОЗОВ ФД И ИС

Тормозная схема тендера принята второго типа (см. фиг. 515 и 522). Тормозная сила реализуется в двух 12-дюймовых (305 мм) цилиндрах, действующих

независимо друг от друга на оси каждой тележки. Торможение — двустороннее, что уменьшает износ колодок и обеспечивает более спокойную работу осей.

Отличительная особенность данного тормоза — размещение цилиндров непосредственно на тележках. Расположить их на раме тендера между тележками, как это делается обычно, не позволяют короткая база тендера и недостаточное поэтому междутележное пространство. К тому же необходимо учесть, что тормозная передача при таком размещении цилиндров работает совершенно спокойно, так как различные отклонения тележек во время хода ни в какой степени не влияют на нее, не давая перекосов и добавочных напряжений.

Воздушная магистраль связывается с тормозными цилиндрами помощью резиновых рукавов, одинаковых с применяемыми для связи главного воздухопровода между паровозом и тендером.

Тормоз рассчитывался на силу нажатия всех колодок:

$$\Sigma p = \vartheta P = 0,9 \cdot 34\,000 \approx 30\,000 \text{ кг},$$

где  $P$  — вес порожнего тендера.

При двух 12-дюймовых (305 мм) цилиндрах и давлении в них в 3,5 ат, дающих силу по штоку цилиндра

$$Q = \frac{\pi \cdot 30,5^3}{4} 3,5 = 2550 \text{ кг},$$

получаем передаточное число для одной пары колодок:

$$n = \frac{0,5 \Sigma p}{m \cdot 0,9 Q} = \frac{0,5 \cdot 30\,000}{4 \cdot 0,9 \cdot 2550} = 1,6,$$

где  $m$  — число пар колодок одной тележки и 0,9 — коэффициент полезного действия тормозной передачи от тормозных цилиндров до колодок.

Общее передаточное число для всей передачи одной тележки:

$$mn = 4 \cdot 1,6 = 6,4.$$

Таким образом, при максимальном ходе поршня тормозного цилиндра в 8" (200 мм) тормозная колодка может срабатываться до

$$\frac{200}{6,4} \approx 30 \text{ мм},$$

и при толщине колодок в 50 мм тормоз должен регулироваться не более одного раза до полного износа колодки.

Передаточное число 1,6 распределяется между отдельными звеньями передачи следующим образом.

Головка тормозного цилиндра действует на поперечный балансир, который распределяет силу тормозного цилиндра поровну между правыми и левыми колодками (см. фиг. 522). Балансир действует на рычаги, имеющие между валиками размеры в 305 мм и 145 мм. Концы этих рычагов посредством тяг крепятся к концевому междурамному креплению и являются опорными точками. Таким образом, передаточное число этих рычагов:

$$\frac{305 + 145}{145} = 3,1.$$

Средними валиками эти рычаги посредством нажимных серег действуют на верхние концы вертикальных балансиров, крайних по отношению к осям те-



Передаточное число для нажимных серег:

$$0,5 \cdot 3,1 = 1,55.$$

Для тяг, соединяющих верхние концы балансиров, и для регуляторов передаточное число будет таким же.

Передаточное число для тяг, соединяющих средние точки балансиров, определится, если предположить, что первая пара колодок пришла в соприкосновение с бандажем и вращение балансиров происходит около нижней точки.

В этом случае балансиры будут иметь передаточное число:

$$\frac{100 + 390}{390} = 1,25,$$

а тяги над осями:

$$0,5 \cdot 3,1 \cdot 1,25 = 1,94.$$

Передаточное число тяг, соединяющих нижние концы балансиров с поперечинами, будет:

$$0,5 \cdot 3,1 \cdot 0,257 = 0,4,$$

и наконец передаточное число каждой колодки:

$$0,5 \cdot 3,1 \cdot 0,257 \cdot 2 = 0,8.$$

Соответственно этому силы:

в нажимных серьгах, верхних тягах балансиров и в регуляторах:

$$Q \cdot 1,55 = 2550 \cdot 1,55 \approx 4000 \text{ кг};$$

в тягах, соединяющих средние точки балансиров:

$$Q \cdot 1,94 = 2550 \cdot 1,94 \approx 5000 \text{ кг};$$

в тягах к поперечинам:

$$Q \cdot 0,4 = 2550 \cdot 0,4 \approx 1000 \text{ кг};$$

на колодках:

$$Q \cdot 0,8 = 2550 \cdot 0,8 \approx 2000 \text{ кг}.$$

На эти силы собственно и рассчитывались элементы передачи: тяги — на растяжение, а рычаги, балансиры, поперечины и валики — на изгиб. Валики рассматривались как балки, нагруженные по концам и в середине равномерно распределенными нагрузками. При этом максимальный изгибающий момент в середине рабочей длины валика равняется:

$$M_{\text{макс}} = \frac{P}{2} \left( \frac{c_1}{4} + \frac{c_2}{2} \right) - \frac{P}{2} \cdot \frac{c_2}{4} = \frac{P}{2} \left( \frac{c_1}{4} + \frac{c_2}{2} - \frac{c_2}{4} \right) = \frac{P}{4 \cdot 2} (c_1 + c_2) = \frac{Pl}{8},$$

где:  $c_1$  — сумма толщин проушин головки тяги;

$c_2$  — толщина балансира или расстояние между проушинами тяги;

$l$  — рабочая длина валика;

$P$  — передаваемая сила.

Напряжение на растяжение и изгиб допускалось не более 900 кг/см<sup>2</sup>. Кроме того, проушины тяг проверялись по формуле Ляме:

$$k_{\text{макс}} = \frac{P(b^2 + a^2)}{2ac_1(b^2 - a^2)},$$

где:  $a$  — наружный радиус втулки под валик;  
 $b$  — наружный радиус очертания головки тяги.

Так как обычно  $b = 2a$ , то формула принимает следующий вид:

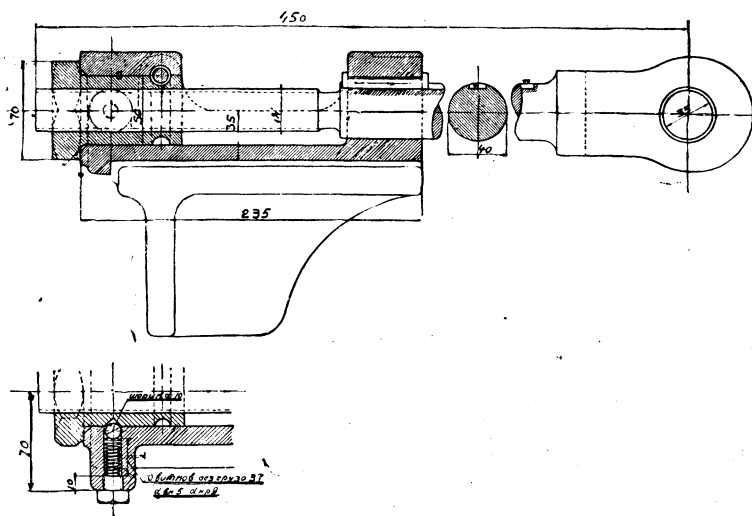
$$k_{\text{макс}} = \frac{5}{6} \cdot \frac{P}{ac_1} = \frac{5}{3} \cdot \frac{P}{dc_1},$$

где  $d$  — наружный диаметр втулки под валик.

Однако не одно только соображение прочности должно определять размеры элементов передачи. Объединение диаметров некоторых тяг и размеров головок имеет целью также и упростить и удешевить их изготовление.

Подвешивание и соединение тормозной системы (фиг. 522 и 486) таково:

1. Крайние балансиры подвешиваются к регуляторам (фиг. 523).



Фиг. 523. Регулятор тормозной рычажной передачи тендера.

2. Тяги, проходящие под опорами рамы тендера, поддерживаются каждая двумя роликами, кронштейны которых крепятся к средним междурамным креплениям тележек.

3. Крайний первый со стороны цилиндра балансир удерживается тягой, соединяющей средние точки его и соседнего с ним балансира; тяга эта одним концом опирается на ролик, который находится в концевом междурамном креплении.

4. Цилиндры крепятся на особых мостиках, перекинутых через ось от среднего крепления к крайнему.

5. Рычаги привода воздушного цилиндра и части связанных с ними упорных тяг, нажимных серег и балансиров головок штоков поддерживаются этими же мостиками.

Ручной тормоз действует только на одну переднюю тележку. Передача осуществляется посредством тормозного винта и тяги от винта к тормозному валу. Тормозной вал соединяется тягой с одним из плеч двуплечего рычага; другое плечо этого рычага соединяется с поперечным балансиром тормозного цилиндра при помощи тяги с прорезом и того же валика, на который действует шток цилиндра.

Рычаг подвешивается за нижнюю точку к верхнему листу рамы тендера так, что около этой точки он может отклоняться в любую сторону. Точка опоры рычага (средняя точка) подвижна и крепится к нижнему листу рамы посредством тяги. Такое соединение обеспечивает достаточно гибкую связь между тягами тормозной передачи, расположенной на самом тендере и его тележке.

Если радиус рукоятки тормозного винта  $r = 280$  мм и шаг винта  $h = 19$  мм, то передаточное число винта:

$$\frac{2\pi r}{h} = \frac{2\pi 280}{19} = 92,5.$$

Передаточное число тормозного вала равно 1, так как его рычаги равноплечие.

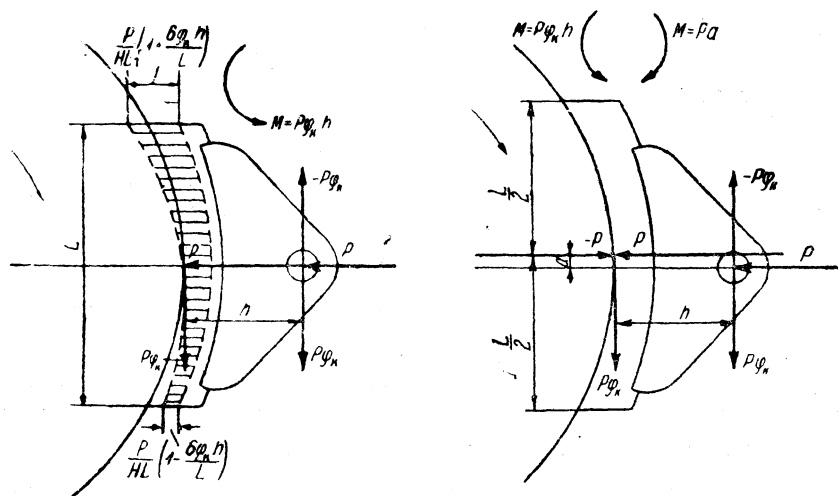
Передаточное число рычага:

$$\frac{222}{138} = 1,6.$$

Следовательно, передаточное число ручного привода:

$$92,5 \cdot 1,6 = 148.$$

Передаточное число рычажной передачи на тележках, как это было выяснено выше, равно 6,4.



Фиг. 524. Равновесие тормозной колодки.

При силе на рукоятку тормозного винта в 32 кг и при коэффициенте полезного действия ручного тормоза 0,5 сила нажатия колодок от ручного тормоза будет равняться:

$$0,5 \cdot 32 \cdot 148 \cdot 6,4 = 15\,000 \text{ кг},$$

что соответствует тормозной силе одной тележки при тормозе Казанцева.

Интересно рассмотреть равновесие сил, действующих на тормозную колодку, так как форма колодки, принятая на объединенном четырехосном тендере, включает в себе некоторую оригинальность (фиг. 524).

Если на колодку в центре ее валика действует от подвески сила  $P$  по направлению к центру колеса и колесо не вращается, то на поверхности соприкосновения колодки с бандажем возникает нормальное удельное давление, равное  $\frac{P}{HL}$ , где  $L$  — длина трущейся поверхности колодки по кругу катания и  $H$  — ширина колодки. В случае вращения колеса на этой поверхности возникает тангенциальная сила  $P\varphi_k$ , где  $\varphi_k$  — коэффициент трения колодки о бандаж. Прикладывая в центре валика колодки две равные и прямопротивоположные силы

$+P\varphi_k$  и  $-P\varphi_k$ , мы получим силу  $P\varphi_k$ , передаваемую непосредственно на подвеску колодки, и пару сил, действующих на колодку в направлении против часовой стрелки равную  $P\varphi_k h$ , где  $h$  — расстояние от центра валика колодки до поверхности соприкосновения колодки с бандажем.

Этот момент вызывает добавочные давления на рабочей поверхности колодки. Если принять распределение этих давлений по закону прямой линии, то тот конец колодки, на который набегает бандаж, будет иметь добавочное давление  $+\frac{6P\varphi_k h}{HL^2}$ , а конец, с которого сбегает бандаж,  $-\frac{6P\varphi_k h}{HL^2}$ .

В результате напряжение износа набегающего края колодки будет:

$$k = \frac{P}{HL} + \frac{6P\varphi_k h}{HL^2} = \frac{P}{HL} \left( 1 + \frac{6\varphi_k h}{L} \right),$$

а сбегającego:

$$k = \frac{P}{HL} \left( 1 - \frac{6\varphi_k h}{L} \right).$$

Отношение этих напряжений  $\frac{L+6\varphi_k h}{L-6\varphi_k h}$  дает, например, для колодки паровоза серии Э<sup>у</sup>, при  $L=340$  мм,  $\varphi_k=0,2$  и  $h=146$  мм, нагрузку одного края колодки в 3,1 раза большую, чем нагрузка другого края. Результатом этого является характерный износ этих колодок, когда при совершенно сработанном набегающем крае колодки сбегающий край остается почти нетронутым.

Из этого отношения видно также, что неравномерность износа увеличивается с увеличением коэффициента трения  $\varphi_k$  и высоты колодки  $h$  и уменьшается с увеличением длины колодки  $L$ .

Для уменьшения влияния момента  $M=P\varphi_k h$  на колодках тормоза тендера осуществлено эксцентричное нажатие относительно рабочей поверхности колодки. Набегающий конец колодки отстоит от радиуса колеса, проходящего через центр валика колодки, на расстоянии 220 мм, а сбегающий конец — на 170 мм.

Таким образом, эксцентричность нажатия  $a = \frac{220-170}{2} = 25$  мм.

Приложив в середине рабочей поверхности две равные и противоположные силы  $+P$  и  $-P$ , получим силу  $P$ , равномерно распределяющуюся по всей трущейся поверхности колодки, и момент  $M=-Pa$ , который должен равняться моменту  $M=P\varphi_k h$  и иметь направление, обратное последнему. Таким образом из уравнения

$$Pa = P\varphi_k h$$

определяется  $a = \varphi_k h$ .

Нужно отметить, что эти соображения относятся только к тормозным колодкам экипажей,двигающихся преимущественно в одном направлении (паровозы, тендеры).

При определении эксцентриситета  $a$  должно быть принято во внимание, что  $\varphi_k$ , так же как и  $h$ , — величины переменные, вследствие различного состояния поверхностей колодки и бандаж и уменьшения  $h$  с износом колодки.

Воздушная часть тормоза как паровоза, так и тендера не представляет ничего нового, являясь обычной установкой тормоза Казанцева.



По условиям развески приборы на паровозе расположены возможно ближе к передней части паровоза.

Главные резервуары (два с общим объемом  $\sim 1 \text{ м}^3$ ) расположены под боковым настилом вдоль паровоза по обеим сторонам котла.

## ЭЛЕКТРООСВЕЩЕНИЕ

На паровозе и тендере установлено 15 светоточек.<sup>1</sup>

В лобовом прожекторе поставлена лампа в 200 ватт; в буферных фонарях, фонарях для освещения машины паровоза, будочном потолочном фонаре и фонаре котлового двухстороннего манометра применяются лампы по 25 ватт. Фонари для освещения водомерных стекол, пирометров, манометров стокера, манометров тормоза и фонарь для угольной ямы на тендере имеют лампы по 15 ватт. Схема всей установки показана на фиг. 525.

Источником электроэнергии, питающим всю эту установку, является турбогенератор постоянного тока, установленный на третьем барабане котла (фиг. 526). Паспортные данные его: мощность — 0,5 квт, напряжение — 50 вольт, сила тока — 10 ампер, число оборотов вала — 3550 в минуту. Часовой расход пара при полной нагрузке составляет по данным фирмы AEG 57 кг.

Питание турбины происходит насыщенным паром от вентиля на паровой колонке, помещенной перед передней стенкой будки. Пуск турбины осуществляется при открытии вентиля. Пар из вентиля поступает в хорошо изолированную пароподводящую трубу внутреннего диаметра в  $\frac{5}{8}$ ". Из трубы пар проходит в фильтр, потом в золотник турбогенератора и затем через сопло поступает на лопатки турбинного колеса.

Число оборотов турбины поддерживается постоянным автоматически при помощи центробежного регулятора, который связан с паровпускным золотником. Якорь динамо, колесо турбины и центробежный регулятор помещаются на одном общем валу. Закладка смазки в шариковые подшипники должна производиться периодически, при чем на фирменной дощечке следует отмечать дату закладки смазки и капитального осмотра турбогенератора. Выхлопная труба внутреннего диаметра в  $1\frac{1}{2}$ " из турбины направлена кверху. Конденсационная трубка отведена по котлу под площадку.

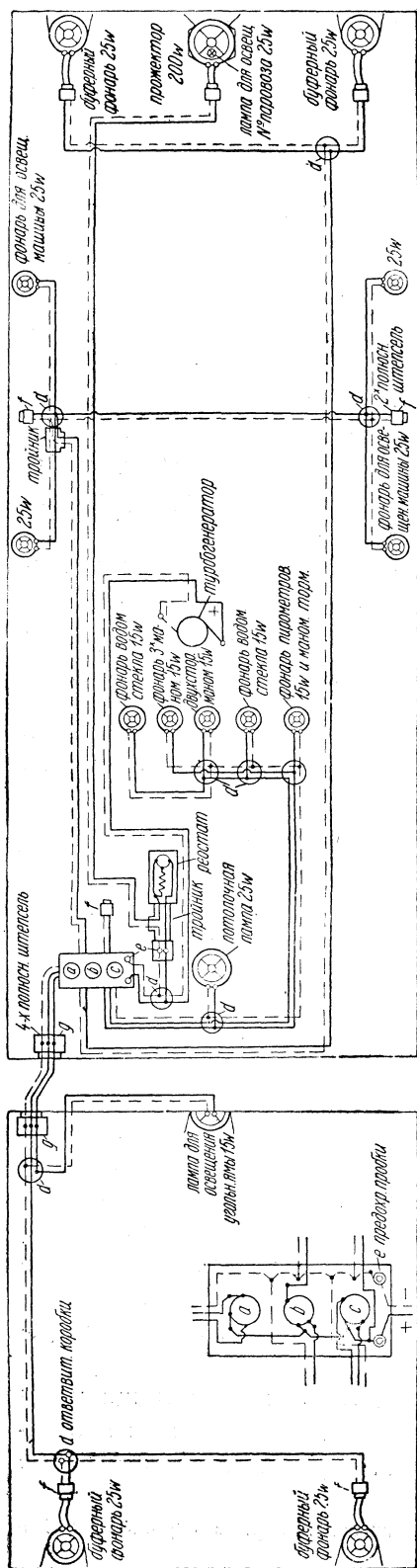
Провода от турбогенератора к распределительному щиту, находящемуся в будке машиниста, проложены в железных тонкостенных трубах. Оба провода помещены в отдельных трубах, потому что на этом пути нет предохранителей и в случае короткого замыкания проводов обмотки генератора могли бы сгореть. В каждой трубе всей остальной сети проложено по несколько проводов, так как поставленные на распределительном щите предохранители гарантируют от аварии, могущей произойти вследствие короткого замыкания.

Освещение пути впереди паровоза происходит при помощи лобового прожектора (фиг. 527).

Стойка лампы снабжена регулировочным устройством, при помощи которого лампу всегда можно установить в фокусе кривого параболического отражательного зеркала. Это устройство дает возможность применять лампы разных

---

<sup>1</sup> Описываемая схема относится к паровозам ФД второго заказа. На первых паровозах 20-1 и 20-2 схема проводки несколько отлична.



Фиг. 525. Схема проводки.

размеров, что в эксплуатации представляет большие удобства. Внутри корпуса прожектора за большой лампой имеется еще одна лампа в 25 watt, предназначенная для освещения номера паровоза, написанного на матовых стеклах в боковых дверцах прожектора.

Управление прожектором и регулирование света при помощи переключателя-реостата, помещенного на задней стенке будки с левой стороны, находится в ведении помощника машиниста. При одном повороте переключателя прожектор зажигается и горит полным накалом. В этот момент переключатель совпадает с надписью „светло“, помещенной на крышке реостата. Если повернуть переключатель еще раз, вводится сопротивление реостата, и прожектор получает неполный накал. В этом случае переключатель совпадает с надписью „темно“. Устройство переключателя позволяет поворачивать его как вправо, так и влево.

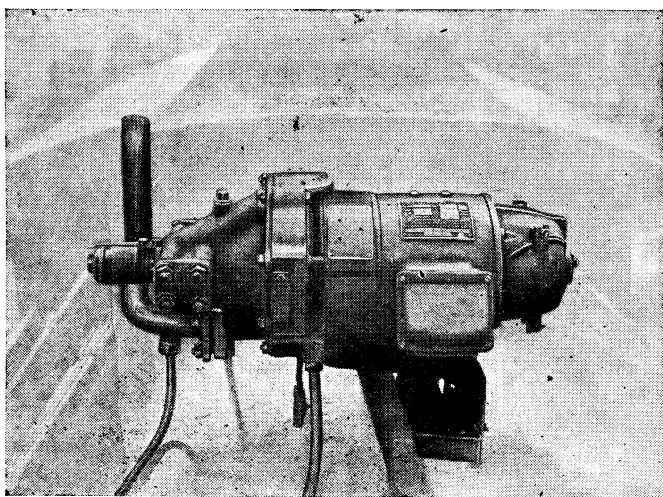
Прожектор при желании может быть снят с паровоза, при чем разъединение тока происходит в штепселе, укрепленном около прожектора. Провода от реостата к штепселю прожектора проложены вдоль паровоза в отдельной трубе, прикрепленной под боковой площадкой паровоза. Провод от штепселя к прожектору заключен в гибкий бронированный металлический рукав.

Магистраль прожектора, являющегося главной светоточкой на паровозе, снабжена двумя отдельными предохранителями, поставленными на обоих проводах перед присоединением реостата. Таким образом в случае сгорания общих предохранителей на распределительном щите прожектор все-таки будет иметь ток.

Установка прожектора на наших паровозах всегда производилась вверху на котле, перед дымовой трубой. На американских паровозах верхняя установка считается необязательной; лобовой прожектор часто можно встретить в центре котла на дверце дымовой камеры, или еще ниже, т. е. под дымовой камерой. В последнем случае прожектор

должен быть хорошо защищен, так как на него могут встать при осмотре дымовой камеры.

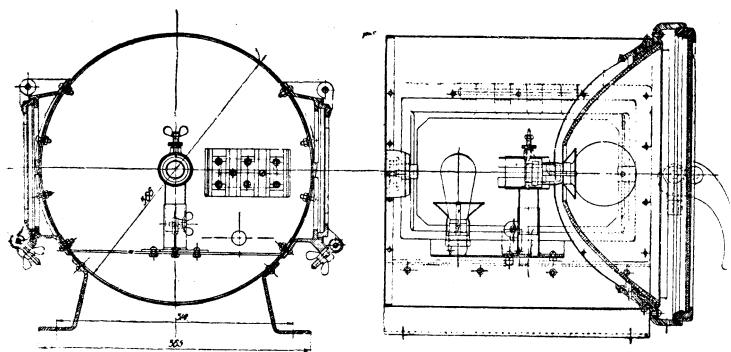
Верхняя установка хуже нижней тем, что полоса света, падающая от прожектора, поставленного наверху, мешает наблюдающему из будки видеть в темноте путь дальше этой полосы, чего при нижней установке не бывает. Нижняя установка имеет свои недостатки, так как прожектор, установленный внизу, освещает меньшее расстояние от паровоза, чем при верхней установке, и не дает также требуемого сочетания световых точек (треугольника) при наблюдении приближающегося паровоза со стороны. В этом отношении установка в центре котла является наилучшей, хотя она и требует более аккуратного обращения с прожектором, так как он находится на открывающейся дверце и при небрежном обращении во время открывания переднее стекло его легко может быть разбито.



Фиг. 526. Турбогенератор.

На паровозе ФД прожектор установлен в центре котла, на специальном кронштейне на дверце дымовой камеры.

Буферные фонари расположены на передней площадке паровоза над буферами на специальных стойках, приваренных к площадке.



Фиг. 527. Лобовой прожектор.

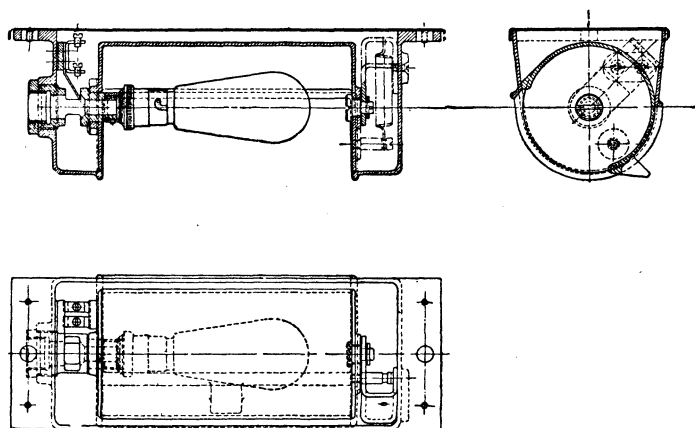
Провода из будки к ним проложены в трубе правого поручня. Буферные фонари включаются, так же как и прожектор, через штепсели, привертнутые под передней площадкой в месте, удобном для включения и в то же время защищенном от повреждений. Провод от

фонарей к штепселям проложен в бронированном гибком металлическом рукаве.

Буферные фонари зажигаются при повороте переключателя с надписью „Передние путевые фонари“, помещенной на общем распределительном щите в будке.

Движущиеся части паровоза — колеса, крейцкопф, кулисы, дышла — освещаются специальными фонарями (фиг. 528), подвешенными с наружной стороны под

боковой площадкой паровоза. Нижняя часть фонарей представляет собой вращающийся цилиндр с прорезом для пропуска лучей. Поворот цилиндра ограничен с таким расчетом, чтобы сноп лучей освещал только машину, буксы и междурамное пространство, не попадая при этом в глаза стоящему рядом с паровозом человеку. С каждой стороны паровоза поставлено по два фонаря с лампочками по 25 ватт. Один — над крейцкопфом, кулисой и масленками и другой — над головкой ведущего дышла. Лампы в фонарях укреплены горизонтально. При закрывании фонарей ток автоматически выключается, и лампы гаснут. Все



Фиг. 528. Фонарь для освещения машины.

фонари могут быть выключены также при повороте переключателя на распределительном щите.

На стоянках для освещения машины кроме этих фонарей можно пользоваться также переносной лампой со шнуром. Штепсели для ее включения расположены в удобном месте — на нижней части кронштейна подшипника кулисы. С обеих сторон паровоза поставлено по одному штепселю.

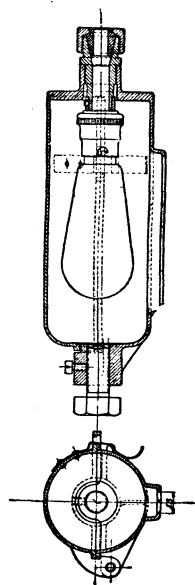
Арматура и измерительные приборы в будке машиниста освещаются специальными алюминиевыми закрытыми электрофонарями. Они представляют собой цилиндрические закрытые коробки с дверцами позади и узкими щелями спереди, свет из которых падает только на освещаемые приборы.

Фонари водомерных стекол (фиг. 529) укреплены вертикально перед стеклами на стойках. Расположены они таким образом, чтобы, освещая стекла, одновременно с этим не закрывать их своими корпусами. Произвольного открытия дверей на фонарях произойти не может, так как они запираются пружинами в виде пластин. Чтобы открыть фонарь, надо нажать на пружину, и тогда дверца повернется на шарнирах, отлитых заодно с корпусами фонарей.

Доска с тремя манометрами, расположенная над двухсторонним котловым манометром, освещается фонарем (фиг. 530) такого же типа, как и фонари водомерных стекол, но только с более длинной щелью.

Фонарь повернут под таким углом, чтобы свет из щели падал только на доску с манометрами. Подвешен он горизонтально на скобе, укрепленной на кронштейне для манометров.

Подводка проводов к фонарям заключена в гибкий бронированный металлический рукав, идущий от распределительной коробки, укрепленной на под-



Фиг. 529. Фонарь водомерного стекла.

держке стержней шарниров Гука вентилей паросборной колонки. Провод вводится в фонари через штуцер, на который навернут ниппель нормального патрона Свана.

Пирометры и тормозные манометры, находящиеся на правой стороне котла, освещаются таким же фонарем (фиг. 531) с той лишь разницей, что щель у этого фонаря прямоугольной формы с трапециевидным козырьком.

Все описанные фонари сконструированы по типу американских и отлиты из алюминия, что вполне обеспечивает легкость и прочность конструкции. Они представляют собой закрытые коробки, и свет поэтому не распространяется вокруг, а падает только на освещаемые приборы. Благодаря этому в паровозной

будке создается необходимый при ночной работе полумрак. Котловой двухсторонний манометр освещается лампочкой, помещенной внутри верхней части его корпуса; поэтому освещаются только циферблаты, и свет от лампочки не рассеивается по сторонам.

На тендере установлены три светоточки: лампа для освещения угольной ямы и два задних буферных фонаря.

Лампа угольной ямы помещена около потолка на задней стенке контр-будки, в которой сделан прорез для стекла. Стекло со стороны угольной ямы предохранено сеткой из толстой проволоки. Корпус кожуха лампы открывается внутрь контр-будки, создавая тем самым доступ к лампочке изнутри.

Тендерные буферные фонари включаются при помощи штепселей, расположенных на кронштейнах под баком в

Фиг. 530. Фонарь манометров.

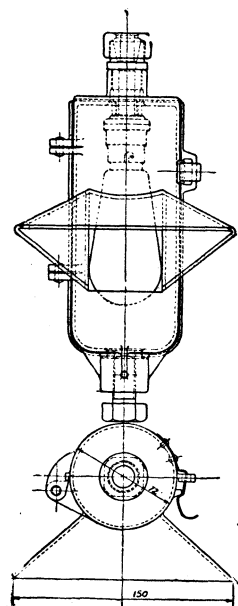
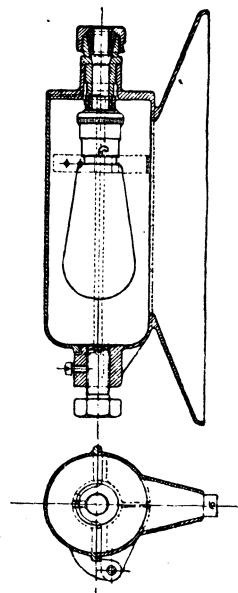
защищенном и удобном для включения месте. Управление фонарями (выключение и включение) можно производить из будки с общего распределительного щита.

Буферные фонари установлены на стойках, приваренных к буферному брусу, — на одной оси с буферами.

Проводка к ним от штепселей, как и на паровозах, заключена в гибкий металлический рукав.

Присоединение тендерной проводки к паровозной осуществлено при помощи четырехполюсных штепселей с винтовыми закрепляющими кольцами. Провода между штепселями паровоза и тендера помещаются в бронированном рукаве. Все провода по тендеру проложены под баком в железных тонкостенных трубах.

Таким образом вся проводка на паровозе и тендере хорошо предохранена от внешних воздействий, что обеспечивает ей большой срок службы.



Фиг. 531. Фонарь пирометров.