

Д В И Г А Т Е Л И

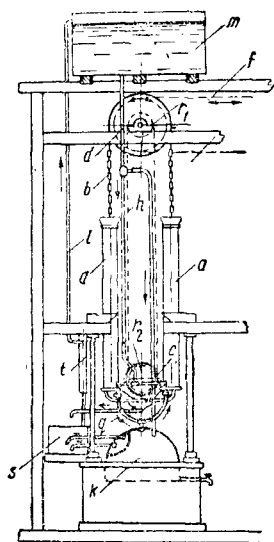


ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

ВВЕДЕНИЕ

Творцом первой в мире промышленной паровой машины является русский теплотехник Иван Иванович Ползунов.

Изобретённая Ползуновым в 1763 г. паровая машина была построена на Барнаульском заводе в декабре 1765 г.



Фиг. 1. Схема машины Ползунова

В своей «огнедействующей машине» Ползунов осуществил многие оригинальные и передовые по тому времени идеи.

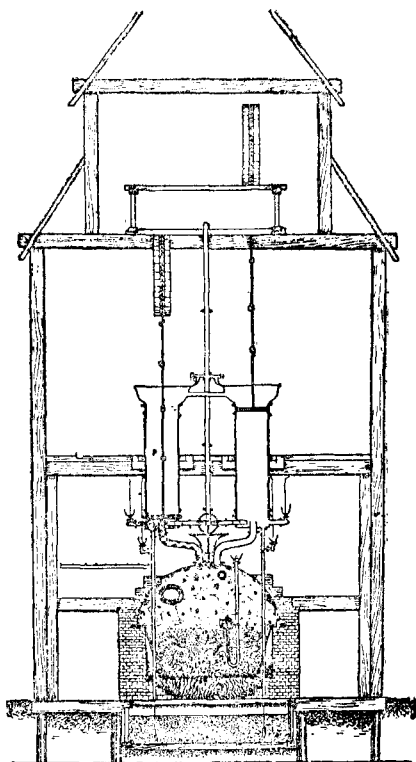
Паровая машина Ползунова могла приводить в действие любой механизм, была пригодна для любых производственных нужд.

В машине Ползунова было применено сдвоение цилиндров для получения более равномерного хода машины, автоматическое парораспределение и передача энергии цепью; машина была приспособлена к обслуживанию металлургических заводов.

Схема машины Ползунова дана на фиг. 1 и 2. Машина имеет два цилиндра *a* диаметром 810 мм с ходом поршня 2500 мм. Высота цилиндра 2770 мм, давление пара в котле 0,2 ат. Поршни, двигающиеся в открытых

сверху цилиндрах, связаны между собой бесконечной цепью *b*, перекинутой через зубчатое кольцо *d*, укрепленное на балках *e*.

Возвратно-поступательное движение поршня через цепь *b*, колесо *d* и цепь *f* сообщало качательное движение другому зубчатому колесу (на схеме не показано), при помощи которого через цепи приводились в действие меха, подающие воздух в плавильные печи.

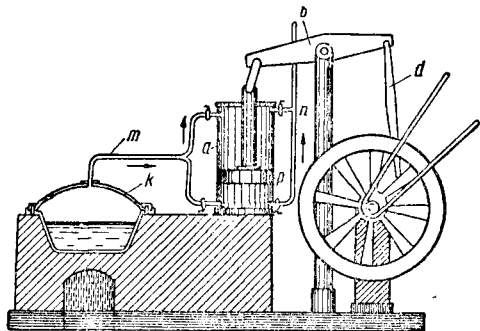


Фиг. 2. Чертёж огнедействующей машины И. И. Ползунова, выполненный в 1765 г.

Пар получался в котле *k*, откуда он по трубкам подводился к днищам цилиндров. Подача холодной воды в цилиндры производилась через трубку *с*, соединённую с ба-

ком m , наполненным водой. Сконденсированный пар и охлаждающая вода отводились из цилиндров по трубкам в небольшой бак s и при помощи насоса l перекачивались по трубке i в бак m . Открытие и закрытие кранов, регулирующих подачу и отвод пара и охлаждающей воды, производились автоматическим механизмом, состоящим из двух зубчатых колёс r_1 и r_2 , связанных между собой бесконечной цепью h и зубчатым сегментом q .

В паровой машине Ползунова впервые в мире была выражена и идея универсального теплового двигателя, которая несправедливо приписывается Уатту, осуществившему её лишь двадцатью годами позже.



Фиг. 3. Паровая машина Уатта

В паровой машине Уатта (фиг. 3) движущей силой являлся водяной пар, который имел давление выше атмосферного. Под действием этого давления и совершался рабочий ход поршня. Водяной пар, получаемый в котле k , по паропроводу m подводится к верхней и нижней полостям цилиндра a . Поступление пара в цилиндр регулируется кранами. Поступающий в цилиндр пар оказывает давление на поршень и производит полезную работу. Впуск пара прекращается в НМТ: открывается выпускной кран, и отработавший пар при обратном ходе поршня выталкивается в атмосферу через паропровод p . Такой же процесс происходит и в нижней полости. Передача энергии производится при помощи балансира b и кривошипного механизма d , вращающего вал с маховиком.

Много оригинальных паровых машин в XVIII и XIX веках было предложено русскими теплотехниками: Романом Дмитриевым, Фёдором Борзым, Вяткиным, Степаном Литвиновым, А. Ф. Можайским. Конструкция Литвинова может быть определена как монокомпаунд-машина двойного действия. Таким образом, этот принцип впервые выдвинут в России в начале XIX столетия.

Много паровых машин было построено известными русскими механиками, инженерами Демидовских тагильских заводов Ефимом Алексеевичем и Мироном Ефимовичем Черепановыми.

Величайшим делом Черепановых было создание первого русского паровоза.

Современные паровые машины отличаются целым рядом усовершенствований, как, например, многократное расширение пара, при-

менение конденсаторов, применение перегретого пара, повышение давления пара и др.

Принцип многократного расширения заключается в том, что расширение происходит от начального давления до конечного не в одном цилиндре, а последовательно в двух, трёх и даже в четырёх цилиндрах. Так, например, в машине двухкратного расширения имеется два цилиндра, и пар последовательно расширяется двумя ступенями. Свежий пар из котла сначала поступает в цилиндр высокого давления, где он получает частичное расширение от первоначального давления до некоторого промежуточного, а затем переходит или непосредственно или через ресивер в цилиндр низкого давления, в котором происходит расширение пара от промежуточного давления до конечного. Многократное расширение пара уменьшает потери на начальную конденсацию пара и повышает экономичность паровой установки.

Применение конденсаторов приводит к уменьшению давления на выталкивании. В машинах без конденсаторов отработавший пар выбрасывается в атмосферу, и следовательно, давление этого пара не может быть меньше атмосферного. В соответствии с давлением отработавший пар должен иметь температуру, большую, чем 100°C .

В машинах с конденсацией отработавший пар выбрасывается в конденсатор, который представляет собой большой сосуд, охлаждаемый водой. Пар, поступающий в него, конденсируется в воду, благодаря чему в нём понижаются давление и температура. Таким образом, применение конденсаторов приводит к понижению давления на выталкивании и, следовательно, продолжению расширения пара от атмосферного до давления в конденсаторе. Последнее особенно важно, так как приводит к большей работе, производимой в цилиндре каждым килограммом пара.

Значение применения перегретого пара в паровых машинах заключается, во-первых, в том, что с увеличением температуры перегретого пара увеличивается разность температур в рабочем процессе и, следовательно, увеличивается экономичность паровой установки; во-вторых, применение перегретого пара понижает потери на начальную конденсацию пара.

Применение паров высокого давления имело большое значение для дальнейшего развития паровых машин и повышения их экономичности.

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПАРОВОЙ МАШИНЫ

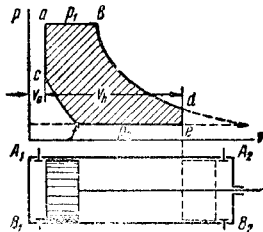
Теоретическая индикаторная диаграмма

Ниже рассматривается теоретическая индикаторная диаграмма рабочего процесса паровой машины с начальным давлением p_1 и противодавлением p_2 (фиг. 4). При крайнем левом положении поршня объём цилиндра равен v_0 , который носит название вредного пространства.

При открытии в этот момент впускного клапана A_1 объём v_0 будет заполнен свежим паром с давлением p_1 , и состояние пара в координатах pv будет соответствовать точке a .

Под действием упругости пара поршень цилиндра начнёт перемещаться вправо, и цилиндр будет заполняться свежим паром при давлении p_1 . Впуск пара из котла в цилиндр будет продолжаться до тех пор, пока не закроется впускной клапан. Предположим, что в положении поршня, соответствующем точке b , впускной клапан закрывается. В этот момент впуск пара прекращается, и в цилиндре произойдёт так называемая отсечка пара (точка b).

Таким образом, линия ab на диаграмме соответствует впуску пара в цилиндр. После отсечки пара в цилиндре начинается расширение пара, которое закончится в момент прихода поршня в крайнее правое положение. Этому положению поршня соответствует состояние пара d с давлением пара p_d . Расширение пара происходит по линии bd .



Фиг. 4. Теоретическая индикаторная диаграмма паровой машины

При обратном движении поршня оставшийся в цилиндре пар при давлении p_2 выталкивается из цилиндра через выпускной клапан B_1 . В известный момент (точка f) выпускной клапан закрывается и выпуск отработавшего пара прекращается. Дальнейшее движение поршня справа налево происходит при закрытом выпускном клапане, и в цилиндре происходит сжатие оставшегося пара по линии fc . Конец сжатия соответствует приходу поршня в крайнее левое положение.

В момент прихода поршня в крайнее правое положение открывается выпускной клапан B_1 , соединяющий пространство цилиндра с атмосферой или конденсатором, и под влиянием разности давлений отработавший пар выбрасывается из цилиндра, вследствие чего в последнем давление падает с p_d до p_2 (линия de).

Прекращение выталкивания пара до прихода поршня в крайнее положение и осуществление сжатия отработавшего пара необходимы для создания упругого буфера в цилиндре и плавного хода машины. Кроме этого сжатие пара приводит к повышению температуры пара, вследствие чего свежий пар, поступающий в цилиндр после сжатия, будет подвергнут меньшему охлаждению и конденсации.

В крайнем левом положении поршня открывается впускной клапан A_1 , и происходит впуск свежего пара в цилиндр, давление в цилиндре увеличивается до первоначального значения p_1 (линия sa). С этого момента начинается впуск пара при движении поршня вправо, и весь процесс повторяется.

Таким образом, теоретический рабочий процесс паровой машины осуществляется за

два хода поршня, т. е. за один оборот коленчатого вала, и теоретическая диаграмма его представляется циклом $abdefca$ с рабочим объёмом цилиндра V_n .

Если машина имеет вторую рабочую полость с правой стороны цилиндра, то такой же цикл будет осуществлён и в этой полости при помощи соответствующих клапанов A_2 и B_2 .

Действительная индикаторная диаграмма паровой машины

Действительная индикаторная диаграмма отличается от теоретической вследствие наличия в действительном процессе ряда потерь.

Свежий пар, поступающий в цилиндр машины, имеет давление p_1 , меньшее, чем давление в котле p_k . Уменьшение давления происходит за счёт потерь тепла при протекании пара по паропроводу, через вентили и органы парораспределения.

Начальное давление пара в цилиндре

$$p_1 = 0,95 p_k - \Delta p. \quad (1)$$

Величина падения давления

$$\Delta p = \frac{10,5}{10^8} \gamma \frac{l}{d} c^2, \quad (2)$$

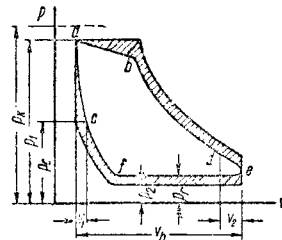
где γ — удельный вес пара в кг/м^3 ;

l — длина паропровода в м ;

d — внутренний диаметр паропровода в м ;

c — скорость протекания пара в м/сек .

Таким образом, пар, поступающий в цилиндр, имеет давление меньшее, чем в котле, и состояние его перед наполнением цилиндра определяется точкой a (фиг. 5).



Фиг. 5. Действительная индикаторная диаграмма паровой машины

В отличие от теоретической диаграммы линия впуска в действительной диаграмме будет идти не по горизонтали, а по линии ab . Это объясняется тем, что открытие впускных каналов в начале впуска и закрытие их в конце впуска происходят не мгновенно, а постепенно, и в результате этого имеет место мятие пара, сопровождающееся некоторым понижением давления. В момент, соответствующий точке b , происходит отсечка пара, и после этого начинается расширение.

В теоретической диаграмме считалось, что расширение пара происходило по адиабате, т. е. без подвода и отвода тепла. В действительности во время расширения пара имеется теплообмен со стенками цилиндра. Кроме этого имеет место пропуск части пара через неплотности парораспределительных механиз-

мов. Вследствие этого действительная линия расширения отклоняется от теоретической.

В начале расширения, когда температура пара выше температуры стенок, происходит потеря тепла в стенки, и линия расширения располагается ниже адиабаты. В конце расширения, когда температура стенок вследствие понижения температуры пара оказывается выше температуры пара, теплота от стенок сообщается пару, и линия расширения идёт выше адиабаты. Таким образом, во время действительного расширения пара в цилиндре на отдельных участках процесса имеются различные показатели, если каждый из этих небольших участков принять за политропу. Для расчёта линии расширения последнюю подчиняют политропическому закону со средним значением показателя n (табл. 1).

Исследование индикаторных диаграмм паровых машин показывает, что при работе насыщенным паром расширение его можно принимать за кривую, подчиняющуюся уравнению $pv = \text{const}$, а при работе перегретым паром — уравнению $pv^n = \text{const}$.

Таблица 1

Значение показателя n в зависимости от величины перегрева

Перегрев в °C	Величина n
50—100	1,10
100—120	1,15
120—150	1,20
Свыше 150	1,25

Показатель политропы повышается с увеличением величины перегрева пара, что следует объяснить усиленным теплообменом со стенками в начале расширения при высокой температуре перегретого пара. Расширение пара заканчивается в точке d . С этого момента открывается выпускной клапан или золотник и начинается выпуск пара.

В отличие от теоретической диаграммы выпуск пара происходит не в момент прихода поршня в крайнее правое положение, а несколько раньше, т. е. до прихода поршня в мёртвую точку (точка e). Другими словами, выпуск пара начинается с предварением, и к концу хода поршня давление в цилиндре понижается настолько, что при обратном ходе поршня процесс выталкивания протекает при небольшом давлении p_r .

Величина предварения выпуска выражается процентным отношением $\frac{v_d}{v_h}$ и зависит от разности давлений ($p_1 - p_2$).

Чем больше эта разность, тем больше величина предварения выпуска. Для одноцилиндровых машин без конденсации предварение выпуска принимается равным 5—8%, а для машин с конденсацией 8—15%. В случае прямой машины эта величина равна 10—12%.

Процесс выталкивания пара вследствие сопротивления в органах распределения протекает с давлением p_r большим, чем противодействие p_2 . Обычно давление выпуска для машин без конденсации равно

$$p_r = 1,10 - 1,15 \text{ атм},$$

а для машин с конденсацией

$$p_r = 0,2 - 0,35 \text{ атм}.$$

Окончание выпуска пара происходит в точке f , когда закрывается выпускной клапан или золотник. С этого момента оставшийся в цилиндре пар подвергается сжатию. Процесс сжатия подчиняется политропическому закону

$$pv^n = \text{const},$$

при этом показатель линии сжатия может быть принят равным показателю политропы во время расширения.

Выбор точки f , т. е. момента закрытия выпускного клапана или золотника, обуславливается давлением конца сжатия, которое не должно превышать допустимых величин. Для машин без конденсации давление принимается равным

$$p_c = 0,75 p_1;$$

для машин с конденсацией

$$p_c = 2,0 - 2,5 \text{ атм}.$$

После сжатия пара открывается впускной клапан и в цилиндр поступает свежий пар. При этом для более полного заполнения цилиндра свежим паром открытие впускного клапана происходит с некоторым предварением (точка c).

Величина предварения впуска определяет- ся процентным отношением $\frac{v_1}{v_h}$, которое бе-

рётся тем большим, чем больше вредное пространство v_0 и чем меньше давление конца сжатия p_c . В существующих машинах предварение впуска обычно берётся равным от 0,5 до 1,5%. Впуск пара в период предварения идёт по линии ca . От точки a рабочий процесс в машине вновь повторяется.

В результате всех описанных процессов получается круговой цикл $abdefca$, который и представляет собой действительную индикаторную диаграмму паровой машины. Действительная индикаторная диаграмма вписывается в теоретическую диаграмму и по площади меньше последней на величину заштрихованных площадок на диаграмме (фиг. 5). В хорошо сконструированных машинах отклонение действительной диаграммы от теоретической составляет 5—10% и, следовательно, коэффициент полноты индикаторной диаграммы

$$\varphi = \frac{F_d}{F_m} = 0,90 - 0,95,$$

где F_d — площадь действительной диаграммы; F_m — площадь теоретической диаграммы.

Для машин двухкратного расширения коэффициент полноты индикаторной диаграммы имеет значение

$$\varphi = 0,70 - 0,80.$$

Потери тепла в паровой машине

Рабочий процесс паровой машины отклоняется от теоретического вследствие потерь тепла от теплообмена со стенками и обрабо-

тавшим паром, дросселирования пара при выпуске, наличия вредного пространства и сжатия пара и влияния предварения впуска и выпуска.

Эти отклонения приводят к увеличению расхода пара и тепла в действительной машине на единицу мощности.

Основной причиной увеличения расхода пара и тепла в действительной машине является потеря тепла вследствие теплообмена со стенками и отработавшим паром, т. е. потеря от начальной конденсации пара при выпуске его в цилиндр.

Начальная конденсация пара происходит вследствие соприкосновения свежего пара, поступающего в цилиндр, с холодными стенками. Последние к концу выпуска пара приобретают температуру, близкую к температуре отработавшего пара, т. е. значительно меньшую, чем температура поступающего свежего пара. В результате охлаждения пара и происходит его конденсация.

На конденсацию свежего пара оказывает влияние смешение его с оставшимся в цилиндре отработавшим паром, имеющим более низкую температуру, несмотря на наличие его поджатия.

Таким образом, часть свежего пара конденсируется в воду, осаждается на стенках и не производит работы.

Величина потерь пара на начальную конденсацию

$$d_k = a \frac{B}{\sqrt{C_m}} \text{ кг/л. с. час,} \quad (3)$$

где C_m — средняя скорость поршня в м/сек;

a — коэффициент, зависящий от отношения хода поршня S к диаметру D ;

B — коэффициент, зависящий от типа паровой машины.

По опытным данным, коэффициент a имеет следующие значения:

$\frac{S}{D}$	1,25	1,5	2,0	2,25
a	0,87	0,91	1,0	1,08

Величины коэффициента B для различных машин, работающих насыщенным паром, принимаются:

Для одноцилиндровых машин без конденсации

$$B = 6,0 - 6,5.$$

То же с конденсацией

$$B = 5,0 - 5,5.$$

Для машин двухкратного расширения без конденсации

$$B = 4,0 - 4,2.$$

То же с конденсацией

$$B = 3,5 - 4,0.$$

Для машин, работающих перегретым паром, коэффициент B при перегреве пара до $80-120^\circ \text{C}$ принимается равным 0,1, при перегреве до $120-160^\circ \text{C}$ величина коэффициента равна 0,05 от приведенных выше значений B .

Потери пара на начальную конденсацию, а также остальные потери, связанные с отклонением действительного рабочего процесса машины от теоретического, приводят к значительному увеличению расхода пара на единицу мощности и уменьшению экономичности паровых машин.

Для уменьшения потерь тепла и повышения экономичности паровых машин применяются различные методы и средства (уменьшение вредного пространства, паровые рубашки, многократное расширение пара, принцип прямооточной работы пара, высокий подогрев пара, пар высокого давления, понижение давления на выпуске — конденсация пара и др.).

Влияние вредного пространства на расход пара

В реальном двигателе при положении поршня в верхней мертвой точке имеется некоторый объем v_0 , который называется вредным пространством. Величина этого пространства влияет на потери пара от начальной конденсации. После выпуска пара вредное пространство машины остаётся заполненным отработавшим паром низкой температуры, вследствие чего понижается температура стенок этого пространства. При впуске пара свежий пар, соприкасаясь со стенками вредного пространства, охлаждается, конденсируется в воду, и в результате этого увеличивается расход пара.

Конденсация свежего пара происходит также вследствие смешения его с отработавшим паром, находящимся в момент впуска во вредном пространстве. С увеличением вредного пространства увеличиваются начальная конденсация и расход пара, и следовательно, понижается экономичность паровой машины.

Помимо этого вредное пространство способствует увеличению пара вследствие того, что при впуске пара на заполнение вредного пространства расходуется часть пара, которая в дальнейшем не производит работы. Величина вредного пространства зависит от системы парораспределения и в среднем имеет следующие значения (в процентах к рабочему объёму v_h):

Прямоточные машины	2—3
То же с крановым парораспределением	3—5
» » с клапанным парораспределением	5—7
» » с плоскими золотниками	8—10
» » с цилиндрическими золотниками	10—14

Паровые рубашки

Паровые рубашки применяются для уменьшения начальной конденсации и, следовательно, расхода пара. Машины с паровыми рубашками имеют цилиндры и крышки, состоящие из двух стенок, между которыми образуется пространство, заполняемое свежим паром. Благодаря этому повышается температура стенок цилиндра и крышки и уменьшается охлаждение свежего пара, поступающего в цилиндр. Вследствие этого уменьшается начальная конденсация пара и повышается экономичность машины. Наличие паровой рубашки способствует более быстро-

зу испарению каплей частично сконденсированного пара, причём, так как это испарение заканчивается до прихода поршня в крайнее правое положение, то полученный таким образом пар может участвовать в расширении и увеличивать производимую паром работу.

Практическое значение паровые рубашки имеют лишь в тихоходных машинах, в которых возможно в течение длительного времени соприкосновение свежего пара со стенками цилиндра.

В быстроходных машинах влияние паровой рубашки на расход пара незначительно. Особенно это касается машин, работающих перегретым паром, и машин многократного расширения. Значение паровых рубашек уменьшается также и потому, что при обогреве стенок свежим паром часть его конденсируется и теряется.

В настоящее время паровые машины выполняются обычно с обогревом свежим паром цилиндрических крышек, цилиндры же машин делаются без рубашек.

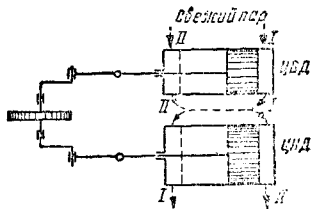
Многократное расширение пара

Многократное расширение пара является одним из средств уменьшения потерь пара на начальную конденсацию.

Принцип многократного расширения пара заключается в том, что расширение пара от начального давления до конечного производится в два, три и иногда в четыре приёма; при этом пар последовательно переходит из одного цилиндра машины в другой. Благодаря меньшему перепаду давлений разность между температурами пара в периоды впуска и выпуска при многократном расширении в каждом цилиндре получается меньшей, чем в одноцилиндровой машине при тех же давлениях p_1 и p_2 . Вследствие этого температура стенок и отработавшего пара в каждом цилиндре меньше отличается от температуры свежего пара и это приводит к меньшим потерям на начальную конденсацию.

Опыты показывают, что если в одноцилиндровой машине потери на начальную конденсацию принять за 1,0, то в машинах двухкратного расширения эти потери составляют около 0,8, а в машинах трёхкратного расширения — около 0,65.

Особенно большое распространение имеют машины двухкратного расширения. Эти ма-

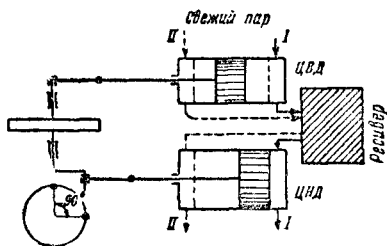


Фиг. 6. Схема машины двухкратного расширения с параллельным расположением цилиндров

шины строятся с цилиндрами, расположенными параллельно один около другого или же один за другим по одной оси.

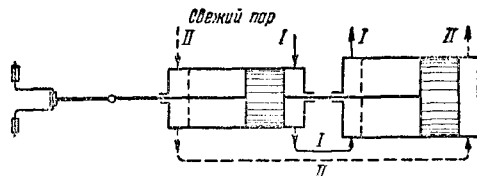
В этих машинах кривошипы вала могут быть расположены под углом 0° , 180° и 90° . На фиг. 6 дана схема с углом между криво-

шипами, равным 0° . Свежий пар поступает в правую полость цилиндра высокого давления (меньшего размера), в котором расширяется до некоторого среднего давления. Отработавший в первом цилиндре пар поступает в левую полость цилиндра низкого давления (большого размера) и здесь расширяется до конечного давления, после чего выбрасывается или в атмосферу или в конденсатор. Такой же процесс происходит и в противоположных полостях обоих цилиндров.



Фиг. 7. Схема машины двухкратного расширения с параллельным расположением цилиндров и углом между кривошипами в 90°

Машины двухкратного расширения с параллельным расположением цилиндров и углом между кривошипами, равным 90° , называются машинами-компаунд (фиг. 7). В этих машинах поршни цилиндров периодически движутся то в одном направлении, то в разных и приходят в мёртвые точки неодновременно. Поэтому свежий пар, поступая в правую полость цилиндра высокого давления, после расширения выбрасывается в промежуточный ресивер. Из ресивера пар с промежуточным давлением поступает в левую полость цилиндра низкого давления, в котором он расширяется до конечного давления и затем выбрасывается в атмосферу или в конденсатор. Такой же процесс происходит и в противоположных полостях.



Фиг. 8. Схема машины-тандем

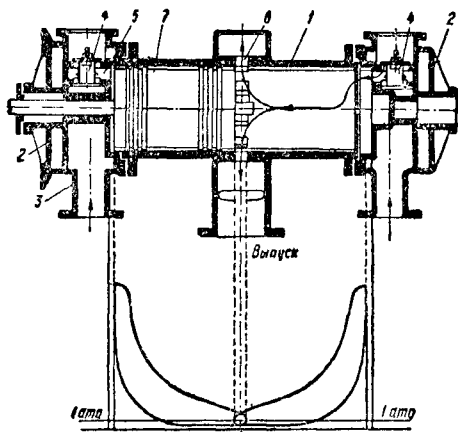
На фиг. 8 показана схема машины-тандем. Два цилиндра расположены один за другим по одной оси и действуют на один шатун и кривошип. Свежий пар подводится в левую полость цилиндра высокого давления, расширяется до некоторого промежуточного давления и затем подаётся в правую полость цилиндра низкого давления. После расширения в этом цилиндре отработавший пар выбрасывается в атмосферу или в конденсатор. Аналогичный процесс двухкратного расширения происходит и в противоположных полостях.

Принцип прямооточности пара

В прямооточной паровой машине (фиг. 9) рабочий цилиндр 1, не имеющий рубашек, по концам закрыт крышками 2, обогреваемыми

мыми свежим паром, поступающим к ним по патрубкам 3. Цилиндровые крышки имеют только впускные клапаны 4, размещённые внутри крышки.

Впускные каналы 5 имеют небольшую длину и вследствие этого вредное пространство имеет очень небольшую величину (2—3%). Выпуск отработавшего пара производится через окна 6, которые располагаются посредине цилиндра и обслуживают как левую, так и правую полости. Открытие и закрытие окон производится длинным поршнем 7.



Фиг. 9. Схема прямооточной паровой машины

Свежий пар поступает в цилиндр через впускные клапаны, сидящие в крышке, и после расширения, не изменяя своего направления, выбрасывается через окна 6, как это показано стрелками в правой полости цилиндра.

Принцип прямооточности пара является причиной уменьшения потерь, связанных с начальной конденсацией. Действительно, в нормальных машинах отработавший пар с низкой температурой при выпуске изменяет направление своего движения на 180° и из цилиндра через выпускной клапан, расположенный в крышке, отводится наиболее охладившиеся части этого пара. Вообще в период выпуска вредное пространство остаётся заполненным отработавшим паром, через него проходит пар с низкой температурой, и это приводит к понижению температуры стенок цилиндра и увеличению потерь на начальную конденсацию.

В прямооточных машинах отработавший пар отводится через окна, находящиеся в центре цилиндра. Поэтому в этих машинах крышки цилиндра и впускные клапаны не подвергаются интенсивному охлаждению отработавшим паром, тем более что в первую очередь через окна уходят наиболее холодные части отработавшего пара, а крышка защищается от охлаждения более тёплой частью этого пара. Поэтому начальная конденсация в прямооточных машинах имеет значительно меньшую величину, чем в обычных машинах.

На уменьшение расхода пара в прямооточных машинах влияет и уменьшение вредного пространства, а также уменьшение утечки пара через кольца, так как в прямооточной машине при большой длине поршня на нём

можно разместить большее количество уплотнительных колец.

По степени использования теплоты пара прямооточные машины могут быть приравнены к машинам двухкратного расширения.

По своему устройству прямооточные машины проще машин нормальных типов. Более простую схему управления имеет парораспределение, так как в этих машинах распределение сводится к управлению лишь впускными клапанами.

Вместе с тем прямооточные машины не лишены недостатков. Расположение выпускных окон посредине цилиндра и незначительный их размер (10—12% от двойного хода поршня) сокращает период выпуска отработавшего пара и приводит к раннему началу сжатия пара. Сжатие пара начинается сейчас же после закрытия выпускных окон и продолжается в течение почти всего хода поршня. Вследствие этого давление конца сжатия достигает значительной величины, и потери, связанные с сжатием отработавшего пара, увеличиваются.

Применение перегретого пара

Перегретый пар обладает большим тепло-содержанием и даёт значительно меньшие потери на начальную конденсацию. При применении перегретого пара конденсация пара может начаться лишь после того, как будет израсходована вся теплота его перегрева. Поэтому, чем выше температура перегрева пара, тем позднее начинается конденсация пара, и тем, следовательно, меньше будут потери на начальную конденсацию. Если, например, перегреть пар до такой температуры, при которой в конце расширения он будет оставаться ещё перегретым, то до выпуска пара из цилиндра конденсация его не будет иметь места. Более позднюю конденсацию при наличии перегрева пара следует объяснить также и тем, что коэффициент теплоотдачи от перегретого пара к стенкам составляет всего $150\text{--}300 \text{ ккал/м}^2 \text{ }^\circ\text{C час}$, в то время как насыщенный пар имеет коэффициент теплоотдачи около $10\,000 \text{ ккал/м}^2 \text{ }^\circ\text{C час}$.

Применение перегретого пара приводит к уменьшению влажности пара в конце расширения и в период выпуска. Значительная же влажность пара в конце расширения является недопустимой, в особенности для паровых турбин, ввиду быстрого износа лопаток.

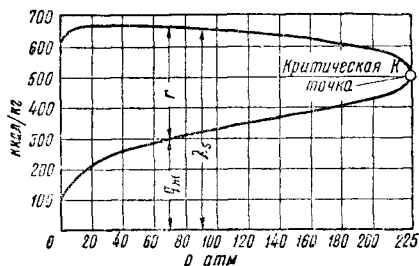
Практически в настоящее время все паровые машины работают перегретым паром. Температура перегретого пара принимается в пределах $400\text{--}450^\circ\text{C}$ (в локомотивах $350\text{--}400^\circ\text{C}$). В отдельных случаях температура перегретого пара доводится до 500°C , а в установках экспериментального характера и до 550°C .

Пар высокого давления

Первая машина, работающая паром с давлением 60 ат , была построена в 1921 г. В настоящее время в паровых машинах находит применение пар с давлением в $100\text{--}130 \text{ ат}$. Крупные успехи, достигнутые советской теплотехникой в деле постройки прямо-

точных котлов высокого давления (котлы Рамзина), позволяют реально поставить вопрос о широком внедрении в эксплуатацию паров высокого давления.

Основным и наиболее ценным свойством паровой машины, работающей паром высокого давления, является экономичность её работы.

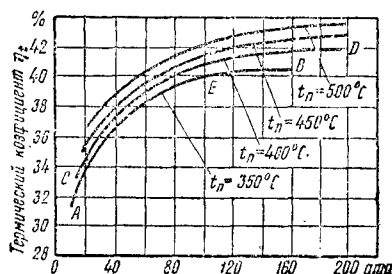


Фиг. 10. Кривые изменения теплоты жидкости $q_{ж}$, теплоты парообразования r и полной теплоты пара λ_s в зависимости от давления

Как показывают исследования, расход тепла на приготовление пара с увеличением давления пара выше 40 ат уменьшается.

Изменение теплоты жидкости $q_{ж}$, теплоты парообразования r и полной теплоты пара λ_s в зависимости от давления представлено на фиг. 10. Теплота жидкости увеличивается с возрастанием давления и имеет наибольшее значение для критического давления p_k .

Теплота парообразования с увеличением давления от 40 ат и более уменьшается и при критическом давлении имеет значение, равное нулю. Анализ диаграммы показывает, что, начиная с давления в 30—40 ат, темп уменьшения теплоты парообразования превышает темп увеличения теплоты жидкости, вследствие чего полная теплота сухого насыщенного пара уменьшается с увеличением



Фиг. 11. Кривые зависимости $\eta_t = f(p)$

давления и при критическом давлении p_k имеет наименьшее значение:

$$\lambda_s = 499 \text{ кал/кг.}$$

Наибольшее значение λ_s соответствует давлению пара $p = 30 - 40 \text{ ат}$.

Для получения паров высокого давления требуется по сравнению с парами низкого давления меньшее количество тепла.

Кривые, приведённые на фиг. 11, показывают, что с увеличением давления пара тер-

мический к. п. д. машины непрерывно повышается, однако темп возрастания η_t с давлением неодинаков для различных давлений пара. В начале увеличения давления примерно до 90—120 ат термический коэффициент возрастает достаточно быстро, при дальнейшем же повышении давления темп возрастания уменьшается.

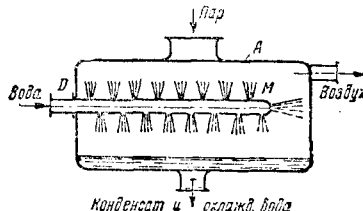
Понижение давления на выпуске

На экономичность паровой машины и полезный перепад тепла, который может быть преобразован в работу, значительное влияние оказывает давление выпуска. С уменьшением давления выпуска p_2 уменьшается теплосодержание отработавшего пара i_2 , и вследствие этого увеличивается полезный перепад тепла и термический к. п. д. двигателя:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1}$$

Выгода понижения давления выпуска наглядно может быть показана на диаграмме $p-v$ (фиг. 12). С понижением давления выпуска с p_2 до p'_2 увеличивается полезная работа на величину заштрихованной площади.

Если с понижением давления выпуска сохранить величину работы цикла без изменения, то в этом случае при меньшем давлении выпуска на совершение цикла потребуется меньшее количество свежего пара $v'_1 < v_1$, т. е. повысится экономичность машины. Понижение давления выпуска достигается применением конденсаторов, в которых происходит охлаждение и конденсация отработавшего пара. Схематический чертёж конденсатора представлен на фиг. 13.



Фиг. 13. Схема конденсатора

Пар из машины поступает в закрытый сосуд — конденсатор А. По трубке D поступает холодная вода, которая в распылителе М разбивается на мелкие струи. Пар смешивается с холодной водой, охлаждается и конденсируется в воду.

Превращение отработавшего пара в воду приводит к значительному понижению давления в конденсаторе и, следовательно, значительно большему перепаду в машине давлений и температур.

В настоящее время почти все паровые машины работают с конденсацией отработавшего пара, благодаря которой давление выпуска имеет значение

$$p_2 = 0,2 - 0,35 \text{ ага.}$$

РАСЧЁТ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Среднее индикаторное давление

Средним индикаторным давлением называется некоторое условное постоянное давление на поршень, которое, действуя в течение хода расширения, создаёт работу, определяемую по индикаторной диаграмме. Следовательно, если заменить площадь индикаторной диаграммы равновеликим прямоугольником с основанием, равным длине диаграммы, то высота этого прямоугольника в масштабе давления будет представлять собой среднее индикаторное давление в цилиндре.

Таким образом, если площадь индикаторной диаграммы составляет $F \text{ мм}^2$, длина диаграммы $l \text{ мм}$ и масштаб пружины индикатора $m \text{ мм}$ на каждый кг/см^2 , то среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{F}{l \cdot m} \quad (4)$$

Для машин многократного расширения среднее индикаторное давление сначала определяется для отдельных цилиндров, а затем находится среднее индикаторное давление всех цилиндров, отнесённое к объёму цилиндра низкого давления.

Так, например, если для машины двухкратного расширения средние индикаторные давления в цилиндре высокого давления и в цилиндре низкого давления соответственно равны p_i' и p_i'' , то среднее индикаторное давление обоих цилиндров, отнесённое к объёму цилиндра низкого давления

$$p_i = p_i' \frac{v_h'}{v_h''} + p_i'' \quad (5)$$

где v_h' — рабочий объём цилиндра высокого давления;

v_h'' — рабочий объём цилиндра низкого давления.

Индикаторная мощность паровой машины

Площадь индикаторной диаграммы представляет индикаторную работу одного цикла — L_i , при этом

$$L_i = p_i v_h.$$

Если машина делает n об/мин., то её индикаторная мощность

$$N_i = \frac{p_i v_h n}{60 \cdot 75}.$$

Если принять среднее индикаторное давление в кг/см^2 , диаметр цилиндра D в см и ход поршня (s) в м , то

$$N_i = p_i \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{sn}{60 \cdot 75} \quad (6)$$

Так как средняя скорость поршня

$$C_m = \frac{sn}{30},$$

то

$$N_i = p_i \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{C_m}{2 \cdot 75},$$

или

$$N_i = p_i \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{C_m}{150} \quad (7)$$

Полученные формулы справедливы для машин простого действия.

В машинах двойного действия, в которых рабочий процесс осуществляется как в левой полости цилиндра, так и в правой, индикаторная мощность может быть найдена следующим образом.

Если обозначить через p_{i1} и p_{i2} средние индикаторные давления левой и правой полостей цилиндра и через F_1 и F_2 полезные площади поршня с обеих сторон, то общая индикаторная мощность цилиндра

$$N_i = (p_{i1} F_1 + p_{i2} F_2) \frac{C_m}{150} \quad (8)$$

Подсчёт индикаторной мощности упрощается, когда для обеих полостей цилиндра средние индикаторные давления, а также полезные площади поршня одинаковы. В этом случае для получения индикаторной мощности машины двойного действия достаточно удвоить значение N_i , определённой по формуле (7), т. е.

$$N_i = p_i \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{C_m}{75} \quad (9)$$

Эффективная мощность машины

Мощность, передаваемая на вал машины, называется эффективной мощностью; она меньше индикаторной мощности на величину мощности трения, т. е.

$$N_e = N_i - N_{mp}, \quad (10)$$

где N_{mp} — мощность трения.

В мощность трения паровой машины входят потери мощности на трение всех деталей машины и привод в движение вспомогательных механизмов (парораспределения, насосов конденсационного устройства и др.).

Как и в двигателях внутреннего сгорания, для перехода от индикаторной мощности машины к эффективной используется механический к. п. д., который представляет собой отношение

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (11)$$

Тогда

$$N_e = \eta_m \cdot N_i \quad (12)$$

При расчёте задаётся величиной механического к. п. д. на основании опытных данных. Обычно для горизонтальных паровых машин принимается коэффициент

$$\eta_m = 0,88 - 0,92,$$

а для вертикальных

$$\eta_m = 0,90 - 0,95.$$

Индикаторный, эффективный и экономический коэффициенты полезного действия

Для идеального цикла с температурой питательной воды t° термический к. п. д.

$$\eta_t = \frac{Al_t}{i_1 - t} = \frac{l_1 - l_2}{i_1 - t}, \quad (13)$$

где l_t — работа идеального цикла.

При осуществлении в цилиндре действительного рабочего процесса работа l_t , определяемая по индикаторной диаграмме, ввиду наличия тепловых потерь меньше работы l_t идеального цикла. Поэтому степень использования тепла в индикаторной диаграмме будет меньше таковой в идеальном цикле. Степень использования тепла в индикаторной диаграмме определяется индикаторным к. п. д., равным

$$\eta_i = \frac{Al_t}{Q_1} = \frac{Al_t}{i_1 - t}, \quad (14)$$

где l_t — работа, определяемая по индикаторной диаграмме.

Отношение

$$\eta_g = \frac{l_t}{l_i} \quad (15)$$

называется относительным к. п. д. Этот коэффициент является показателем использования тепла в индикаторной диаграмме по сравнению с идеальным циклом

Относительный к. п. д. Для одноцилиндровых машин, работающих на атмосферу:

$$\eta_g = 0,65 \div 0,70;$$

работающих на конденсацию

$$\eta_g = 0,60 \div 0,65.$$

Для машин двойного расширения, работающих на атмосферу

$$\eta_g = 0,70 \div 0,75;$$

работающих на конденсацию

$$\eta_g = 0,70 \div 0,80;$$

для машин тройного расширения

$$\eta_g = 0,8 \div 0,85.$$

Эффективная работа на валу машины меньше индикаторной вследствие наличия в машине механических потерь, при этом

$$l_e = \eta_m l_i. \quad (16)$$

Отношение тепла, превращённого в эффективную работу l_e , ко всему затраченному в цикле теплу называется эффективным к. п. д., т. е.

$$\eta_e = \frac{Al_e}{Q_1} = \frac{Al_e}{i - t}. \quad (17)$$

Сопоставляя формулы (14), (15), (16), (17), получают:

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i, \quad (18)$$

$$\eta_e = \eta_g \cdot \eta_m \cdot \eta_t. \quad (19)$$

Величина η_e представляет собой окончательный к. п. д. машины, характеризующий степень использования тепла в ней, с учётом всех тепловых и механических потерь.

Если учесть потери в котельной установке при помощи к. п. д. котельной установки η_k , то к. п. д. всей паросиловой установки, носящей название экономического к. п. д., будет

$$\eta_{\Sigma} = \eta_k \eta_e, \quad (20)$$

или

$$\eta_{\Sigma} = \eta_k \eta_g \eta_m \eta_t. \quad (21)$$

Величина η_{Σ} характеризует степень использования тепла всей паросиловой установки. Этот коэффициент показывает, какая доля от всего тепла, выделенного при сгорании топлива в топке котла, превращается в полезную работу на валу машины.

Для паровых машин с конденсацией, работающих перегретыми парами среднего давления, можно принять следующие значения полученных выше к. п. д.

$$\eta_t = 0,25 - 0,30,$$

$$\eta_g = 0,80 - 0,85,$$

$$\eta_m = 0,90 - 0,92$$

и

$$\eta_k = 0,75 - 0,80.$$

При этих перечисленных к. п. д.:

$$\eta_{\Sigma} = 0,13 - 0,18.$$

Расход пара и топлива

Эффективному к. п. д. машины соответствуют определённый расход пара в кг/л. с.-час. Если обозначить расход пара в машине через d_e кг/л. с.-час, то при тепло-содержании впускаемого в цилиндр пара i_1 и температуре питательной воды t° расход тепла будет $d_e(i_1 - t)$ кал/л. с.-час. Полезная же работа 1 л. с.-час. равна 632 кал. Поэтому

$$\eta_e = \frac{632}{d_e(i_1 - t)}, \quad (22)$$

откуда

$$d_e = \frac{632}{\eta_e(i_1 - t)}. \quad (23)$$

Расход тепла в паровых машинах, так же как и в двигателях внутреннего сгорания, измеряется в кг/л. с.-час и является показателем экономичности паросиловой установки в целом.

Если обозначить расход топлива в кг/л. с.-час через g_e и теплотворную способность топлива через H_u кал/кг, то

$$\eta_{\Sigma} = \frac{632}{g_e H_u}, \quad (24)$$

$$g_e = \frac{632}{\eta_{\Sigma} H_u}. \quad (25)$$

В современных паровых машинах достигаются следующие параметры:

$$\eta_{\Sigma} = 0,12 - 0,15.$$

$$d_e = 6 - 7 \text{ кг/л. с.-час.}$$

Удельный вес этих машин вместе с вспомогательными механизмами и котлами с водой составляет 240 — 260 кг/л. с.

Таблица 2

Результаты испытаний паровых машин различных типов

Система машины	Тип парораспределения	Основные размеры			Индикаторная мощность в л. с.	Состояние пара			Степень наполнения в % к объёму ц. н. з.	Расход пара в кг·д. с.-час	Расход тепла в кал·д. с.-час	Относительно индикаторного к. п. д.			Тип машины
		диаметр цилиндра в мм	ход поршня в мм	число оборотов		давление при выпуске в атм	температура при выпуске в °С	давление при выпуске в атм				по отношению к циклу с продолжением расширения	по отношению к циклу с неопределённым расширением	Минимальный к. п. д. при 7° перегрева воды	
Одноцилиндровая горизонтальная То же » » »	Двойные золотники Клапаны » » »	225	450	129	27,7	7,3	Нас.	1,0	19,6	11,7	7660	0,68	0,73	0,082	Одноцилиндровые
		400	860	108	147	9,1	Нас.	1,1	18,7	10,1	6740	0,75	0,77	0,093	
		340	740	77	41,3	7,6	Нас.	0,93	7,0	8,42	5580	0,57	0,67	0,114	
		275	550	121	49,8	0,8	281	1,1	13,0	7,8	5640	0,75	0,77	0,112	
		375	800	99	72,5	7,5	203	0,22	7,9	7,66	5740	0,60	0,69	0,122	
Вертикальная компаунд »	Золотник »	325/500	360	180	127	9,4	Нас.	1,1	12,9	9,75	6440	0,75	0,76	0,090	Двойного расширения
		800/1275	900	100	103,3	10,1	232	0,14	7,5	5,47	3820	0,69	0,77	0,164	
Горизонтальная компаунд » тандем » компаунд	Клапаны » » »	550/850	1100	70	375,2	9,1	Нас.	0,33	9,0	6,81	4440	0,75	0,78	0,142	Тройного расширения
		750/1150	1400	86	1277,1	9,6	Нас.	0,34	9,1	6,44	4255	0,78	0,84	0,15	
		380/670	760	56	101,7	9,3	258	0,45	6,9	5,94	4220	0,83	0,86	0,15	
		550/850	1550	53	810,1	10,8	Нас.	0,18	4,0	5,56	3580	0,76	0,80	0,173	
Горизонтальная тройного расширения То же	» »	280/450	1000	70	103,6	7,1	233	0,10	7,4	5,09	3575	0,74	0,84	0,178	Четырёхцилиндровая горизонтальная тройного расширения
		710	1300	75	1131,5	13,4	272	0,11	5,5	4,3	3035	0,78	0,85	0,203	
Одноцилиндровая Одноцилиндровая Одноцилиндровая	» » »	550/800	407	255	178	10,85	239	0,15	-	5,78	4035	0,65	-	0,157	Высокого давления
		2 x 360	-	109,5	1632	12,6	282	0,05	10,0	4,53	3280	0,65	-	0,193	
		135/240	400	147,8	147,4	35,0	435	0,05	9,6	2,62	2070	0,817	-	0,305	
Горизонтальная четырёхкратного расширения высокого давления	»	235/680	600	116,5	844	60,7	401	11,3	30,7	7,59	-	0,854	-	-	
Горизонтальная тандем-машина высокого давления	Золотник	335/515	900	116,5	844	60,7	401	11,3	30,7	7,59	-	0,854	-	-	

Для прямоточных машин

$$\eta_s = 0,15 - 0,18,$$

$$d_e = 4,0 - 5,0 \text{ кг/л. с.-час.}$$

Вес машины составляет 200—220 кг/л. с.

В табл. 2 приведены данные испытания лучших паровых машин различных типов.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Общие соотношения

Зависимость мощности паровой машины и расхода пара от числа оборотов определяется количеством тепла, вводимого в цилиндр за каждый цикл, и величиной индикаторного к. п. д. машины:

$$P_i = \frac{L_i}{v_h}, \quad (26)$$

где P_i — среднее индикаторное давление;

L_i — индикаторная работа цикла;

v_h — рабочий объем цилиндра.

Если d_i — расход пара на 1 л. с.-час, то

$$\eta_i = \frac{632}{d_i(i_1 - t)}. \quad (27)$$

Относя это выражение к работе L_i одного цикла и обозначая через d_u расход пара в кг на один цикл, можно написать

$$\eta_i = \frac{AL_i}{d_u(i_1 - t)}, \quad (28)$$

откуда

$$L_i = \frac{\eta_i d_u (i_1 - t)}{A}. \quad (29)$$

Поэтому

$$P_i = \frac{\eta_i d_u (i_1 - t)}{Av_h}. \quad (30)$$

Если обозначить постоянную величину

$$\frac{i_1 - t}{Av_h} \text{ через } c_1,$$

$$P_i = c_1 \eta_i d_u \quad (31)$$

и соответственно для индикаторной мощности

$$N_i = c_2 \eta_i d_u n. \quad (32)$$

Аналогично для эффективных величин P_e и N_e :

$$P_e = c_1 \eta_e d_u \eta_m; \quad (33)$$

$$N_e = c_2 \eta_e d_u \eta_m n. \quad (34)$$

Внешняя характеристика паровой машины

Внешней характеристикой паровой машины можно назвать зависимости мощности и расхода пара при разных оборотах при постоянных отсечках пара и постоянных параметрах поступающего в цилиндр пара.

Практически паровая машина, предназначенная для работы по внешней характеристике, снабжается автоматической регулировкой давления и температуры пара в котле.

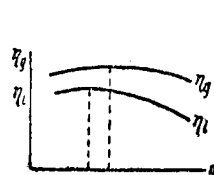
Проследим за изменением по внешней характеристике величин η_i , d_u , η_m .

Индикаторный к. п. д. можно представить в следующем виде:

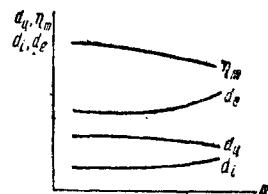
$$\eta_i = \eta_g \eta_p.$$

Термический к. п. д. цикла при постоянных параметрах пара на впуске остается постоянным. Относительный же к. п. д. по внешней характеристике будет меняться вследствие изменения по оборотам потерь, связанных с теплообменом со стенками, и гидравлических потерь при входе пара, влияющих на начальное давление пара в цилиндре.

С увеличением числа оборотов потери тепла в стенки уменьшаются, а гидравлические потери увеличиваются. Таким образом, относительный к. п. д. увеличивается за счет уменьшения первых потерь и уменьшается вследствие увеличения вторых потерь. Опыт показывает, что при малых оборотах



Фиг. 14. Кривая зависимости $\eta_i = f(n)$



Фиг. 15. Кривая зависимости $d_u = f(n)$; $d_c = f(n)$; $d_i = f(n)$; $\eta_m = b(n)$

уменьшение потерь в стенки имеет большее значение, чем возрастание гидравлических потерь. Поэтому до некоторого числа оборотов относительный к. п. д., а следовательно, и индикаторный коэффициент увеличиваются.

В дальнейшем с ростом числа оборотов сильно возрастают гидравлические потери и индикаторный к. п. д. машины уменьшается. Зависимость

$$\eta_i = f(n) \text{ и } \eta_g = f_1(n)$$

можно изобразить диаграммой, приведенной на фиг. 14.

Обратимся к зависимости $d_u = f(n)$.

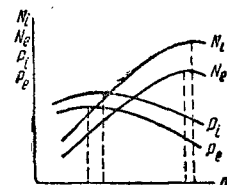
С увеличением числа оборотов гидравлические потери при впуске будут увеличиваться, вследствие чего будут увеличиваться и потери давления. Поэтому с увеличением оборотов будет уменьшаться начальное давление пара в цилиндре и, следовательно, будет уменьшаться весовое количество поступающего пара за цикл.

Таким образом, величина d_u уменьшается с увеличением числа оборотов. Что касается характера зависимости $d_u = f(n)$, то так как потери давления при впуске пара пропорциональны квадрату скорости пара и, следовательно, пропорциональны квадрату числа оборотов, можно ожидать изменения расхода пара d_u с увеличением оборотов. Такая зависимость показана на фиг. 15.

По найденным изменениям η_i и d_u можно построить зависимости

$$P_i = f(n) \text{ и } N_i = f(n).$$

Кривые P_i и N_i по внешней характеристике представлены на фиг. 16.



Фиг. 16. Изменение P_i и N_i по внешней характеристике

Для определения изменений величины p_e и N_e следует выяснить зависимость

$$\eta_m = f(n),$$

пусть

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_{mp}}{N_{mp}} = 1 - \frac{N_{mp}}{N_i}. \quad (36)$$

Мощность трения, так же как и для двигателей внутреннего сгорания, может быть принята примерно пропорциональной квадрату числа оборотов, т. е.

$$N_{mp} = An^2.$$

Так как индикаторная мощность приближённо пропорциональна числу оборотов, то с увеличением n механический к. п. д. должен уменьшаться (фиг. 15).

Имея зависимость $\eta_m = f(n)$, легко получить изменения по внешней характеристике среднего эффективного давления p_e и эффективной мощности N_e .

Изменения этих величин при разных оборотах показаны на фиг. 16.

Расход пара

Изменение расхода пара по внешней характеристике определяется законом изменения индикаторного и механического к. п. д.

Так как

$$d_i = \frac{632}{\eta_i (i_1 - i)}, \quad (37)$$

то изменение d_i противоположно индикаторному коэффициенту (фиг. 15).

Эффективный расход пара

$$d_e = \frac{d_i}{\eta_m}, \quad (38)$$

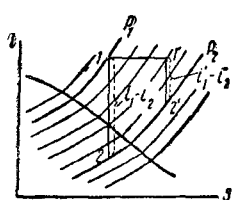
отсюда

$$d_e = f(n).$$

Термический к. п. д.

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i}$$

будет зависеть от начальных параметров пара, т. е. от i_1 . Если принять температуру перегрева пара при



Фиг. 17. Уменьшение полезного перепада ($i_1 - i_2$) в зависимости от давления

различных давлениях постоянной и, следовательно, примерно, постоянным теплосодержание i_1 , то с уменьшением давления пара p_1 будет уменьшаться полезный перепад тепла

$$i_1 - i_2$$

(фиг. 17) и, следовательно, будет уменьшаться термический к. п. д.

Таким образом, с увеличением числа оборотов при характеристике с $D = \text{const}$ и постоянном наполнении цилиндра индикаторный к. п. д. на больших оборотах будет падать более резко, чем относительный к. п. д. и максимум кривой

$$\eta_i = f(n)$$

переместится в сторону меньшего числа оборотов (фиг. 14).

Зная закон изменения η_i и d_e , легко определить зависимости

$$p_i = f(n) \text{ и } N_i = f(n).$$

Среднее индикаторное давление

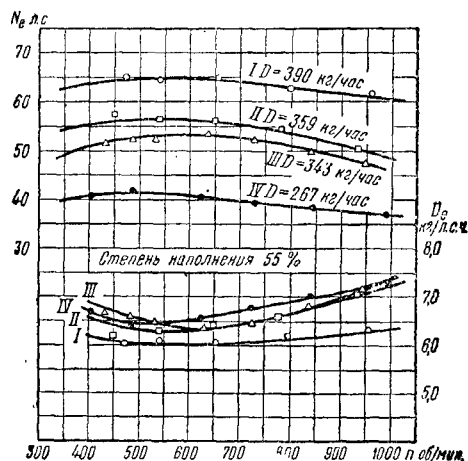
$$p_i = c_1 \eta_i d_e = c_1 \frac{B}{n} \eta_i = \frac{B'}{n} \eta_i, \quad (40)$$

следовательно, p_i меняется по оборотам примерно по закону гиперболы.

Индикаторная мощность

$$N_i = c_2 \eta_i d_e n = c_2 \eta_i \frac{B}{n} n = B' \eta_i, \quad (41)$$

откуда следует, что N_i по оборотам меняется так же, как индикаторный к. п. д.



Фиг. 18. Характеристика при $D = \text{const}$ паровой машины

Механический к. п. д. с увеличением числа оборотов уменьшается вследствие повышения с оборотами мощности трения.

Зная изменение индикаторного и механического коэффициентов, легко получить зависимость расходов пара

$$d_i = f(n) \text{ и } d_e = f(n).$$

На фиг. 18 показана характеристика паровой машины при $D = \text{const}$, полученная экспериментальным путём.

Характеристика паровой машины при постоянном часовом расходе пара

При работе паровой машины по характеристике с постоянным расходом пара котёл должен обеспечивать постоянный часовой расход пара при одной и той же степени наполнения цилиндра.

Рассмотрим возможное изменение η_i в зависимости от числа оборотов.

При работе машины по характеристике с постоянным часовым расходом, т. е. при $D = \text{const}$, и постоянной отсечке пара, с увеличением числа оборотов давление пара перед машиной должно уменьшаться, так как иначе с увеличением числа оборотов имело бы место увеличение часового расхода пара.

Если пренебречь гидравлическими потерями, то при одном и том же наполнении приближённо можно считать, что давление пара будет меняться по закону изменения

$$d_u = f(n).$$

Так как для машины двойного действия расход пара за цикл для каждой полости

$$d_u = \frac{D}{2 \cdot n} = \frac{B}{n}, \quad (39)$$

то изменение весового наполнения каждой рабочей полости при $D = \text{const}$ происходит по закону гиперболы.

Следовательно, такой же закон изменения имеет и давление пара p_i в котле.

Так как

$$\eta_i = \eta_g \eta_t,$$

то для определения изменения η_i следует разоборать влияние оборотов на η_g и η_t .

Относительный к. п. д., как и для внешней характеристики, меняется по закону, изображённому на диаграмме фиг. 14.

Термический к. п. д.

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - t}$$

будет зависеть от начальных параметров пара, т. е. от i_1 .

Если принять температуру перегрева пара при различных давлениях постоянной и, следовательно, примерно постоянным тепло-содержание i_1 , то с уменьшением давления пара p_1 будет уменьшаться полезный перепад тепла $i_1 - i_2$ (фиг. 17) и, следовательно, будет уменьшаться термический к. п. д.

Таким образом, с увеличением числа оборотов при характеристике с $D = \text{const}$ и постоянном наполнении цилиндра индикаторный к. п. д. на больших оборотах будет падать более резко, чем относительный к. п. д., и максимум кривой $\eta_i = f(n)$ переместится в сторону меньшего числа оборотов (фиг. 14).

Зная закон изменения η_i и d_u , легко определить зависимости $p_i = f(n)$ и $N_i = f(n)$.

Среднее индикаторное давление

$$p_i = c_1 \eta_i d_u = c_1 \frac{B}{n} \eta_i \approx \frac{B'}{n} \eta_i, \quad (40)$$

следовательно, p_i меняется по оборотам примерно по закону гиперболы.

Индикаторная мощность

$$N_i = c_2 \eta_i d_u n = c_2 \eta_i \frac{B}{n} n = B'' \eta_i, \quad (41)$$

откуда следует, что N_i по оборотам меняется так же, как индикаторный к. п. д.

Механический к. п. д. с увеличением числа оборотов уменьшается вследствие повышения с оборотами мощности трения.

Зная изменение индикаторного и механического коэффициентов, легко получить зависимость расхода пара

$$d_i = f(n) \text{ и } d_e = f(n).$$

На фиг. 18 показана характеристика паровой машины при $D = \text{const}$, полученная экспериментальным путём.

Для обеспечения машины паром по характеристике с постоянным часовым расходом при постоянном наполнении цилиндра требуется автоматическая регулировка. Эта регулировка должна изменять давление пара в котле при постоянной температуре его перегрева обратно пропорционально числу оборотов.

Характеристика паровой машины при постоянных параметрах пара перед машиной и постоянном часовом расходе

В этом случае при всех режимах работы машины котёл должен подавать пар с постоянными параметрами p_1 и t_1 и иметь одинаковую часовую паропроизводительность D кг/час пара.

Очевидно, что при работе машины по такой характеристике с увеличением числа оборотов должно уменьшиться наполнение цилиндра, т. е. в данном случае степень наполнения машины не должна оставаться постоянной, как в предыдущем случае; так как

$$d_u = \frac{D}{2 \cdot n} = \frac{B}{n},$$

то для рассматриваемой характеристики с $D = \text{const}$ расход пара за цикл должен уменьшаться с увеличением числа оборотов по закону гиперболы.

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \eta_g \eta_t$$

будет зависеть от изменения η_g и η_t .

Так как параметры пара перед машиной остаются неизменными, то термический к. п. д. не будет меняться с изменением числа оборотов, т. е. $\eta_t = \text{const}$.

Относительный

к. п. д. будет зависеть от тех факторов, что и раньше, т. е. от потерь, связанных с теплообменом, и гидравлических потерь. Поэтому закон изменения η_g , а следовательно, и η_i будет соответствовать кривой, изображённой на фиг. 14.

Так как

$$p_i = c_1 \eta_i d_u \approx \frac{B'}{n} \eta_i, \quad (42)$$

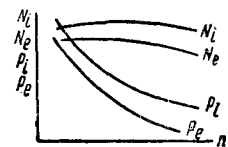
то изменение среднего индикаторного давления в зависимости от оборотов будет происходить примерно по гиперболе.

Индикаторная мощность

$$N_i = c_2 \eta_i d_u n = c_2 \eta_i \frac{B}{n} n \approx B'' \eta_i \quad (43)$$

изменяется так же, как η_i (фиг. 19).

Сравнивая характеристику с постоянным расходом пара при постоянных параметрах пара перед машиной с характеристикой с постоянным расходом пара и постоянным наполнением, мы видим, что эти зависимости для обеих характеристик аналогичны. Однако в первом случае подобная ха-



Фиг. 19. Закон изменения N_i , N_e , p_i , p_e , по n при $D = \text{const}$

характеристика паровой машины достигается переменным наполнением цилиндра, уменьшающимся с увеличением числа оборотов, и во втором случае — переменным давлением пара, также уменьшающимся с увеличением оборотов.

В зависимости от назначения быстроходной паровой машины последняя должна регулироваться на ту или иную характеристику.

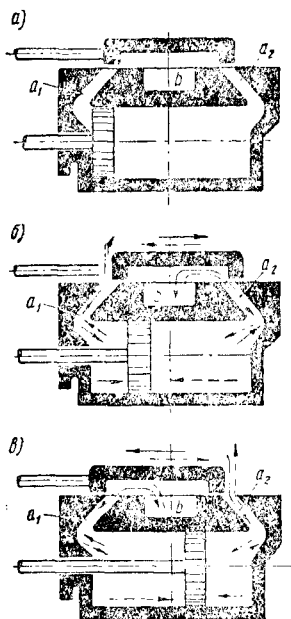
ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Парораспределением в паровых машинах называется механизм для впуска свежего пара и выпуска отработавшего пара.

Механизм парораспределения состоит из частей, непосредственно действующих на пар (золотников, клапанов и кранов) и частей, управляющих работой первых (парораспределительных механизмов, приводных механизмов, состоящих из коленчатых рычагов, тяг, эксцентриков, кулаков и пр.).

Простой золотник

Простой золотник представляет собой плоскую коробку, которая своими стенками опирается на тщательно обработанную поверх-



Фиг. 20. Простой золотник

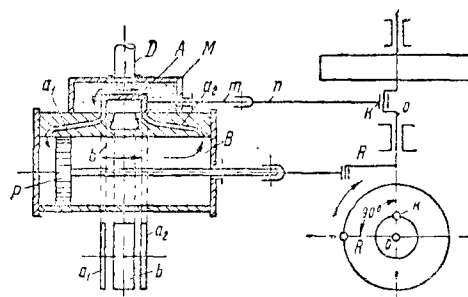
ность. Толщина стенок коробки равна ширине паропроводящих каналов (фиг. 20). Различные положения золотника для впуска и выпуска пара показаны на фиг. 20 (положения а, б и в).

Золотник приводится в движение при помощи специального кривошипно-шатунного механизма (фиг. 21) или эксцентрика.

Золотник А находится в золотниковой коробке М, которая постоянно сообщена с паропроводом D, по которому подводится свежий пар.

Движение золотника осуществляется при помощи механизма, состоящего из штока т, шатуна н и кривошипа к, расположенного на главном валу О под углом 90° по отношению к кривошипу рабочего цилиндра (мотылю).

Представленное на фиг. 21 расположение всего механизма соответствует положению рабочего поршня р машины в левом мёртвом положении, а золотника в среднем положении, когда оба впускных канала a_1 и a_2 закрыты и впуска пара не производится.



Фиг. 21. Простой коробчатый золотник с кривошипно-шатунным механизмом

Крайнему положению рабочего поршня машины соответствует среднее положение золотника. При дальнейшем обратном движении рабочего поршня машины от левого мёртвого положения к правому мёртвому положению золотник тоже начнёт перемещаться вправо и откроет своей левой стенкой впускной левый канал a_1 , через который в левую рабочую полость цилиндра В начнёт поступать из золотниковой коробки свежий пар.

Одновременно правая стенка золотника откроет правый впускной канал a_2 и сообщит правую рабочую полость цилиндра В с выпускным каналом б, через который и будет удаляться отработавший пар из правой рабочей полости цилиндра. Оба процесса — впуска пара в левую полость и выпуска пара из правой полости — будут продолжаться до тех пор, пока рабочий поршень машины не займёт правого мёртвого положения, а золотник не придёт опять в среднее положение, изображённое на фиг. 21. При обратном движении рабочего поршня из правого мёртвого положения в левое мёртвое положение золотник А начнёт перемещаться из своего среднего положения влево, открывая при этом своей правой полкой впускной канал a_2 , через который в правую рабочую полость цилиндра В начнёт поступать свежий пар. Одновременно левая полка золотника А начнёт открывать левый канал a_1 , который сообщится с выпускным каналом б, через который начнётся выпуск отработавшего пара из левой рабочей полости цилиндра. Процессы впуска и выпуска будут продолжаться опять до тех пор, пока рабочий поршень не придёт в левое мёртвое положение, а кривошип R не займёт исходное положение.

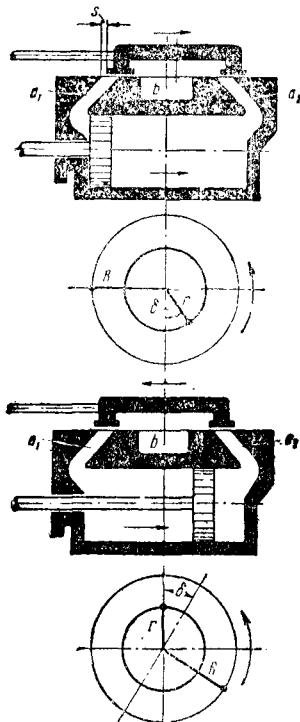
При дальнейшем движении рабочего поршня описанные процессы повторяются.

Рассмотренная схема парораспределения приводит к большому расходу пара, не обес-

печивает требуемой экономичности и поэтому в современных паровых машинах не применяется.

Золотник с перекрышами

Золотник с перекрышами отличается от простого тем, что в среднем положении не только закрывает паропроводящие каналы a_1 и a_2 , но и перекрывает их при помощи доба-



Фиг. 22. Золотник с перекрышами

вочных кромок, сделанных на стенках золотника (фиг. 22). Эти добавочные кромки, как наружные, так и внутренние, называются перекрышами. Благодаря подобному устройству при мёртвом положении поршня золотник не может находиться в среднем положении, а должен быть сдвинут так, чтобы впускная кромка золотника совпадала с кромкой паропроводного канала. Такая установка золотника достигается посредством того, что кривошип золотника не перпендикулярен к мотылю машины, а составляет угол, больший или меньший 90° . Подобное положение золотника при смещении на величину S и его кривошипа, а также и мотыля машины изображено на фиг. 22. В изображённом положении машины главный вал должен вращаться против часовой стрелки.

Таким образом, фиг. 22 указывает, что при золотнике с перекрышами кривошип золотника составляет с мотылем двигателя тупой угол ($90^\circ + \delta$) и вращение главного вала происходит в ту сторону, для которой кривошип золотника идёт впереди мотыля. При обратном ходе впускная перекрыша прекращает впуск пара раньше, чем поршень

достигает своего правого мёртвого положения. Следовательно, впуск пара в цилиндр машины производится лишь на некоторой части хода поршня, остальная же часть хода поршня представляет собой простое расширение пара в цилиндре.

Фиг. 22 показывает, что простое изменение подвода пара с внешнего на внутренний в случае золотника с перекрышами к реверсу машины не меняет направление её вращения, так как при этом пар поступает в правую полость цилиндра и движение поршня вправо становится невозможным.

Угол $90^\circ \pm \delta$ называется углом установки золотника, а угол δ — углом опережения.

Основные отличительные особенности золотника с перекрышами:

1. Кривошип или эксцентрик золотника с перекрышами не может быть установлен под углом 90° к мотылю машины, а должен составлять с ним угол $90^\circ + \delta$ в случае внешнего подвода пара через канал D (фиг. 21) и угол $90^\circ - \delta$ в случае внутреннего подвода пара через канал b .

2. При внешнем подводе пара кривошип золотника движется впереди мотыля машины на угол $90^\circ + \delta$ по вращению вала машины, а при внутреннем подводе пара кривошип золотника отстаёт от мотыля машины на угол $90^\circ - \delta$. Этими положениями определяется направление вращения вала машины.

3. При золотниках с перекрышами невозможно получить изменения вращения машины путём простого изменения направления подвода пара. Изменение вращения машины при подобных золотниках должно осуществляться перестановкой золотника специальными приводами (кулисами).

Применяются также и другие золотники, значительно улучшающие работу распределительного механизма, а именно:

а) золотники с дополнительными каналами b , позволяющие осуществить впуск и выпуск пара одновременно по нескольким каналам;

б) цилиндрические золотники с благоприятными условиями в отношении уравнивания сил и предупреждения — эти золотники получили весьма широкое распространение;

в) двойные золотники, устраняющие взаимную связанность фаз распределения.

Выбор основных размеров для плоского золотника

Расчётное сечение парового канала:

$$F = a_0 \cdot b,$$

где b — ширина канала;

a_0 — длина его (т. е. размер канала по оси цилиндра).

Для плоских золотников ширину канала полагают равной: $b = (0,85 \div 0,95)D$, где D — диаметр цилиндра.

Таким образом:

$$a_0 = F : b = F : (0,85 \div 0,95) D.$$

Щель канала в золотниковом зеркале a делают на 5—10% меньше рассчитанной высоты канала a_0 :

$$a = (1,05 \div 1,1) a_0.$$

Высота канала в золотниковом зеркале a проектируется с таким расчётом, чтобы при крайнем положении золотника наибольшее открытие окна m составляло:

Для золотника цилиндра	m
То же высокого давления	(0,7—0,8) a
• • среднего • •	(0,6—0,75) a
• • низкого • •	(0,6—0,7) a

Для нормального золотника с перекрышами толщина стенки золотника $\delta = 0,5—0,6$ толщины стенки цилиндра. Толщина полей $f = 0,8—0,9$ толщины стенки цилиндра.

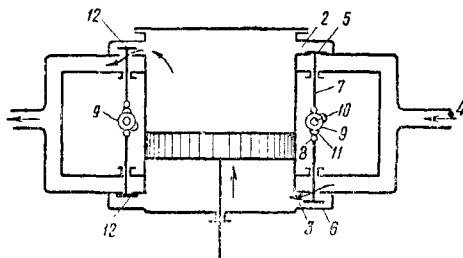
Клапанное парораспределение

При клапанном парораспределении каждая полость цилиндра паровой машины имеет клапан для впуска свежего пара и клапан для выпуска отработавшего пара. Обычно впускные клапаны имеют одну общую кулачковую шайбу, а выпускные — другую.

Клапанное парораспределение имеет по сравнению с золотниковым ряд преимуществ:

- а) меньшая степень торможения пара в клапанах по сравнению с золотниками;
- б) отсутствие смазки клапанов облегчает работу машины на перегретом паре;
- в) большее значение механического к. п. д. машины благодаря сокращению количества трущихся частей (золотников);
- г) уменьшение потерь от начальной конденсации вследствие уменьшения вредного пространства;

д) впуск и выпуск пара производятся раздельно, поэтому оказывается возможным более широкое, по сравнению с золотниковым распределением, регулирование отдельных моментов парораспределения по полостям цилиндра. В частности, при клапанном парораспределении легче достичь ранних отсечек и тем самым получить большие степени расширения в цилиндре машины.



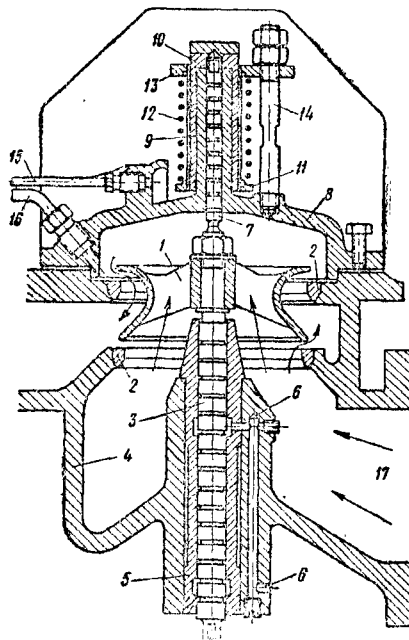
Фиг. 23. Схема паровой машины с клапанным парораспределением: 1 — цилиндр; 2 — паровпускная коробка верхней полости; 3 — паровпускная коробка нижней полости; 4 — труба свежего пара; 5 и 6 — паровпускные клапаны; 7 — штоки клапанов; 8 — ролик; 9 — парораспределительный вал; 10 — кулачковая шайба; 11 — кулачок; 12 — паровпускные клапаны

Недостатки паровых машин с клапанным парораспределением:

- а) коробление клапанов, приводящее к неплотностям и пропуску пара;
- б) утечки пара через втулки клапанных штоков.

Оба указанных недостатка приводят к необходимости частой притирки клапанов и замены втулок клапанных штоков (особенно для клапанов большого диаметра).

На фиг. 23 показана схема паровой машины с клапанным парораспределением, а на фиг. 24 показан двухпорный клапан паровой машины. Его особенность заключается в том, что рёбра, соединяющие втулку клапана с корпусом, расположены под некото-



Фиг. 24. Парораспределительный двухпорный клапан паровой машины: 1 — клапан; 2 — седла; 3 — шток клапана; 4 — корпус клапанной головки; 5 — втулка; 6 — каналы для отвода конденсата; 7 — шпилька; 8 — крышка клапанной коробки; 9 — прилив; 10 — подъемный колпак; 11 — тарелка; 12 — пружина; 13 — поперечина; 14 — шпильки (три); 15 и 16 — трубки для отвода конденсата; 17 — паровпускная трубка

рым углом, так что пар, проходя между рёбрами поворачивает клапан на некоторый угол, устраняя тем самым возможность одностороннего износа клапана.

Золотниковая диаграмма парораспределения

Для нормальной работы паровой машины каждому положению поршня в цилиндре машины должно соответствовать одно строго определённое положение золотника. Это требование достигается при помощи специального механизма привода золотника, которым и осуществляется координация движений поршня и золотника. Иными словами, между движением поршня и золотника существует определённая связь.

Для определения этой связи можно воспользоваться аналитическими соотношениями для кривошипно-шатунных механизмов. Однако обычно при исследовании золотникового распределения пользуются не аналитической зависимостью, а золотниковыми диаграммами, которые наглядно показывают распределение пара в машине, позволяя графически определить величины смещения золотника и открытия им паропроводных каналов.

Таким образом, золотниковая диаграмма даёт возможность установить основные моменты парораспределения.

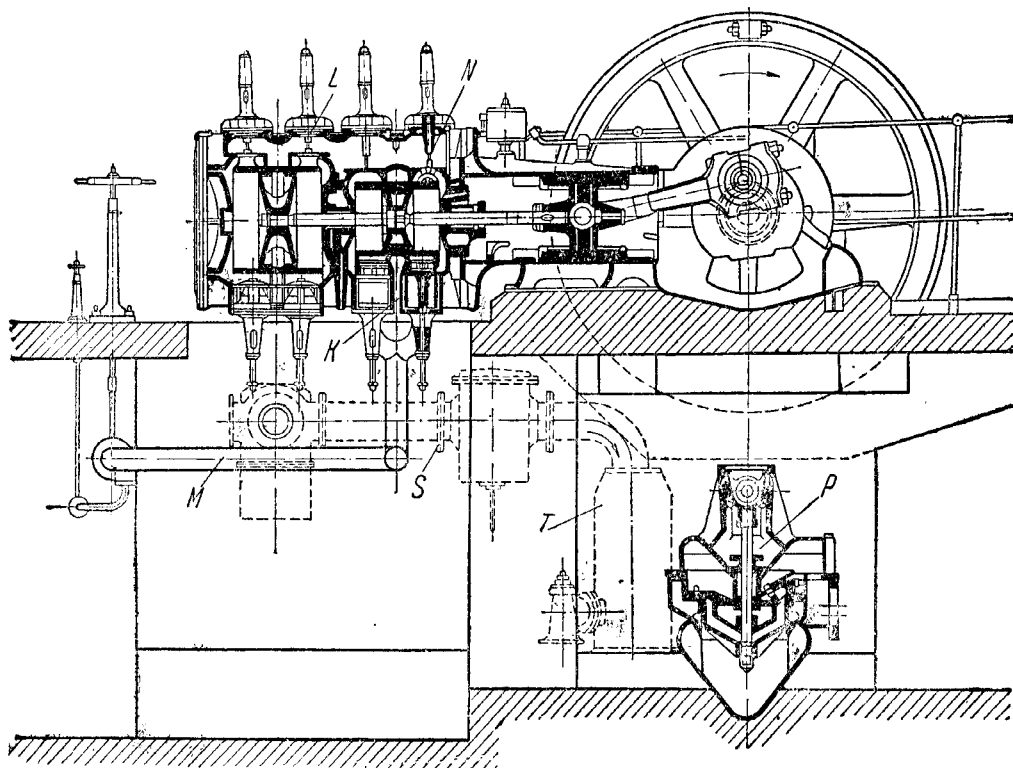
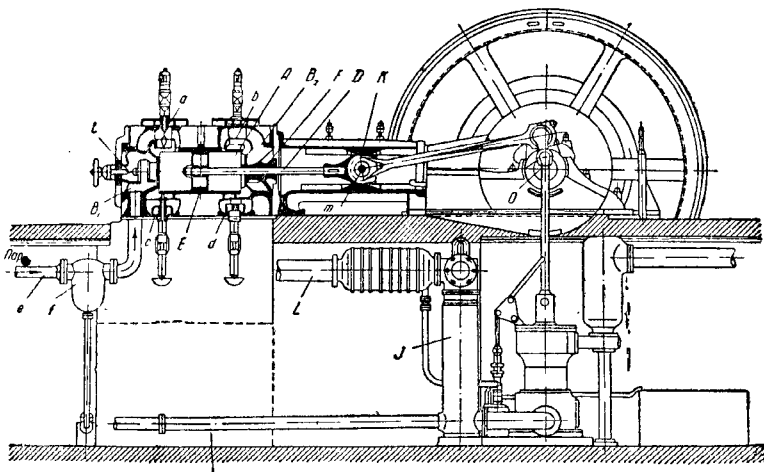
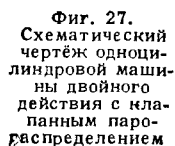
КОНСТРУКЦИЯ ПАРОВЫХ МАШИН

В основу классификации паровых машин могут быть положены следующие признаки:

3. Тип действия: а) простого действия (одна рабочая полость); б) двойного действия (две рабочие полости).

4. Род парораспределения: а) золотниковое; б) клапанное; в) крановое; г) при помощи окон.

5. Давление пара при выпуске: а) без конденсации (работа на выхлоп); б) с кон-



Фиг. 28. Схема машины-тандем двухкратного расширения

1. Расположение рабочих цилиндров: а) горизонтальные машины; б) вертикальные машины; в) наклонные машины.

2. Число оборотов: а) тихоходные (до 100—250 об/мин.); б) быстроходные (250—500 об/мин. и выше).

денсацией; в) с противодавлением; г) с промежуточным отбором пара.

6. Способ регулирования: а) мятием пара;
б) отсечкой.

7. Назначение машины: а) стационарные;
б) транспортные.

8. Число ступеней расширения: а) машины одинарного расширения; б) машины двойного расширения; в) машины тройного расширения.

9. Реверсивные машины.

Распространённым типом паровой машины является одноцилиндровая машина двойного действия с клапанным парораспределением (фиг. 27).

Цилиндр A с обеих сторон закрыт крышками B_1 и B_2 . Поршень E при помощи штока D , проходящего через сальник F , соединён с кривокопфом K , движущимся в направляющих. Передача энергии происходит при помощи шатуна на коленчатый вал O . Впуск и выпуск пара осуществляются клапанами, расположенными по концам цилиндра. Вверху размещены впускные клапаны a и b , а внизу — выпускные клапаны c и d , управляемые системой тяг и рычагов, связанных с распределительным валом, движение которому передаётся от коленчатого вала.

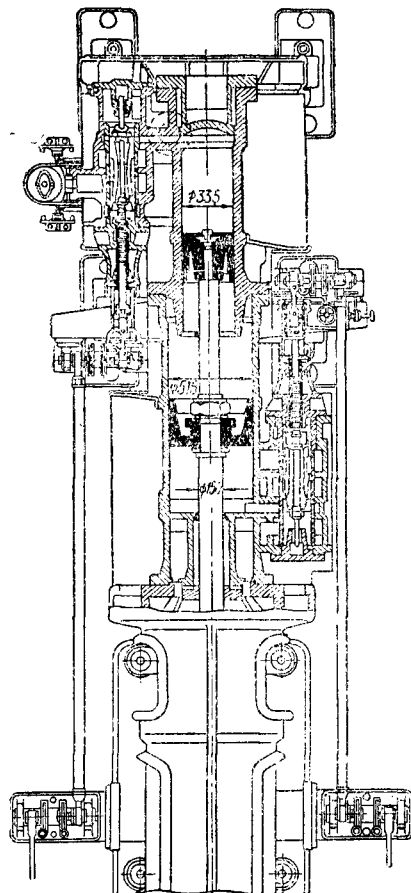
Пар поступает в машину по паропроводу e через водоотделитель f к передней крышке B_1 и далее, пройдя стопорный клапан e , разветвляется на два потока и подводится к впускным клапанам. Выпуск пара производится через клапаны c и d в отводную трубу L и затем в смешивающий конденсатор I .

Из машин многократного расширения большое распространение имеют горизонтальные машины двухкратного расширения типа тандем (фиг. 28). Машина имеет клапанное парораспределение. Цилиндр высокого давления (правый) и цилиндр низкого давления (левый) представляют одну общую отливку с одной средней крышкой, общей для обоих цилиндров. Поршневой шток кроме среднего сальника имеет второй сальник в правой крышке. Цилиндр низкого давления снаружи закрывается крышкой без сальника. Шток соединён с кривокопфом, передача от которого идёт через шатун на коленчатый вал.

Свежий пар подводится по паропроводу M , к впускным клапанам K цилиндра высокого давления, расположенным внизу. После частичного расширения пара через выпускные клапаны N , расположенные сверху цилиндра, пар отводится во внешнюю полость цилиндра, играющую роль ресивера, и отсюда подводится через впускные клапаны L , расположенные сверху, в цилиндр низкого давления. Отработавший пар отводится через нижние выпускные клапаны цилиндра низкого давления в отводную трубу S и конденсатор M , обслуживаемый мокро-воздушным насосом P , представленным в разрезе.

В последнее время большое распространение получают машины высокого давления.

На фиг. 29 показан разрез горизонтальной машины тандем высокого давления двухкратного расширения.



Фиг. 29. Машина высокого давления

Оба цилиндра работают по принципу простого действия. Давление свежего пара $p_1 = 60 \text{ атм}$, температура перегретого пара $t_1 = 425^\circ\text{C}$. Противодавление на выпуске составляет $p_2 = 10 \text{ атм}$. Пар, отработавший в машине, используется в дальнейшем в паровых молотах кузнечного цеха. Парораспределение обоих цилиндров производится с помощью поршневых золотников. Размеры цилиндров 335 мм и 515 мм, ход поршней 900 мм, мощность 760 э. л. с. Удельный расход пара $d_i = 7,59 \text{ кг/л. с.-час}$.

ЛОКОМОБИЛИ

Суммарная мощность локомотивов и паровых машин в общем парке стационарных двигателей железнодорожного транспорта составляет около 30—35%, причём мощность собственно паровых машин уменьшается и составляет менее $1/3$ от суммарной мощности локомотивов, парк которых значительно растёт.

В области малых мощностей (100—500 л. с.) по экономичности локомотив нередко превосходит паровые турбины.

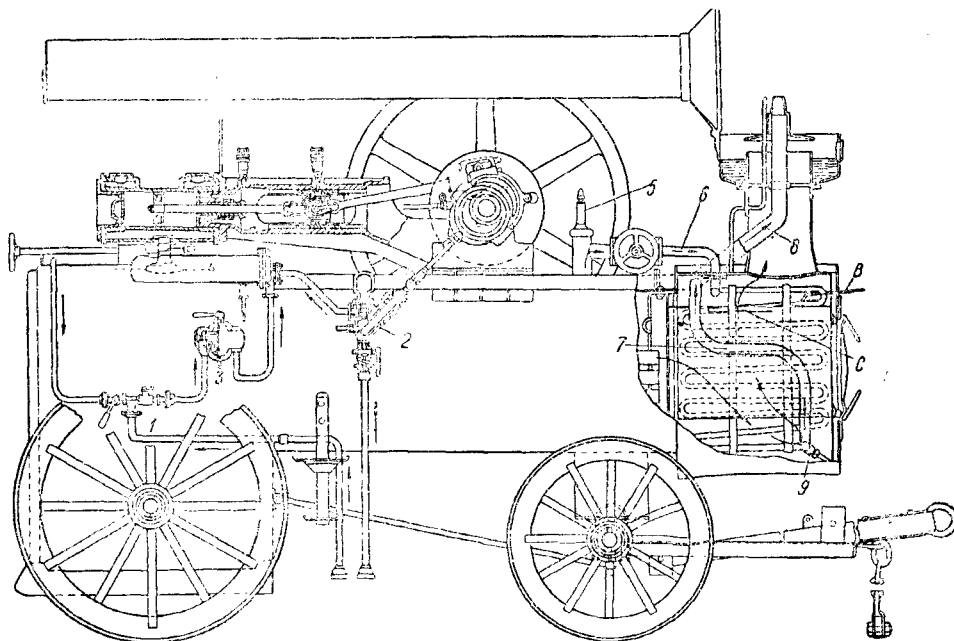
Локомотив может работать на любых, в том числе и низкосортных топливах, удобен в транспортировке, по своим габаритам занимает сравнительно небольшую площадь, отличается простотой в обслуживании и ремонте.

В зависимости от назначения локомотивы делятся на передвижные (марки 4 ЛП-20, ЛП-25, ЛП-75), стационарные силовые конденсационные (марки СК-125¹, СК-250, СК-350 и т. д.), стационарные теплофикационные с противодавлением (марка СТ) и стационарные теплофикационные с конденсацией и отбором пара из ресивера (марка СТК).

Локомотивы с противодавлением (теплофикационные) и с отбором пара на железнодорожном транспорте ещё не получили широкого распространения.

Передвижные локомотивы

Разрез передвижного локомотива представлен на фиг. 30, где 1 — приёмная труба для питания локомотива водой при помощи инжектора; 2 — питательный насос; 3 — питательная коробка; 4 — подогреватель питательной воды; 5 — предохранительные клапаны; 6 — трубопровод из котла в подогреватель; 7 — трубопровод от подогревателя к машине; 8 — выхлопная труба; 9 — вентиль для продувки подогревателя; С—В—заслонка регулирования перегрева



Фиг. 30. Разрез передвижного локомотива: 1—приёмная труба для питания локомотива водой; 2—питательный насос; 3—питательная коробка; 4—подогреватель питательной воды; 5—предохранительные клапаны; 6—трубопровод из котла в подогреватель; 7—трубопровод от подогревателя к машине; 8—выхлопная труба; 9—вентиль для продувки подогревателя; С—В—заслонка регулирования перегрева

паны; 6 — трубопровод из котла в подогреватель; 7 — трубопровод от подогревателя к машине; 8 — выхлопная труба; 9 — вентиль для продувки подогревателя; С—В заслонка регулирования перегрева.

Паровой котёл передвижных локомотивов изготавливается по типу паровозных котлов; рабочее давление 12 ÷ 13 атм.

Котёл оборудован только дымогарными трубами диаметром 54/60 мм.

¹ По иному ГОСТ 3492-46 вместо ранее применявшегося обозначения марки локомотива—СК-1, СК-2, СК-3 и т. д.—принято: СК-125, СК-175, СК-250, СК-350, что обозначает стационарный локомотив с конденсацией, мощностью 125, 175, 250 л. с. и т. д.

Анкерных труб в котлах передвижных локомотивов нет.

Топка внутренняя цельносварная, прямоугольная (коробчатая), с волнистым потолком. Конструкция колосников обеспечивает набор колосниковой решётки (в зависимости от применяемого топлива) с живым сечением от 20 до 33%.

В потолок топки вмонтирована предохранительная пробка из легкоплавкого материала. Дымогарные трубы в передней и задней трубных решётках укрепляются развальцовкой. Котёл оборудован лазами, люками и спускным краном для очистки, продувки и спуска воды.

В соответствии с правилами котлонадзора локомотивы снабжены комплектом арматуры (водоуказательное стекло, два пароводопробных крана, манометр, указатель наименьшего уровня воды, два пружинных предохранительных клапана).

Передвижные локомотивы снабжены змеевиковыми трубчатыми пароперегревателями, которые расположены в дымовой коробке. Питательная вода предварительно подогревается до 60—70° С в водоподогревателе, расположенном в трубе выхлопного пара. Питание осуществляется плунжерным насосом и инжектором. Разрежение в топке и необходимая тяга обеспечиваются при помощи конуса, через который выпускается в атмосферу отработавший пар. Конус расположен в искрогасителе на выходе из дымовой коробки. В периоды, когда паровая машина не работает, повышение форсировки топки обеспечивается путём выпуска свежего пара через сифон.

Все марки передвижных локомотивов (табл. 3) оборудованы одноцилиндровыми паровыми машинами двойного действия с выпуском пара в атмосферу. Парораспределение осуществляется поршневым золотником с осевым регулятором скорости.

Регулятор, при изменении нагрузки, изменяет величину наполнения цилиндра.

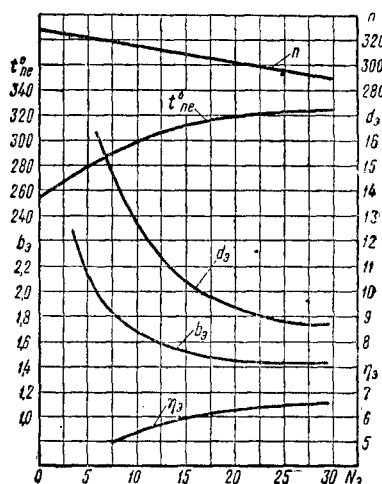
Локомотивы 4ЛП-20, П-25, П-75 оборудованы колёсным ходом; для стационарной службы колёсный ход снимается и локомотивы устанавливаются на фундамент.

На фиг. 31, 32, 33 представлены рабочие характеристики локомотивов 4ЛП-20, П-25 и П-75, где в зависимости от эффективной мощности показано изменение числа оборотов вала в минуту n , температуры перегрева пара t_{pe} , удельного расхода пара на 1 э. л. с. в час d_3 , удельного расхода условного топлива ($Q_p^H = 7000$ ккал/кг) в кг на 1 э. л. с. в час b_3 и экономического к. п. д. локомотива η_3 .

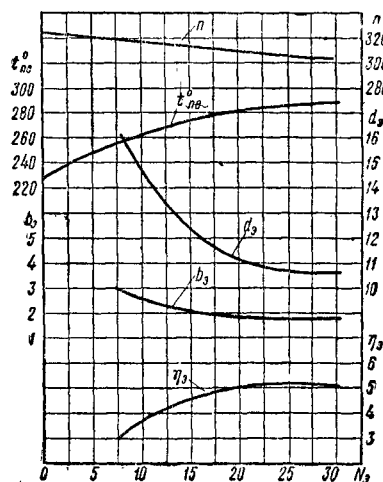
Таблица 3

Техническая характеристика передвижных локомотивов

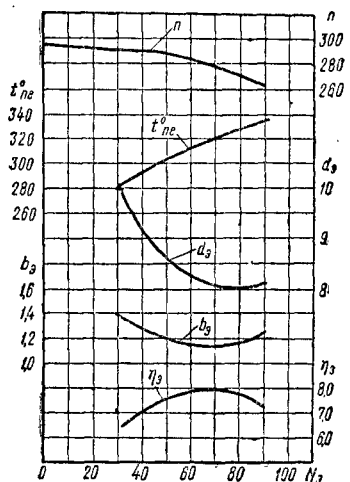
Техническая характеристика	Единица измерения	Марка локомотива		
		4ЛП-20	П-25	П-75
Номинальная мощность	л. с.	20	25	75
Максимально кратковременная	» »	24	30	90
Число оборотов при номинальной мощности	об/мин.	300	300	280
Степень неравномерности при номинальной мощности	—	1/50	1/50	1/100
Давление пара в котле	атм	13	13	12
Температура перегретого пара	°С	300	300	280—350
Габаритные размеры:				
длина	мм	4 430	4 558	4 338
ширина	»	1 536	1 560	1 990
высота	»	2 400	2 519	3 050
Вес (без воды)	кг	3 200	3 560	7 000
Поверхность нагрева котла (газовая)	м²	7,8	8,35	21,7
пароперегревателя	»	3,5	3,47	10,0
Площадь колосниковой решетки	»	0,46	0,53	0,88
Объем топочного пространства	м³	0,406	0,40	0,77
Число цилиндров	шт.	1	1	1
Диаметр цилиндра	мм	140	140	210
Ход поршня	»	230	230	340
Расход на 1 э. л. с. в час:	кг/л. с.	9,5—9,0	10,7	9,1
пара при теплотворной способности	»	3,5	3,8	—
$Q_p^H = 3500$ ккал/кг	»	—	—	—
угля при теплотворной способности	»	1,5	2,0	1,57
$Q_p^H = 7000$ ккал/кг	»	—	—	—
соломы при теплотворной способности	»	4,0	4,0	—
$Q_p^H = 3500$ ккал/кг	»	—	—	—
Электродвигатель:				
тип	—	—	—	СГ-60/6
мощность	квт	—	—	60
напряжение	е	—	—	400/230
число оборотов	об/мин	—	—	1 000
диаметр шкива	мм	—	—	430
Ширина обода шкива	мм	—	—	250



Фиг. 31. Рабочая характеристика локомотива 4ЛП-20



Фиг. 32. Рабочая характеристика локомотива П-25



Фиг. 33. Рабочая характеристика локомотива П-75

Стационарные локомобили

Стационарные локомобили марки ЛМ (табл. 4) предназначены для силовых установок. Локомобили оборудованы подогревателем питательной воды, пароперегревателем и вспрыскивающим конденсатором. Локомобили предназначены для работы без отбора пара для технологических и тепловых потребителей.

Локомобили ЛМ оборудованы цилиндрическими котлами с выдвигной трубной системой (фиг. 34).

Котёл состоит из волнистой жаровой трубы 1, в которой располагается внутренняя топка, цилиндрической части 2, дымогарных труб 3 и дымовой коробки 4. Общая поверхность нагрева котла составляется поверхностями жаровой и дымогарных труб и трубными решётками. Трубная система локомобилей ЛМ — выдвигная.

Часть дымогарных труб (17—25%) является анкерными, они вставляются на резьбе в трубные решётки и связывают последние между собой.

По наружному диаметру все дымогарные трубы одинаковы (60 мм), но толщина стенок различная: анкерные — 5 мм, остальные — 3 мм.

Конструкция котла с выдвигной трубной системой позволяет периодически производить полную очистку поверхности нагрева от накипи.

Однако питание котла водой с высокой жёсткостью (более 8—10 немецких градусов) может вызывать необходимость частой остановки локомобиля для чистки котла.

Пароперегреватель размещается в дымовой коробке.

Пароперегреватели локомобилей марок ЛМ-V, ЛМ-VII и ЛМ-VIII трубчатые секционные; каждая секция образуется зигзагообразно изогнутой цельнотянутой трубкой диаметром 26/32 мм; трубки закрепляются при помощи развальцовки в сварные стояки. Пароперегреватель локомобиля ЛМ-X отличается от конструкций пароперегревателей, описанных выше; он выполнен из дугообразных труб, вальцованных в горизонтальные коллекторы. Такая конструкция, позволяющая сохранить открытыми все дымогарные трубы, однако не обеспечивает набора необходимой поверхности нагрева пароперегревателя, вследствие чего поверхность нагрева пароперегревателя локомобиля ЛМ-X по отношению к поверхности нагрева котла и температуре перегрева пара меньше, а расход пара больше,

Таблица 4

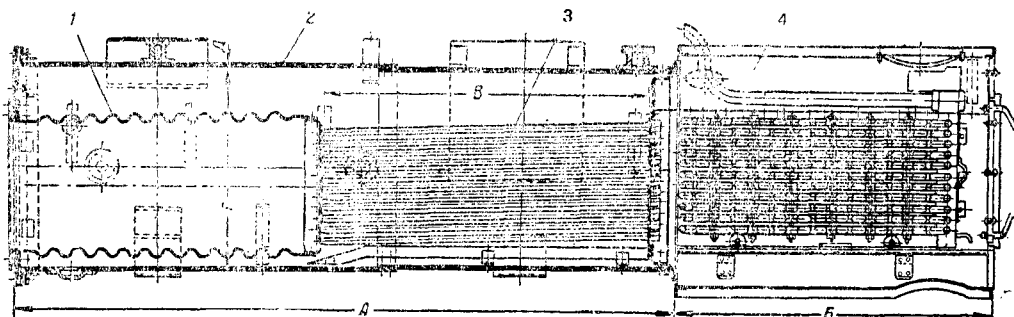
Техническая характеристика стационарных локомобилей типа ЛМ

Техническая характеристика	Единица измерения	Марка локомобиля			
		ЛМ-V	ЛМ-VII	ЛМ-VIII	ЛМ-X
Номинальная мощность	л. с.	120	170	225	330
Наибольшая кратковременная мощность	»	135	190	250	380
Рабочее давление в котле	ати	12	12	12	12
Число оборотов при номинальной мощности	об/мин.	200	190	190	180
Число маховиков	шт.	2	2	2	2
Степень неравномерности:					
двустороннее снятие мощности	—	1/200	1/180	1/160	1/190
одностороннее снятие мощности	—	1/240	1/225	1/200	1/230
Вес нетто	кг	20 000	24 000	33 000	45 000
Вес брутто	»	21 800	26 300	35 500	48 500
Диаметр цилиндра:					
высокого давления	мм	210	250	270	320
низкого давления	»	370	450	490	580
Ход поршня	»	440	450	460	520
Поверхность нагрева (газовая):					
котла	м ²	23	34	42	64
пароперегревателя	»	27	37	46	46
Площадь колосниковой решётки при топке:					
внутренней нормальной	»	1,0	1,1	1,3	2,3
внутренней удлиненной	»	1,45	1,66	1,87	2,9
ступенчатой подвальной	»	2,41	3,16	3,90	5,3
Расход на 1 э. л. с.:					
пара	кг/л.с.-час	6,0	5,8	5,8	6,3
угля при теплотворной способности $Q_p^H =$					
$= 7\,000 \text{ ккал/кг}$	»	0,9	0,86	0,86	0,94
дров при теплотворной способности $3\,500 \text{ ккал/кг}$	»	1,8	1,72	1,72	1,98
Приблизительный расход на локомобиль при номинальной нагрузке:					
масла машинного	кг/час	0,2	0,3	0,35	0,50
» цилиндрового	»	0,15	0,2	0,25	0,35
воды на конденсацию при 15°C	»	22 000	30 000	40 000	62 000
питательной воды	»	720	930	1 310	2 080
Давление в конденсаторе	ати	0,18	0,18	0,18	0,18
Число и размеры дымогарных труб:					
нормальные:					
диаметр	мм	54/60	54/60	54/60	54/60
длина	»	2 040	2 240	2 390	2 705
количество	шт.	44	64	71	107
анкерные:					
диаметр	мм	50/60	50/60	50/60	50/60
длина	»	2 020	2 220	2 365	2 675
количество	шт.	16	19	24	22

чем у локомотивов марок ЛМ-V, ЛМ-VII, ЛМ-VIII.

Локомотивы ЛМ оборудованы подогревателями (табл. 5) питательной воды (фиг. 35),

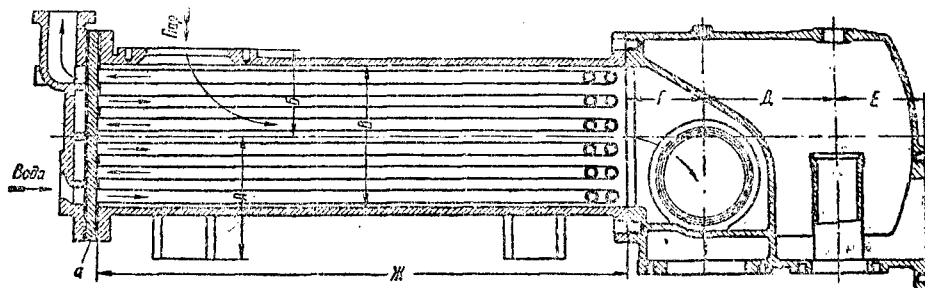
давления; 7 — цилиндр низкого давления; 8 — поршневой золотник выпуска пара из цилиндра низкого давления. Стрелками показано направление потока пара.



Фиг. 34. Схема котла локомотивов ЛМ

которые монтируются в паропроводе отработавшего пара между цилиндром низкого давления и конденсатором. Отработавший пар

В локомотиве ЛМ применено парораспределение тремя золотниками, позволяющими осуществить независимое регулирование на-



Фиг. 35. Схема подогревателя питательной воды локомотивов ЛМ

омывает U-образные трубки, вмонтированные в корпус; весь пучок трубок водоподогревателя может быть вынут, что обеспечивается разъемным фланцем а.

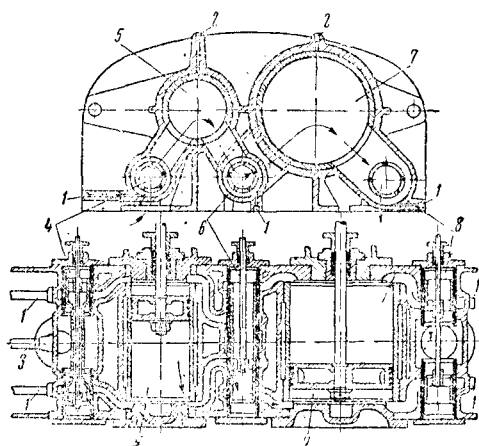
полнения в цилиндре высокого давления при постоянном предварении выпуска и степени сжатия.

Таблица 5

Размеры водоподогревателей локомотивов ЛМ
в мм

Марка	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж
ЛМ-V	250	167	274	150	270	257	1050
ЛМ-VII	250	167	274	150	270	257	1050
ЛМ-VIII	280	200	323	180	320	207	1270
ЛМ-IX	275	250	323	220	410	297	1530

Паровые машины локомотивов ЛМ — двухцилиндровые, компаунд, с золотниковым парораспределением и осевым регулятором. На фиг. 36 показан схематический чертёж цилиндрического блока, где 1 — продувочные отверстия; 2 — отверстия для постановки индикатора; 3 — штуцер для подвода смазки; 4 — поршневой золотник впуска пара в цилиндр высокого давления; 5 — цилиндр высокого давления; 6 — перепускной трубчатый золотник выпуска пара из цилиндра высокого и впуска в цилиндр низкого



Фиг. 36. Схема паровых машин локомотивов ЛМ

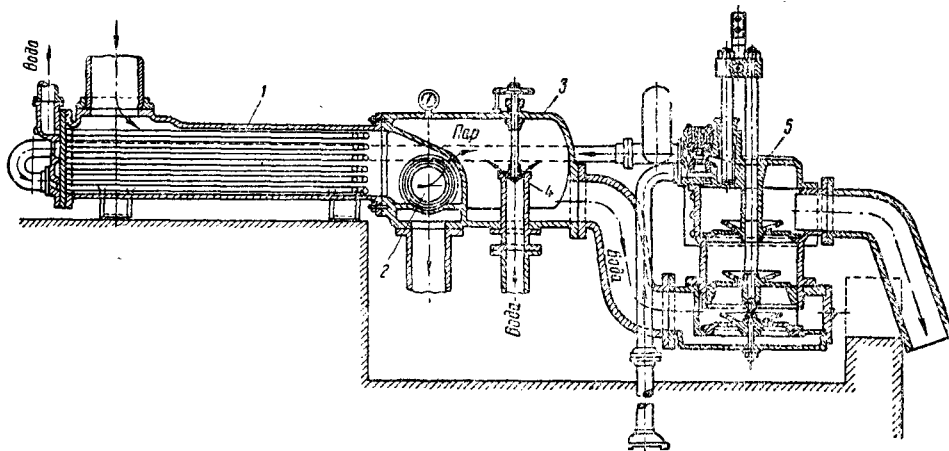
Конденсация пара и создание вакуума в локомотивах ЛМ осуществляется в специальном конденсаторе смешения (фиг. 37). Отработавший пар, пройдя через трубчатый водоподогреватель 1 и переключающий вентили 2,

поступает в конденсатор 3. При помощи переключающего вентиля 2 пар может быть направлен помимо конденсатора на выпуск. В конденсаторе расположена труба 4, по которой из колодца поступает вода для смешения с паром и его конденсации.

На верхнем конце трубы 4 имеется конический клапан, перестановкой которого регулируется подача воды в конденсатор; нижний конец трубы должен быть закрыт предохранительной сеткой, предотвращающей засасывание в конденсатор мусора.

При помощи мокро-воздушного насоса 5 смесь охлаждающей воды с конденсатом и

выпускает пар из него. В средней части цилиндра низкого давления имеются выпускные окна, которые открываются и закрываются телом поршня. Большая часть отработавшего пара выпускается через эти окна. При прямом выпуске пара из цилиндра низкого давления (через окна) достигается более глубокий вакуум и, следовательно, повышается теплоиспользование пара. В отличие от локомотивов ЛМ, в локомотивах СК применён мокро-воздушный насос улучшенной конструкции. В нём поршни постоянно находятся под водой, резиновые клапаны имеют малый диаметр, на линии отработавшего пара устано-



Фиг. 37. Конденсатор смешения: 1—трубчатый водоподогреватель; 2—переключающий вентиль; 3—конденсатор; 4—труба подвода воды; 5—мокро-воздушный насос

воздух удаляются в бак циркуляционной воды. Использование мокро-воздушного насоса в локомотивах ЛМ для подачи воды на градирню недопустимо. Поршень мокро-воздушного насоса — проходной, снабжён сплошным резиновым клапаном.

Устройство локомотива марки СК представлено на фиг. 38.

Котлы локомотивов СК, выпускаемых взамен локомотивов ЛМ, конструктивно не отличаются от котлов локомотивов ЛМ, но несколько увеличенный диаметр жаровой трубы обеспечивает большую производительность котла. Для улучшения работы пароперегревателей отбор пара осуществляется через сухопарник. Пароперегреватель секционный трубчатый; трубы изогнуты по форме стенок дымовой коробки, концы трубок вальцовываются в горизонтальные коллекторы. Все дымогарные трубы открыты, чем облегчается осмотр и чистка последних. Пароперегреватель собран на выдвижной тележке, что обеспечивает выемку и ремонт секций перегревателя. Способ и схема питания котла водой не отличаются от локомотивов ЛМ.

Паровые машины локомотивов СК — двухцилиндровые, двухкратного расширения (табл. 6, 7 и 8). Машина локомотива СК-125 выполнена по типу тандем, машины локомотивов СК-250, СК-350 — компаунд. Парораспределение осуществляется двумя золотниками: первый выпускает пар в цилиндр высокого давления и выпускает из него, второй — выпускает пар в цилиндр низкого давления и

введен автоматический клапан. Внесённые улучшения позволяют использовать насос для непосредственной подачи воды в градирню на высоту до 5 м.

На фиг. 39, 40, 41 представлены рабочие характеристики локомотивов СК-125, СК-250 и СК-350.

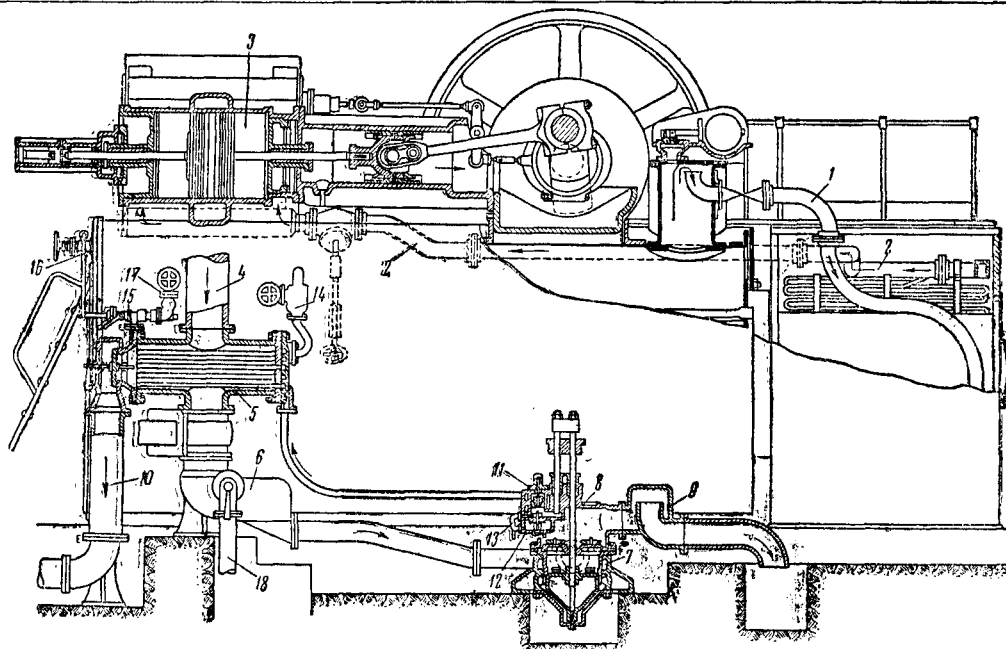
Приведённые графики и таблицы удельного расхода пара и топлива локомотивными агрегатами относятся к парадным условиям испытаний и характеризуют лишь достигнутую экономичность локомотивов при паспортных параметрах пара, топлива и нагрузках.

В условиях эксплуатации удельный расход пара и топлива несколько выше гарантийных данных.

Превышение удельного расхода вызывается обстоятельствами эксплуатационного характера: отступлением средней фактической загрузки агрегата от номинального режима и затратами топлива на растопку, горячий резерв, обдувку и продувку котлов (служебные и хозяйственные надбавки).

Снижение величины отклонения фактического расхода топлива от гарантийного зависит от соблюдения возможно более рационального графика загрузки агрегатов станции и учитывается при составлении удельных норм расхода топлива по агрегату и на станцию в целом.

Увеличение фактического удельного расхода топлива против установленных норм объясняется отступлением рабочих параметров агрегата от рекомендуемых.



Фиг. 38. Схема устройства локомотивов марки СК: 1—паропровод из котла в пароперегреватель; 2—паропровод из пароперегревателя к машине; 3—цилиндр; 4—выхлопная труба из цилиндра; 5—водоподогреватель; 6—конденсатор; 7—нижняя часть корпуса мокро-воздушного насоса; 9—трубопровод от мокро-воздушного насоса; 10—выхлопная труба за автоматическим клапаном (на выхлоп в атмосферу); 11—нагнетательный клапан водяного насоса; 12—всасывающий клапан водяного насоса; 13—перепускной клапан; 14—питательная коробка от водяного насоса; 15—инжектор; 16—паропровод из котла к инжектору; 17—питательная коробка от инжектора; 18—трубопровод для подачи воды в конденсатор

Таблица 6

Характеристика паровой машины и парораспределения локомотивов СК-350 и СК-500

Наименование	Единица измерения	Марка локомотива			
		СК-350		СК-500	
Цилиндр	—	В. Д.	Н. Д.	В. Д.	Н. Д.
Диаметр цилиндра	мм	320	640	360	720
Ход поршня	»	520	520	560	560
Диаметр поршневого штока	»	70	90	85	100
Диаметр конструктора	»	60	80	70	90
Рабочая площадь поршня:					
сторона крышки	см ²	775,6	3165,1	978,9	400,6
сторона вала	»	765,4	3151,8	960,6	3991
Коэффициент индикаторной мощности $A (N_i = A p_i)$					
сторона крышки	—	0,0896	0,3657	0,1218	0,4985
сторона вала	—	0,0884	0,3642	0,1195	0,4966
Объем вредного пространства	%	—	—	9,2	6,2
Поверхность вредного пространства — средняя	м ²	0,423	1,115	0,522	1,370
Диаметр золотника Впускная перекрышка:	мм	130	230	170	280
сторона крышки	»	34,0	50,5	36,5	54,0
сторона вала	»	30,0	45,0	32,5	48,0
Выпускная перекрышка:					
сторона крышки	»	—4,0	7,0	—5,0	—8,5
сторона вала	»	4,0	19,0	5,0	21,0
Рабочий объем цилиндра:					
сторона крышки	л	39,8	164,5	54,8	224,2
сторона вала	»	40,3	163,9	53,8	223,4
Средняя скорость поршня	м/сек	3,24	3,24	3,49	3,49

Таблица 7

Характеристика паровой машины СК-125

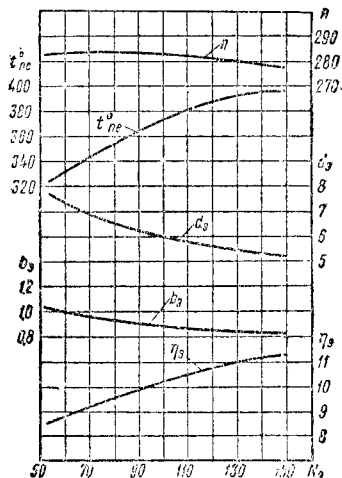
Линейные зазоры вредного пространства:			
со стороны крышки	мм	3	
со стороны вала	»	5	
Объем вредного пространства Ц. В. Д.:			
со стороны крышки	%	9,85	
со стороны вала	%	8,8	
Объем вредного пространства Ц. Н. Д.:			
со стороны крышки	%	6,55	
со стороны вала	%	5,8	
Диаметры поршневого штока	мм	62 и 65	
Диаметр золотника высокого давления	»	80	
Наружные перекрышки золотника высокого давления:			
со стороны вала	»	4	
то же крышки	»	0	
Внутренние перекрышки золотника высокого давления:			
со стороны вала	»	21	
то же крышки	»	24	
Диаметр золотника низкого давления	»	140	
Наружные перекрышки золотника низкого давления:			
со стороны вала	»	27,2	
то же крышки	»	30,4	
Внутренние перекрышки золотника низкого давления:			
со стороны вала	»	12	
то же крышки	»	4,5	

Таблица 8

Техническая характеристика стационарных локомотивов типа СК

Техническая характеристика	Единица измерения	Марка локомотива								
		СК-125	СК-175	СК-250	СК-350	СК-500	СК-700	СТК-350	СТ-250	СТ-350
Мощность локомотива:										
номинальная	э. л. с.	125	175	250	350	500	700	350	250	350
максимально кратковременная	» » »	150	210	300	420	600	840	420	300	420
Давление пара в котле	атм	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Температура перегретого пара	°C	380—390	320—350	320—350	320—350	320—350	320—350	320—350	320—350	320—350
Поверхность нагрева:										
котла (газовая)	м²	22,9	35,9	49,2	72,0	97,6	130,6	72,6	72,0	97,6
пароперегревателя	»	23,6	32,4	46,6	61,0	86,0	135,4	61,0	61,0	86,0
Давление в конденсаторе	атм	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	—	—
Число маховиков	шт.	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Число оборотов при номинальной мощности	об/мин.	280	250	187	187	187	167	187	250	250
Степень неравномерности при номинальной мощности:										
двустороннее снятие мощности	—	1/160	1/160	1/150	1/160	1/180	1/160	1/160	1/160	1/160
одностороннее снятие мощности	—	1/160	1/160	1/180	1/200	—	—	1/200	1/160	1/160
Расход на 1 л. с.-час:										
пара при номинальной мощности	кг/э. л. с.-час	5,4—5,6	5,25	5,22	5,4	4,8	4,8	5,25	8,1	7,5
Расход на 1 л. с.-час:										
угля с $Q_R^P = 7000$ ккал/кг	то же	0,84	0,76	0,935	0,75	0,74	0,74	0,75	1,12	1,0
дров $Q_R^P = 3500$ ккал/кг	»	1,5—1,7	1,52	1,95	1,5	1,5	1,5	1,5	2,25	2,0
Приблизительный расход на локомотив при номинальной мощности:										
масла машинного	кг/час	0,27	0,32	0,42	0,56	0,45	0,63	0,56	0,26	0,3
масла цилиндрического	»	0,15	0,19	0,25	0,33	0,35	0,49	0,33	0,15	0,18
питательной воды	»	630	920	1315	1840	2400	3360	1840	2000	2600
воды на конденсацию пара $ct_b = 10 \div 15^\circ\text{C}$	»	20400	27600	39500	55000	72000	100000	55000	—	—
Поверхность нагрева водоподогревателя	м²	0,765	0,945	1,26	1,98	2,48	3,27	1,98	2,52	2,52
Температура воды при выходе из подогревателя	°C	40	40	40	40	40	40	40	90	90
Диаметр цилиндра:										
высокого давления	мм	190	220	280	320	360	430	320	320	370
низкого давления	»	370	430	560	640	720	860	640	—	—
Ход поршня	»	360	410	470	520	560	620	520	480	510
Площадь колосниковой решетки:										
нормальной внутренней	м²	0,957	1,08	1,35	2,18	—	—	2,18	2,18	—
удлиненной	»	—	—	—	2,54	3,49	3,87	2,54	2,54	3,49
ступенчатой топки для опилок	»	—	—	—	5,4—5,3	—	—	5,3	5,3	—
заводской откатной для дров	»	—	—	—	1,66	2,7	3,04	1,66	1,66	2,7
Объем топочного пространства при нормальной внутренней колосниковой решетке	м³	0,845	—	1,49	6,1	—	—	—	—	—
Дымогарные трубы нормальные:										
диаметр	мм	54/60	54/60	54/60	54/60	54/60	54/60	54/60	54/60	54/60
длина	»	2223	2288	2739	2698	2735	2913	2688	2688	2735
число	шт.	16	20	18	24	27	29	24	24	27
Вес локомотива:										
брутто	кг	—	22300	32500	45000	65000	78500	45000	33500	45000
нетто (без воды)	»	1630	20000	28800	41500	60000	72500	41500	30000	41500
Длина	мм	7965	—	9056	9260	—	—	—	—	—
Ширина	»	3780	—	4360	4709	—	—	—	—	—
Высота	»	3150	—	3555	3925	—	—	—	—	—
Основные размеры внутренних удлиненных топок:										
А	»	—	—	—	1390	1656	1674	1390	1390	1658
Б	»	—	—	—	497	603	700	497	497	503
В	»	—	—	—	2160	2620	2770	2160	2160	2620
Г	»	1710	2080	2177	2500	2980	3500	2500	2500	2980
Д	»	754	848	948	1150	1400	1500	1150	1150	1400
Е	»	1170	1390	1414	1740	—	—	1740	1740	1965

Как показали испытания и обследования, проведённые Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта, основной причиной пережогов топлива, имеющих место на локомотивных электростанциях МПС, является несоблюдение рабочих параметров (снижение давления пара в котле, понижение температуры перегрева пара, повышение давления в конденсаторе, неправильное парораспределение).



Фиг. 39. Рабочая характеристика локомотива СК-125

По данным Людиновского завода для локомотива СК-350:

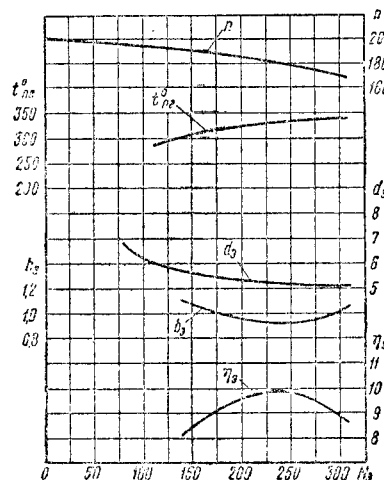
1. Снижение давления пара в котле с 15 до 10 *ати* увеличивает расход пара от 1 до 1,7% на каждую атмосферу снижения давления и тем больше, чем ниже давление.

2. Понижение перегрева пара вызывает увеличение удельного расхода пара от 0,12 до 0,18% на каждый градус понижения его температуры.

3. Повышение давления в конденсаторе от нормального 0,1 *ата* до 0,25 *ата* вызывает увеличение расхода пара от 0,4 до 0,5% на каждые 0,01 *ат* повышения давления. В случае выключения конденсатора и выпуска пара в атмосферу удельный расход пара конденсационным локомотивом увеличивается на 40%.

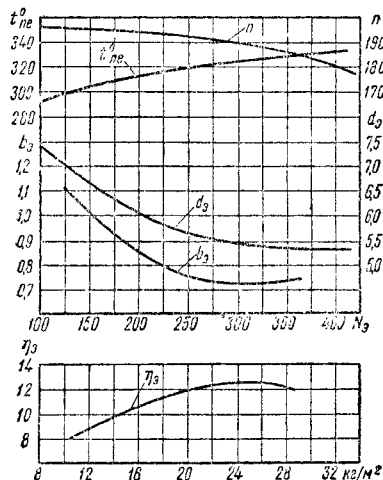
Приведённые данные показывают, что технически обоснованные нормы расхода топлива можно выдержать лишь при соблюдении расчётных параметров по локомотиву в целом и при рациональном графике загрузки агрегата.

Удельные нормы расхода топлива на электростанциях устанавливаются на вырабатанный киловатт-час электроэнергии.



Фиг. 40. Рабочая характеристика локомотива СК-250

В случае отсутствия гарантийных рабочих характеристик или отступлений в конструкции или состоянии агрегата нормы расхода



Фиг. 41. Рабочая характеристика локомотива СК-350

топлива устанавливаются специальными испытаниями и утверждаются для каждого агрегата и станции в целом.

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

ВВЕДЕНИЕ

Паровая турбина относится к классу паровых двигателей. В отличие от паровой машины паровая турбина не имеет кривошипно-шатунного механизма и выполняется в виде рабочего колеса, на окружности которого насажены лопатки. Перед лопатками колеса

устанавливаются неподвижные сопла или направляющие лопатки.

Пар, поступающий из котла, сначала пропускается через неподвижные сопла или лопатки, в которых происходит преобразование (полное или частичное) потенциальной энергии пара в кинетическую, а затем направляется в лопатки рабочего колеса, в которых

кинетическая энергия преобразовывается в механическую работу.

В настоящее время в связи с развитием теплотехники паровые турбины достигли высокой степени совершенства.

Паровые турбины являются весьма экономичными и рациональными тепловыми двигателями, играющими крупную роль в энергетическом хозяйстве.

Перед войной ленинградским заводом имени Сталина была построена крупнейшая в мире турбина мощностью в 100 000 квт, рассчитанная на давление пара 29 ат при 3 000 об/мин. Она превосходила лучшие иностранные образцы турбоагрегатов такого класса по весовым и габаритным показателям.

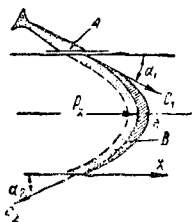
После Великой Отечественной войны наша промышленность начала выпуск турбин высокого давления ($P=90$ ат; $t=480-500^\circ\text{C}$). Мощность этих турбин составляет 100 000 квт на одном валу при 3 000 об/мин.

Эти турбины отличаются уникальной конструкцией лопатки последней ступени, создание которой и определило возможность постройки турбин таких параметров и такой мощности.

Известно, что быстроходные американские турбины Дженераль-электрик и Вестингауз имеют два вала. Одновальная советская турбина даёт большой выигрыш в размерах и затрате металла; она проще в изготовлении и эксплуатации.

ДЕЙСТВИЕ ПАРА НА РАБОЧИЕ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ

Рассмотрим случай действия пара на неподвижную лопатку (фиг. 42). К расширяющемуся насадку А подводится пар с параметрами p_1 и t_1 . При выходе из сопла пар с абсолютной скоростью C_1 подводится к



Фиг. 42. Действие пара на неподвижную лопатку турбины

неподвижной изогнутой лопатке В, как это показано на фиг. 42, и изменяет своё направление, выходя из лопатки со скоростью C_2 . При отсутствии трения между частицами пара и поверхностью лопатки

$$C_1 = C_2.$$

При наличии трения

$$C_2 < C_1.$$

Вследствие кривизны лопатки и изменения направления скорости пара появляются силы центробежного давления, передаваемые неподвижной лопатке.

Равнодействующая этих сил на ось x даёт составляющую p_x , которая может быть найдена на основании уравнения импульсов

$$p_x = m_s C_{1x} - m_s C_{2x} = m_s (C_{1x} - C_{2x}), \quad (1)$$

где m_s — масса пара, протекающего через лопатку в секунду;

C_{1x} , C_{2x} — проекции абсолютных скоростей входа и выхода пара на ось x .

Так как

$$m_s = \frac{G_s}{g},$$

где G_s — секундный расход пара в кг,

$$C_{1x} = C_1 \cos \alpha_1$$

и

$$C_{2x} = -C_2 \cos \alpha_2,$$

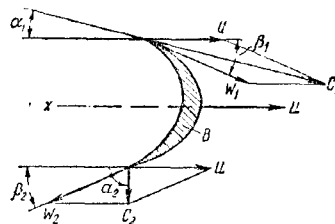
то

$$p_x = \frac{G_s}{g} (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2). \quad (2)$$

Для 1 кг пара

$$p = p_x = \frac{1}{g} (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2). \quad (3)$$

Зная скорости входа и выхода пара, а также углы α_1 и α_2 , и зависящие от профиля лопатки, легко определить силу, действующую на неподвижную лопатку.



Фиг. 43. Действие пара на подвижную лопатку турбины

Рассмотрим действие пара на подвижную лопатку (фиг. 43). Предположим, что лопатка В движется со скоростью U м/сек по направлению оси x . Если пар из сопла выходит с абсолютной скоростью C_1 под углом α_1 , то в этом случае струя пара будет входить на лопатку с относительной скоростью W_1 под углом β_1 .

Соответственно — при выходе из подвижной лопатки абсолютная скорость будет иметь значение C_2 и угол α_2 , а относительная скорость — W_2 и угол β_2 . Относительные скорости W_1 и W_2 легко находятся из параллелограммов, получаемых путём разложения абсолютных скоростей C_1 и C_2 на направление скорости движения лопатки и направление относительных скоростей (фиг. 43).

Для безударного входа пара на лопатку направление относительной скорости должно быть касательным к входной кромке лопатки.

При отсутствии трения между частицами пара и поверхностью лопатки

$$W_1 = W_2$$

при наличии трения

$$W_2 < W_1.$$

Давление струи пара на лопатку:

$$p = \frac{1}{g} (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2).$$

Работа пара, отнесённая к 1 сек., при скорости лопатки U м/сек.

$$l_u = pU = \frac{U}{g} (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2). \quad (4)$$

Так как по треугольнику скоростей (фиг. 43) входа и выхода струи пара

$$C_1 \cos \alpha_1 = W_1 \cos \beta_1 + U; \quad (5)$$

$$C_2 \cos \alpha_2 = W_2 \cos \beta_2 - U; \quad (6)$$

$$l_u = \frac{U}{g} (W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos \beta_2). \quad (7)$$

Таким образом, работа 1 кг пара, протекающего через подвижную лопатку, может быть определена как при помощи абсолютных скоростей, так и при помощи относительных скоростей.

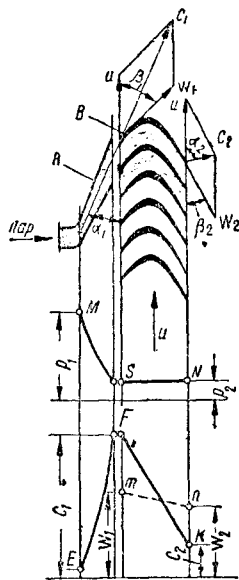
Та же работа пара может быть выражена через разность кинетических энергий, которыми обладает пар при входе на лопатку и выходе из неё, т. е.

$$l_u = \frac{C_1^2}{2g} - \frac{C_2^2}{2g} = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g}. \quad (8)$$

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС АКТИВНЫХ ТУРБИН

Принцип действия однодисковой активной турбины

Схема расположения неподвижных сопел A и лопаток колеса B однодисковой активной турбины изображена на фиг. 44. Рабочее колесо представлено в развёрнутом виде с профилем лопаток, укрепленных на ободе колеса и движущихся с окружной скоростью U м/сек.



Фиг. 44. Принцип действия однодисковой активной турбины

бирается, исходя из условия безударного входа пара на лопатку.

В рабочих лопатках турбины происходит изменение направления скорости и вследствие этого появляется сила центробежного давления на лопатку, вращающая рабочее колесо и создающая полезную работу.

Так как в рабочих лопатках не происходит изменения состояния пара, то при отсутствии потерь на трение относительная скорость на выходе W_2 должна равняться скорости W_1 . Однако вследствие наличия потерь в действительности W_2 всегда несколько меньше W_1 и может быть найдена с помощью коэффициента скорости в лопатках.

По найденному значению W_2 , известному по профилю лопатки углу β_2 и заданной окружной скорости колеса U из параллелограмма скоростей при выходе легко могут быть определены абсолютная скорость на выходе C_2 и угол α_2 .

Скорость $C_2 < C_1$, так как в рабочих лопатках происходит преобразование кинетической энергии струи пара в механическую работу.

Изменения давления пара, абсолютной скорости и относительной скорости в соплах и в рабочих лопатках активной турбины изображены на фиг. 44.

Секундная работа 1 кг пара:

$$l_u = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g},$$

откуда следует, что с уменьшением выходной скорости C_2 работа увеличивается. Поэтому следует стремиться, чтобы абсолютная скорость на выходе всегда была наименьшей.

Величина скорости C_2 при данных величинах U и W_2 зависит от угла β_2 , который определяется очертанием профиля лопатки. Обычно при очертании профиля рабочей лопатки угол β_2 принимают равным углу β_1 . В этом случае выходную скорость C_2 легко определить геометрически по треугольникам скоростей.

Таким образом, активная однодисковая турбина характеризуется следующими признаками:

1. Преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую происходит только в соплах.

2. Абсолютная скорость входа пара на лопатки соответствует скорости истечения пара из направляющего аппарата.

3. В рабочих лопатках не происходит изменения состояния пара: давление остаётся постоянным и равным противодавлению p_2 , поэтому активные турбины представляют собой турбины равного давления, не испытывающие осевых усилий.

4. В рабочих лопатках относительная скорость почти не меняется; механическая работа колеса получается за счёт уменьшения абсолютной скорости пара C .

Относительный к. п. д. однодисковой активной турбины

Как отмечено выше, рабочий процесс активной однодисковой турбины заключается в адиабатическом расширении пара, которое происходит в неподвижных соплах.

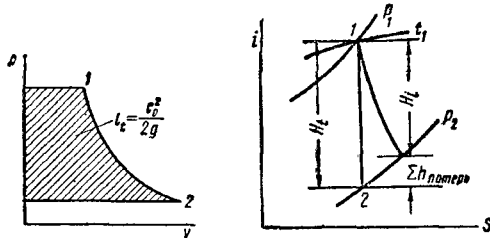
В координатах pv этот процесс расширения пара представлен кривой 1—2, а площадь, лежащая влево от этой кривой, соответствует работе l_1 , создающей живую силу струи со скоростью C_0 (фиг. 45).

Идеальная работа турбины I_t может быть представлена в виде разности теплосодержаний, т. е.

$$Al_t = i_1 - i_2 = H_t, \quad (9)$$

где H_t — тепловой напор идеальной активной турбины (фиг. 46).

В действительной активной турбине часть теплового напора теряется вследствие трения пара в соплах, трения в рабочих лопатках и потери на выходную скорость C_2 . Ввиду того, что последняя имеет некоторую конечную величину и уменьшает тепловой напор на величину $A \frac{C_2^2}{2g}$.



Фиг. 45. Диаграмма Pv активной турбины

Фиг. 46. iS -диаграмма активной турбины

Таким образом, так называемый внутренний, или индикаторный, тепловой напор турбины будет

$$H_i = H_u = H_t - \sum h_{nomerpb}, \quad (10)$$

где $\Sigma h_{\text{потерь}}$ — сумма всех перечисленных выше потерь.

Аналогично индикаторная работа турбины

$$l_i = l_{it} = l_t - \sum l_{nomerpb}. \quad (11)$$

При этом очевидно

$$H_i < H_t \text{ и } l_i < l_t.$$

Относительный к. п. д. турбины

$$\eta_g = \frac{Al_i}{Al_t} = \frac{H_i}{H_t}. \quad (12)$$

Величина этого коэффициента характеризует степень совершенства действительного процесса в турбине. Чем выше η_g , тем в большей степени действительный процесс приближается к идеальному.

Относительный коэффициент

$$\eta_g = 2\varphi^2(1 + \psi) \left(\cos\alpha_1 - \frac{U}{C_1} \right) \frac{U}{C_1}, \quad (13)$$

где φ — коэффициент скорости в соплах;
 $\varphi = 0,9 - 0,96$ — для цилиндрических сопел;

$\varphi = 0,93 - 0,96$ — для расширяющихся сопел;

ψ — коэффициент скорости в лопатках:

$$\psi = 0,85 - 0,92;$$

C_1 — действительная скорость истечения из сопла.

Как показывает приведённое уравнение, относительный коэффициент зависит от отношения окружной скорости к абсолютной скорости входа пара на рабочие лопатки.

Если обозначить: $2\varphi^2(1+\psi) = a$,
 $\cos \alpha_1 = b$,
 $\frac{U}{C_1} = x$,

то уравнение примет вид:

$$\eta_g = a(b-x)x = abx - ax^2. \quad (14)$$

Последнее уравнение представляет уравнение параболы. Поэтому изменение η_g от $\frac{U}{C_1}$ подчиняется параболическому закону.

Отношение $\frac{U}{C_1}$, при котором коэффициент η_g имеет значение максимума, определится по уравнению:

$$\frac{U}{C_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}; \quad (15)$$

$$(\eta_g)_{\max} = \frac{1}{2} \varphi^2 (1 + \psi) \cos^2 \alpha_1. \quad (16)$$

В идеальном случае при отсутствии потерь, т. е. при $\varphi=1$ и $\psi=1$

$$(\eta_g)_{\max} = \cos^2 \alpha_1. \quad (17)$$

В частном случае при $\alpha_1 = 0$

$$\frac{U}{C_1} = \frac{1}{2}$$

или

$$U = \frac{C_1}{2},$$

$$(\eta_g)_{\max} = 1.$$

Таким образом в активной идеальной турбине при угле входа абсолютной скорости $\alpha_1 = 0$ весь напор H_t превращается в работу. При этом окружная скорость рабочего колеса U должна быть равной $\frac{C_1}{2}$. Практически, конечно, такой случай реально получить невозможно. Однако полученный вывод показывает, что для увеличения относительного к.п.д. η_g необходимо создавать профиль рабочих лопаток с минимальным углом входа α_1 .

Практически угол α_1 берётся в пределах

$$\alpha_1 = 12-25^\circ.$$

Влияние угла α_1 на величину η_g для значений $\varphi=0,95$ и $\psi=0,90$ показано на фиг. 47. Верхняя пунктирная кривая относится к идеальному случаю при $\alpha_1=0$, $\varphi=1$ и $\psi=1$.

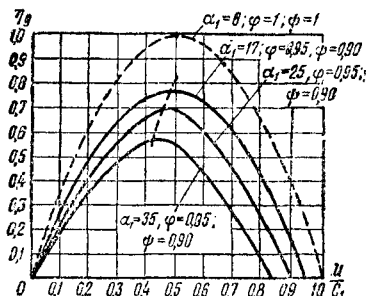
Как показывает диаграмма для больших углов α_1 , кривые снижаются и уменьшается значение $(\eta_g)_{\max}$; при этом с увеличением α_1 величина $(\eta_g)_{\max}$ смещается влево в сторону меньших значений $\frac{U}{C}$.

Так как наибольшее значение η_g получается при $\frac{U}{C_1} \approx 0,4 - 0,5$, то для высоких

значений η_g необходимо иметь большие окружные скорости рабочего колеса.

Действительно, если выходная скорость пара из сопла имеет значение $C_1 \approx 1200 - 1400$ м/сек, то $U \approx \frac{C_1}{2} \approx 500 - 600$ м/сек,

что для обычно применяемых диаметров рабочих колёс турбины соответствует числу оборотов $n = 10\,000 - 25\,000$ об/мин.

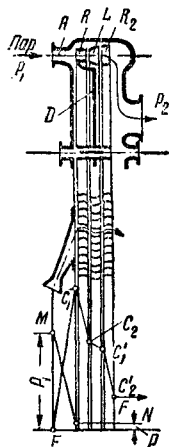


Фиг. 47. Зависимость η_g от $\frac{U}{C_1}$ для разных углов α_1 .

Таким образом, для достижения в однодисковой активной турбине экономичного процесса рабочее колесо турбины должно иметь очень высокое число оборотов. Следовательно, для передачи работы на какой-либо агрегат необходимо применять сложную передачу со сниженным числа оборотов до требуемой величины.

Активные турбины со ступенями скорости

Основным недостатком однодисковых активных турбин является необходимость работать с большим числом оборотов. Кроме этого, эффективность работы однодисковой турбины снижается со значительной выходной скоростью пара C_2 и вследствие этого большой потерей напора, эквивалентного величине



Фиг. 48. Схема активной турбины с двумя ступенями скорости

$\frac{C_2^2}{2g}$. Желание использовать высокую скорость C_2 с дальнейшим преобразованием кинетической энергии её в механическую работу привело к созданию многоступенчатых активных турбин.

Схема активной турбины с двумя ступенями скорости изображена на фиг. 48. Пар, проходя через расширяющееся сопло А, приобретает большую скорость. Затем эта скорость используется не в одном ряде лопаток, как в однодисковой турбине, а в данном случае в двух R_1 и R_2 , между которыми помещаются неподвижные лопатки I_1 , служащие для изменения направления движения

пара. Рабочие лопатки обычно располагаются на одном диске D.

Так как потенциальная энергия пара превращается в кинетическую только в соплах, то процесс расширения 1—2 и работа l_1 , так же как и в однодисковой турбине, относятся только к процессу, происходящему в соплах турбины.

Полученная кинетическая энергия, соответствующая скорости входа на рабочие лопатки, превращается в механическую работу последовательно в первом и втором рядах лопаток.

Следовательно, понижение абсолютной скорости пара происходит сначала в первом ряде лопаток, а затем во втором. В неподвижных лопатках, расположенных между рабочими лопатками с симметричным профилем, изменения скорости и давления не происходит; неподвижные лопатки служат только для изменения направления движения пара. Характер изменения давления пара, абсолютной скорости и относительной скорости в турбине показан на фиг. 48.

Таким образом, рабочий процесс активной турбины со ступенями скорости отличается следующими особенностями: 1) преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую происходит только в соплах; 2) преобразование кинетической энергии в механическую работу происходит последовательно — ступенями в нескольких рядах рабочих лопаток; 3) в рабочих лопатках и в промежуточных направляющих аппаратах изменения давления не происходит, поэтому турбина не испытывает осевых усилий; 4) относительная скорость в рабочих лопатках почти не меняется; 5) выходная абсолютная скорость из турбины имеет меньшее значение, чем в однодисковой турбине.

Следует также отметить, что благодаря полному расширению пара в соплах рабочие и промежуточные направляющие лопатки турбины не подвергаются действию высоких температур пара. Кроме этого, зазоры в такой турбине можно выполнить сравнительно большими, не опасаясь значительной утечки пара, так как давление пара в рабочей полости турбины одинаково.

Относительный к. п. д. турбины со ступенями скорости

Коэффициенты скорости рабочих лопаток и промежуточных направляющих аппаратов приняты одинаковыми и равными ψ . Относительный к. п. д. двухступенчатой турбины:

$$\eta_g = 2\psi^2(1 + \psi) \left[(1 + \psi^2) \left(\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_1} \right) - (1 + \psi) \frac{U}{C_1} \right] \frac{U}{C_1}, \quad (18)$$

т. е. он, так же как и для одноступенчатой турбины, зависит от отношения $\frac{U}{C_1}$, т. е.

$$\eta_g = f \left(\frac{U}{C_1} \right).$$

Значение $\frac{U}{C_1}$, при котором будет иметь ме-

сто максимум η_g , определится по уравнению:

$$\frac{U}{C_1} = \frac{(1 + \psi^2)}{2(2 + \psi + \psi^2)} \cos \alpha_1. \quad (19)$$

При этом значении $\frac{U}{C}$

$$(\eta_g)_{\max} = \frac{x^2 (1 + \psi) (1 + \psi^2)^2}{2(2 + \psi + \psi^2)} \cos^2 \alpha_1. \quad (20)$$

В идеальном случае, т. е. при отсутствии потерь, когда $\varphi=1$ и $\psi=1$, имеем

$$\frac{U}{C_1} = \frac{1}{2 \cdot 2} \cos \alpha_1 = \frac{1}{4} \cos \alpha_1. \quad (21)$$

При этом значении $\frac{U}{C_1}$

$$(\eta_g)_{\max} = \cos^2 \alpha_1. \quad (22)$$

Из сравнения полученных выражений с аналогичными выражениями для одноступенчатой турбины видно, что один и тот же по величине относительный к.п.д. $(\eta_g)_{\max}$ получается в двухступенчатой турбине при значении $\frac{U}{C_1}$, вдвое меньшем, чем в одноступенчатой турбине.

Отсюда следует, что при одной и той же абсолютной скорости входа пара C_1 и одной и той же экономичности идеальной турбины окружная скорость, а следовательно, и число оборотов с двумя ступенями скорости может быть взято вдвое меньше, чем в турбине с одной ступенью.

Дальнейшее исследование многоступенчатых турбин показывает, что отсутствие потерь

$$(\eta_g)_{\max} = \cos^2 \alpha_1$$

получается: для трёхступенчатых турбин при

$$\frac{U}{C_1} = \frac{1}{2 \cdot 3} \cos \alpha_1,$$

для четырёхступенчатых турбин при

$$\frac{U}{C_1} = \frac{1}{2 \cdot 4} \cos \alpha_1.$$

Таким образом, при числе ступеней, равном m

$$\frac{U}{C_1} = \frac{1}{2m} \cos \alpha_1. \quad (23)$$

В случае $\alpha_1 = 0$, $\varphi = 1$ и $\psi = 1$ получаются $(\eta_g)_{\max} = 1$ при следующих значениях $\frac{U}{C_1}$:

для одноступенчатой турбины

$$\frac{U}{C_1} = \frac{1}{2};$$

для двухступенчатой турбины

$$\frac{U}{C_1} = \frac{1}{4};$$

для трёхступенчатой турбины

$$\frac{U}{C_1} = \frac{1}{6}.$$

Однако с учётом потерь в направляющих

аппаратах и лопатках с увеличением числа ступеней скорости величина относительного к.п.д. уменьшается за счёт увеличения потерь в большем количестве лопаток. Так, если принять $\varphi=0,95$ и $\psi=0,85$, то практически значения $\frac{U}{C}$, при которых имеет место

сто $(\eta_g)_{\max}$, получаются:

для одноступенчатой турбины

$$\frac{U}{C_1} \approx 0,45;$$

для двухступенчатой турбины

$$\frac{U}{C_1} \approx 0,22;$$

для трёхступенчатой турбины

$$\frac{U}{C_1} = 0,15.$$

Значение $\frac{U}{C}$ для $\alpha_1=10-25^\circ$ колеблется в следующих пределах:

для одноступенчатой турбины

$$(\eta_g)_{\max} = 0,71 - 0,78;$$

для двухступенчатой

$$(\eta_g)_{\max} = 0,56 - 0,61;$$

для трёхступенчатой

$$(\eta_g)_{\max} = 0,41 - 0,50.$$

Таким образом, активные турбины со ступенями скорости позволяют понизить отношение $\frac{U}{C_1}$ и, следовательно, уменьшить окружную скорость колеса U и число оборотов n .

С увеличением числа ступеней скорости относительный к. п. д. уменьшается и поэтому понижается экономичность турбин.

Кроме этого, недостатком активных турбин со ступенями скорости является перегрузка первых ступеней и недостаточная нагрузка последних. Поэтому они не имеют распространения как самостоятельные агрегаты. Они обычно служат вспомогательными турбинами и устанавливаются в части высокого давления в комбинированных турбинах. Число ступеней скорости при этом принимается равным 2—3.

Активные турбины со ступенями давления

Применение к активной турбине ступеней скорости снижает число оборотов турбины, однако вместе с тем при этом понижается и относительный к. п. д. турбины.

Для понижения числа оборотов турбин с сохранением величины относительного к. п. д. необходимо было изыскать новые методы работы. Таким методом является применение в турбинах ступеней давления.

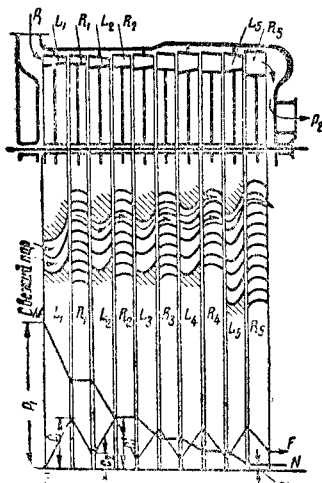
Схема активной турбины со ступенями давлений, а также рабочий процесс этой турбины изображены на фиг. 49.

Турбина состоит из первых сопел L_1 , первого ряда рабочих лопаток R_1 , вторых со-

пел L_2 , второго ряда рабочих лопаток R_2 и т. д.

В соплах L_1, L_2, L_3, L_4, L_5 происходит частичное падение давления и, следовательно, частичное преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую.

В первых рабочих лопатках R_1 турбины происходит преобразование полученной кинетической энергии в механическую работу, вследствие чего имеет место падение абсолютной скорости. Давление пара при этом остаётся неизменным.



Фиг. 49. Схема активной турбины со ступенями давления

Во вторых соплах R_2 , выполненных не в виде симметричных лопаток, а так же, как и направляющие сопла L_1 , происходит дальнейшее падение давления пара и вторичное преобразование потенциальной энергии в кинетическую. Поэтому абсолютная скорость пара вновь увеличивается до некоторого значения C'_1 .

Во вторых рабочих лопатках кинетическая энергия переходит в работу, и абсолютная скорость пара опять снижается без изменения давления. Такой же процесс повторяется в третьей, четвертой и т. д. ступенях.

Таким образом, активная турбина со ступенями давления представляет собой несколько соединённых одноступенчатых турбин, которые образуют одну турбину многократного расширения, т. е. турбину со ступенями давления. Так как при переходе пара из одной ступени в последующую давление пара понижается, а удельный объём пара увеличивается, то размеры лопаток каждого следующего ряда увеличиваются.

Особенности активных турбин со ступенями давления следующие.

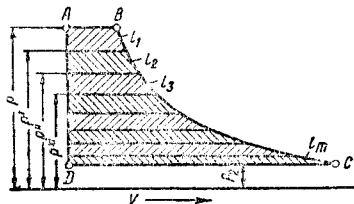
1. Преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую происходит не в одном ряде сопел, а последовательно в нескольких, вследствие чего давление снижается последовательными ступенями.

2. В рабочих лопатках изменения давления не происходит, относительная скорость в этих лопатках также остаётся почти постоянной.

3. В каждом ряде рабочих лопаток происходит преобразование энергии скорости в механическую работу.

Для выяснения выгоды применения ступеней давления сравним условия работы одноступенчатой турбины с многоступенчатой турбиной, имеющей ступени давления.

Для заданных давлений p_1 и p_2 на фиг. 50 изображён рабочий процесс одноступенчатой турбины. При наличии только одной ступени расширение пара от p_1 до p_2 происходит в первых соплах и вся заштрихованная на диаграмме площадь представляет собой работу расширения пара l , илущую на создание абсолютной скорости входа на рабочие лопатки C_1 .



Фиг. 50. Рабочий процесс турбины со ступенями давления

В этом случае

$$l = \frac{C_1^2}{2g}.$$

Предположим, что

$$C_1 = \sqrt{2gl}. \quad (24)$$

При той же разности давлений p_1 и p_2 работает активная многоступенчатая турбина со ступенями давления. Допустим, что перепады давлений в этой турбине многократного расширения выбраны таким образом, что в каждом ряде сопел происходит расширение пара, создающее работу $l_1, l_2, l_3, \dots, l_m$, причём

$$l_1 = l_2 = l_3 = \dots = l_m = \frac{l}{m}, \quad (25)$$

где m — число ступеней турбины.

Тогда в соответствии с частным падением давления в каждой ступени скорость истечения, т. е. абсолютная скорость входа пара на каждый ряд рабочих лопаток, будет определяться формулой:

$$C_m = \sqrt{\frac{1}{m}} C_1 = \frac{C_1}{\sqrt{m}}. \quad (26)$$

Полученное выражение показывает, что абсолютные скорости C_m входа пара на рабочие лопатки активной турбины со ступенями давлений будут иметь меньшие значения, чем скорость C_1 одноступенчатой турбины, работающей при том же перепаде давлений; при этом с увеличением числа ступеней давления скорости C_m уменьшаются в отношении, равном \sqrt{m} .

Соответственно уменьшению абсолютных скоростей входа пара на рабочие лопатки будут уменьшаться и окружные скорости U .

В активной одноступенчатой турбине наибольшее значение η_g имеет место при соотношении скоростей:

$$\frac{U}{C_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}.$$

Следовательно, для многоступенчатой турбины при скоростях входа пара, равных C_m , получим

$$\frac{U_m}{C_m} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad (27)$$

или после замены C_m по уравнению (26):

$$\frac{U_m}{C_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2 \sqrt{m}}. \quad (28)$$

Таким образом, если в одноступенчатой турбине окружная скорость при падении давления от p_1 до p_2 имеет значение

$$U = \frac{C_1 \cos \alpha_1}{2}, \quad (29)$$

то в многоступенчатой турбине при тех же условиях окружная скорость будет иметь меньшую величину:

$$U_m = \frac{C_1 \cos \alpha_1}{2 \sqrt{m}}. \quad (30)$$

Отсюда следует, что применением ступеней давления в активной турбине можно значительно понизить окружную скорость рабочих колёс и при этом осуществить невыгоднейшее отношение $\frac{U}{C}$, при котором относительный к. п. д. турбины будет таким же высоким, как и в одноступенчатой турбине.

Число ступеней активной турбины:

$$m = \frac{(C_1 \cos \alpha_1)^3}{4 \cdot U_m^2}. \quad (31)$$

Из формулы (31) по заданной окружной скорости U_m и известному перепаду давления в турбине, а следовательно, и известной скорости C_1 можно определить необходимое число ступеней давления m .

Так как работа турбины со ступенями давления протекает при сравнительно малых скоростях пара, то это приводит к уменьшению потерь в соплах и в рабочих лопатках. Вследствие этого относительный к. п. д. многоступенчатой турбины может иметь даже большее значение, чем к. п. д. одноступенчатой турбины. Однако последнее возможно лишь до известного предела увеличения числа ступеней. При значительном увеличении числа ступеней за счёт увеличения трения в большом количестве сопел и рабочих лопаток относительный к. п. д. будет снижаться.

Современное турбостроение стремится выполнять активные турбины одноцилиндровые с числом ступеней давления 18—20.

Активные турбины со ступенями скорости и давления

В случае работы турбины паром высокого давления и высокой температуры перегрева для уменьшения числа ступеней применяют комбинацию двух типов активных турбин — со ступенями скорости и со ступенями давле-

ния. В таких турбинах в части высокого давления ставят турбины со ступенями скорости, все же остальные ступени выполняют в виде ступеней давления.

Схема комбинированной активной турбины и рабочий процесс её изображены на фиг. 51.

В первом ряде сопел имеет место значительное понижение давления пара (от p_1 до p'_2), отчего абсолютная скорость входа пара на первые рабочие лопатки приобретает большую величину.

Давление пара, полученное после расширения в первом ряде сопел, остаётся неизменным, скорость же понижается ступенями. Оставшийся после прохождения активной турбины перепад давлений ($p_2 - p_2'$) используется в ступенях давления, в соплах которых происходит частичное расширение пара с преобразованием потенциальной энергии пара в кинетическую. Скорости пара в ступенях давления соответственно небольшим перепадам давления в ступенях имеют небольшие значения.

Таким образом, смысл комбинации активных турбин со ступенями скорости и ступенями давления при применении пара высокого давления и высокой температуры заключается в возможности переработки большего перепада давления, т. е. большего теплового напора. Благодаря этой переработке в ступени давления поступает пар с малым давлением и небольшой температурой; число ступеней давления при этом может быть взято меньшим.

Указанные особенности активных комбинированных турбин приводят к более надёжной работе лопаток ступеней давления (меньше t°), не очень малым размерам первых лопаток ступеней давления (меньше p), меньшему числу ступеней давления m и к возможности использования для изготовления лопаток более дешёвого материала.

Применение турбины со ступенями скорости снижает к. п. д. всей турбины, однако понижение экономичности компенсируется указанными выше преимуществами.

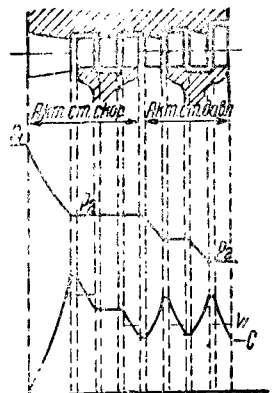
РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Реактивный принцип работы пара или газа

Рассмотрим истечение пара из сосуда A , снабжённого суживающимся насадком B (фиг. 52).

В сосуде помещается пар с давлением p_1 , а в окружающей среде имеется давление p_2 .

Если обозначить бесконечно малую массу пара в насадке через dm , скорость движения её через C и ускорение движения через



Фиг. 51. Схема комбинированной активной турбины

j , то сила, действующая на выделенную массу, будет

$$dp = j dm. \quad (32)$$

Так как

$$j = \frac{dC}{d\tau}, \quad (33)$$

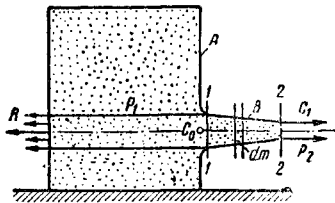
то

$$dp = \frac{dC}{d\tau} dm, \quad (34)$$

или

$$dp = dC \cdot \frac{dm}{d\tau}. \quad (35)$$

Величины $\left(\frac{dm}{d\tau}\right)$ представляют собой пришедшую секундную массу пара, т. е. массу, протекающую через сечение в одну секунду.



Фиг. 52. Реактивный принцип действия пара

Если обозначить $\left(\frac{dm}{d\tau}\right)$ через m_s , то

$$dp = m_s dC. \quad (36)$$

Сила, действующая на всю массу пара в насадке между сечениями 1--1 и 2--2

$$p = \int_{C_0}^{C_1} m_s dC = m_s (C_1 - C_0). \quad (37)$$

Если принять начальную скорость пара $C_0 = 0$, то

$$p = m_s C_1 = \frac{G_s}{g} C_1. \quad (38)$$

Кинетическая энергия пара при выходе из насадки

$$L_0 = \frac{m_s C_1^2}{2} = G_s \frac{C_1^2}{2g} \quad (39)$$

и для $G_s = 1 \text{ кг/сек}$

$$l_0 = \frac{C_1^2}{2g}. \quad (40)$$

Но при наличии действующей на массу пара силы P по закону инерции на последующие слои пара должна действовать сила противодействия или сила реакции $R = -P$.

Под действием полученной силы реакции R сосуд будет испытывать усилие, направленное в сторону, противоположную ускорению движущегося пара, и приобретает некоторую скорость движения в м/сек.

Наибольшее значение относительного к.п.д. турбин, основанных на реактивном принципе работы пара, сказывается лишь при высоких скоростях движения лопаток. В частности, для полуреактивной турбины является

$$\frac{U}{C_1}, \text{ т. е. } U = C_1.$$

Так как при применяемых давлениях пара p_1 и противодавлениях p_2 скорости истечения при расширяющихся насадках получаются весьма высокими (порядка 1 200—1 400 м/сек), то применение реактивного принципа действия пара в турбинах является рациональным только при весьма высоких окружных скоростях движения лопаток.

Реактивный принцип работы пара в турбинах

Условие $U = C_1$, при котором имеет место максимум относительного к. п. д., требует работы чисто реактивной турбины при очень высоком числе оборотов, которые практически невозможно осуществить.

Вследствие этого, в действительных турбинах чистый реактивный принцип никогда не осуществляется; в этих турбинах реактивное действие пара всегда сопровождается активным действием. В результате получается смешанное действие пара, т. е. работа турбины получается и за счёт активного действия пара на лопатки и вследствие наличия реактивных сил. Такие активно - реактивные турбины в технике обычно и называются реактивными турбинами.

Принцип действия и рабочий процесс таких реактивных турбин заключаются в следующем.

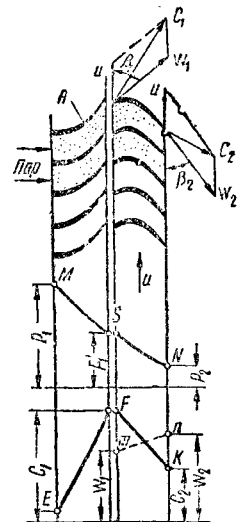
На фиг. 53 представлена схема неподвижных и рабочих лопаток реактивной турбины.

Неподвижные лопатки создают сужающиеся каналы, в которых происходит расширение пара от начального давления p_1 до некоторого промежуточного давления p'_1 .

Следовательно, в этих лопатках потенциальная энергия пара превращается в кинетическую, и пар поступает на рабочие лопатки колеса с абсолютной скоростью C_1 .

Выбрав угол α_1 и задавшись окружной скоростью U колеса, можно построить параллелограм скоростей и найти относительную скорость входа пара W_1 .

Рабочие лопатки вращающегося колеса устанавливаются на венце рабочего колеса так, чтобы они создавали форму сужающихся каналов. Вследствие этого пар в рабочих лопатках, движущихся со скоростью U , продолжает расширяться. Поэтому в рабочих лопатках, так же как и в неподвижных, происходит падение давления пара и преобразование его потенциальной энергии в кинетическую; относительная же скорость пара увеличивается и достигает при выходе

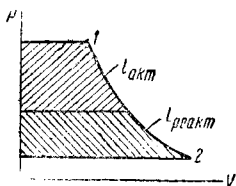


Фиг. 53. Принцип действия реактивной турбины

значения W_2 . При этих условиях рабочие лопатки испытывают реактивное действие пара, за счёт которого производится работа.

Вместе с тем рабочие лопатки, имея изогнутый профиль, испытывают и активное действие пара, и вследствие этого абсолютная скорость его при выходе из рабочих лопаток C_2 имеет меньшее значение, чем скорость входа C_1 .

Таким образом, в рабочих лопатках рассматриваемых реактивных турбин имеет место как активное, так и реактивное действие пара. Последнее означает, что если рабочий процесс реактивной турбины изобразить в координатах Pv , то работа расширения, идущая на создание кинетической энергии, будет разделена на две части — на работу $l_{акт}$ и $l_{реакт}$.



Фиг. 54. Рабочий процесс реактивной турбины в координатах Pv

Первая соответствует расширению в неподвижных лопатках, вторая — расширению пара в рабочих лопатках (фиг. 54).

Общая кинетическая энергия, соответствующая полному перепаду давления $p_1 - p_2$, будет

$$l = l_{акт} + l_{реакт}, \quad (41)$$

где $l_{акт}$ — работа в неподвижных лопатках; $l_{реакт}$ — работа в рабочих лопатках.

Величина $\rho = \frac{l_{реакт}}{l_{акт}}$ называется степенью реакции турбины.

Для активных турбин $l_{реакт} = 0$ и, следовательно, степень реакции $\rho = 0$. В чисто реактивных турбинах $P_{реакт} = l$, т. е. $\rho = 1$.

При $l_{акт} = l_{реакт}$ величина $\rho = 0,5$ и турбина может быть названа полуреактивной.

В технике все турбины, работающие по активно-реактивному принципу с различной степенью реакции, называются реактивными турбинами. Таким образом, реактивные турбины обладают следующими особенностями.

1. Преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую происходит как в неподвижных, так и в рабочих лопатках, следовательно, расширение пара имеет место и в неподвижных и в рабочих лопатках.

2. Вследствие расширения пара в рабочих лопатках по обеим сторонам рабочего колеса имеется различное давление, поэтому турбина испытывает осевое давление и называется турбиной избыточного давления.

3. Абсолютная скорость входа пара C_1 на рабочие лопатки соответствует частичному, а не полному перепаду давления.

4. Относительные скорости пара в рабочих лопатках увеличиваются.

Относительный к. п. д. реактивной турбины

Для реактивной турбины со степенью реакции $\rho = 0,5$ при отсутствии потерь на трение относительный к.п.д.

$$\eta_g = \frac{2 \frac{U}{C_1} \left(2 \cos \alpha_1 - \frac{U}{C_1} \right)}{1 - \left(\frac{U}{C_1} \right)^2 + 2 \left(\frac{U}{C_1} \right) \cos \alpha_1}. \quad (42)$$

Уравнение (42) представляет собой уравнение параболы. Таким образом, для реактивной турбины, так же как и для активной, зависимость

$$\eta_g = f \left(\frac{U}{C_1} \right).$$

Однако наивыгоднейшая величина $\frac{U}{C_1}$ в реактивной турбине имеет другое значение. Беря первую производную от η_g по $\frac{U}{C_1}$ и приравнявая её нулю, получаем, что наибольшая величина η_g имеет место при значении

$$\frac{U}{C_1} = \cos \alpha_1. \quad (43)$$

Следовательно,

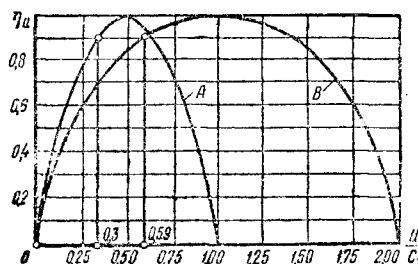
$$\eta_g = \frac{2 \cdot \cos^3 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1}. \quad (44)$$

Если принять $\alpha_1 = 0$, то $(\eta_g)_{\max} = 1$, при этом

$$\frac{U}{C_1} = 1, \text{ т. е. } U = C_1. \quad (45)$$

Таким образом, в реактивной турбине при $\alpha_1 = 0$ наибольшая величина относительного коэффициента $\eta_g = 1$ имеет место при значении окружной скорости U , равной абсолютной скорости пара при входе C_1 .

В активной турбине без потерь при $\alpha_1 = 0$ величина $\eta_g = 1$ получается при $U = \frac{C_1}{2}$, поэтому оказывается, что в реактивной турбине



Фиг. 55. Зависимость $\eta_g = f \left(\frac{U}{C_1} \right)$ для активной A и реактивной B турбин без потерь при $\alpha_1 = 0$

наивыгоднейшая окружная скорость рабочего колеса должна быть вдвое большей, чем в активной турбине. Зависимости

$$\eta_g = f \left(\frac{U}{C_1} \right)$$

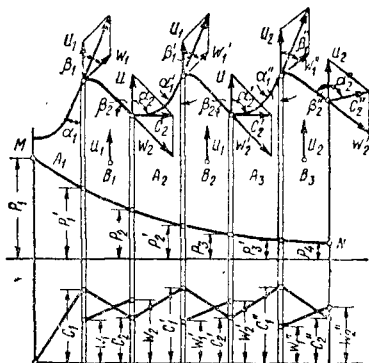
для активной и реактивной турбин без потерь при $\alpha_1 = 0$ показаны на фиг. 55. Значения $\eta_g = 1$ получаются для активной турбины

при $\frac{U}{C_1} = 0,5$, а для реактивной турбины при $\frac{U}{C_1} = 1$.

Для достижения максимального относительного к.п.д. число оборотов реактивной турбины должно быть ещё более высоким, чем в активных турбинах.

Реактивные турбины со ступенями давления

Для уменьшения окружной скорости и при невыгоднейшем отношении $\frac{U}{C_1}$ реактивные турбины выполняются со ступенями давления. Первые реактивные турбины выполнялись как турбины многократного расширения, т. е. со ступенями давления. Принцип работы реактивной турбины со ступенями давлений тот же, что и в активных турбинах.



Фиг. 56. Реактивная турбина со ступенями давлений

Реактивная турбина со ступенями давлений представляет собой соединение нескольких одноступенчатых реактивных турбин, в которых происходит последовательное расширение пара.

Схема этой турбины и рабочий процесс её показаны на фиг. 56. Свежий пар поступает в первые направляющие лопатки A_1 , где происходит частичное его расширение и преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую. Из неподвижных лопаток пар входит на рабочие лопатки B_1 , движущиеся с окружной скоростью U , с абсолютной скоростью C_1 .

В этих лопатках имеет место и активное и реактивное действие пара, вследствие чего давление пара понижается, увеличивается относительная скорость W и уменьшается абсолютная скорость C .

По выходе из рабочих лопаток пар со скоростью C_2 поступает на вторые направляющие лопатки A_2 , где происходит дальнейшее понижение давления пара и понижение абсолютной скорости до величины C'_1 .

Во втором ряде рабочих лопаток B_2 рабочий процесс осуществляется так же, как

и в первых рабочих лопатках, т. е. происходит расширение пара, увеличение относительной скорости W и уменьшение абсолютной скорости C . В следующих ступенях турбины повторяется такой же процесс, как и в предыдущих.

Таким образом, турбина со ступенями давления представляет собой соединение нескольких одноступенчатых реактивных турбин. В первой ступени в механическую работу превращается часть энергии пара, соответствующая падению давления от P_1 до P_2 , во второй ступени механическая работа соответствует падению давления от P_2 до P_3 и т. д.

Практически перепад давлений в каждой ступени выбирается равным 0,20—0,25 ат, число ступеней реактивной турбины доходит до 30—50. Ввиду незначительного расширения пара в каждой ступени абсолютные скорости входа пара на рабочие лопатки C_1 имеют небольшую величину и окружные скорости могут быть взяты малыми. Вследствие этого реактивная турбина со ступенями давления может работать с небольшим числом оборотов при невыгоднейшем отношении $\frac{U}{C_1}$ и наибольшем значении η_{lg} .

Так как расширение пара происходит постепенно, при переходе пара из одной ступени в другую и, следовательно, имеет место постепенное увеличение удельного объема пара, то объемный расход пара в последних лопатках значительно увеличивается. Это обстоятельство заставляет увеличивать размеры лопаток в последующих ступенях.

Таким образом, реактивная турбина со ступенями давления характеризуется следующими особенностями.

1. Понижение давления пара происходит последовательными ступенями в нескольких последовательно соединённых однодисковых турбинах.

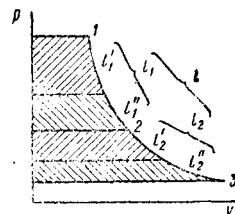
2. Расширение пара идёт по плавной кривой, изменяясь непрерывно как в неподвижных, так и в рабочих лопатках турбины.

3. Давление пара перед рабочим колесом или барабаном выше, чем за ними, и поэтому турбина испытывает осевое давление.

4. Вследствие последовательного расширения пара и увеличения его объема размеры лопаток увеличиваются в направлении движения пара.

Рабочий процесс реактивной турбины со ступенями давлений, изображённый на диаграмме $p-v$, показан на фиг. 57. Турбина имеет две ступени давлений. Работа первой ступени обозначена через l_1 , работа второй — через l_2 .

Так как расширение пара происходит в неподвижных и в рабочих лопатках, то работа каждой ступени делится в неподвиж-



Фиг. 57. Рабочий процесс реактивной турбины со ступенями давлений в координатах $p-v$

ных лопатках на работу l'_1 и l'_2 и работу l'_1 и l'_2 в рабочих лопатках.

Если допустить, что степень реакции $\rho=0,5$, то

$$l'_1 = l'_1 \text{ и } l'_2 = l'_2.$$

Перепад давлений в ступенях выбран таким образом, что работа в каждой ступени имеет одну и ту же величину, т. е.

$$l_1 = l_2 = \dots = \frac{l}{m}, \quad (46)$$

где l — полная работа турбины, соответствующая расширению пара от p_1 до p_2 в случае применения одноступенчатой турбины;
 m — число ступеней.

При использовании наличного перепада давления в одноступенчатой реактивной турбине при $\rho=0,5$ абсолютная скорость входа пара C_1 на рабочие лопатки:

$$C_1 = \sqrt{2g \frac{l}{2}} = \sqrt{\frac{1}{2}} \sqrt{2gl}, \quad (47)$$

$$\text{откуда } \sqrt{2gl} = \frac{C_1}{\sqrt{\frac{1}{2}}}. \quad (48)$$

Для многоступенчатой реактивной турбины скорость входа

$$C_m = \sqrt{2gl_1}. \quad (49)$$

Так как

$$l'_1 = \frac{l_1}{2} = \frac{l}{2m}, \quad (50)$$

то

$$C_m = \sqrt{2g \frac{l}{2m}} = \sqrt{\frac{1}{2m}} \sqrt{2gl}. \quad (51)$$

Используя формулу (43), можно получить

$$C_m = \sqrt{\frac{1}{2m}} \frac{C_1}{\sqrt{\frac{1}{2}}} = \frac{C_1}{\sqrt{m}}. \quad (52)$$

Это выражение для C_m реактивной турбины со ступенями давлений аналогично уравнению (26) для C_m активной турбины.

Однако при сравнении величин C_m следует иметь в виду, что в то время как для реактивных турбин наиболее выгодное отношение:

$$\frac{U}{C_1} = \cos \alpha_1,$$

для активных турбин:

$$\frac{U}{C_1} = \frac{1}{2} \cos \alpha_1.$$

В связи с этим наиболее выгодное отношение $\frac{U}{C_1}$ для многоступенчатой реактивной турбины будет:

$$\frac{U_m}{C_1} = \cos \alpha_1, \quad (53)$$

откуда

$$U_m = C_m \cos \alpha_1 = \frac{C_1 \cos \alpha_1}{\sqrt{m}}. \quad (54)$$

Для активных турбин со степенями давления

$$U_m = \frac{C_1 \cos \alpha_1}{2 \sqrt{m}}. \quad (55)$$

Из сравнения последних двух формул вытекает, что при одной и той же скорости входа пара C_1 и одном и том же числе ступеней давления m окружная скорость многоступенчатой реактивной турбины должна быть вдвое большей, чем окружная скорость на колесе многоступенчатой активной турбины.

Определяя из формулы необходимое число ступеней реактивной турбины, получим

$$m = \frac{(C_1 \cos \alpha_1)^2}{U_m^2}. \quad (55)$$

Для активной турбины по (31)

$$m = \frac{(C_1 \cos \alpha_1)^2}{4U_m^2}.$$

Однако при сравнении числа ступеней реактивной и активной турбин следует иметь в виду, что скорости C_1 в полученных формулах при заданных начальном давлении p_1 и конечном p_2 имеют различные значения.

Для реактивной одноступенчатой турбины при $\rho=0,5$:

$$C_1 = \sqrt{2g \frac{l}{2}},$$

для активной одноступенчатой турбины

$$C_1 = \sqrt{2gl};$$

поэтому для одинакового общего перепада давления

$$m_{\text{реакт}} = \frac{gl (\cos \alpha_1)^2}{U_m^2} \quad (56)$$

и

$$m_{\text{акт}} = \frac{gl (\cos \alpha_1)^2}{2 \cdot U_m^2}, \quad (57)$$

откуда следует, что при одной и той же окружной скорости U_m и одинаковых условиях работы (p_1 и p_2) число ступеней реактивной турбины получается в два раза большим, чем в активной турбине.

Комбинация активных и реактивных турбин

Реактивные турбины со ступенями давления не получили распространения как самостоятельные турбины. Объясняется это, во-первых, тем, что размеры первых лопаток турбины весьма незначительны, поэтому конструктивное их оформление создаст трудности и увеличивает потери пара через зазоры; во-вторых, для уменьшения перепада давления в каждой ступени и уменьшения утечек пара требуется большое число ступеней. Поэтому реактивные турбины со ступенями давления применяются как часть комбинированной турбины в области низкого давления.

В этом случае выгоды использования реактивной турбины заключаются в следующем.

1. Первые лопатки реактивной турбины получают достаточных размеров, так как на эти лопатки поступает пар, предварительно расширившийся в активной турбине, обычно устанавливаемой в части высокого давления.

2. Ввиду переработки в реактивной турбине лишь части перепада давления число ступеней её получается относительно небольшим.

3. В каждой ступени реактивной турбины можно взять малые перепады давления и получить невысокие окружные скорости.

4. Вследствие малых перепадов давления в каждой ступени потери, связанные с утечкой пара, незначительны.

5. Последние лопатки имеют допустимые размеры.

В настоящее время реактивные турбины строятся в комбинации с активными турбинами, которые устанавливаются в части высокого давления.

Здесь возможны два варианта:

1. В части высокого давления устанавливают активную турбину со ступенями скорости, а в части низкого давления реактивную турбину со ступенями давления.

2. В части высокого давления ставят активные ступени давления, а в части низкого — реактивную турбину со ступенями давления.

В первом варианте первая часть турбины представляет активную турбину с двумя-тремя ступенями скорости, работающую в области высокого давления. Эта часть турбины срабатывает значительный перепад давления, благодаря чему реактивная турбина работает в области малых давлений и температур. Последнее благоприятно сказывается на работе лопаток реактивной турбины. В резуль-

тивной турбины со ступенями скорости активной турбины со ступенями давления приводит к повышению относительного к. п. д. всей турбины.

Схема и рабочий процесс активно-реактивной турбины со ступенями давления представлены на фиг. 59.

В последнее время этот тип турбины получает наибольшее распространение.

ЭКОНОМИЧНОСТЬ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Потери в турбинах

Теоретическая работа идеальной турбины при перепаде тепла $i_1 - i_2$ соответственно заданным давлениям p_1 и p_2 определяется тепловым напором H_t (фиг. 46).

Таким образом,

$$Al_t = H_t = i_1 - i_2. \quad (58)$$

Полученной теоретической работе l_t соответствует скорость истечения пара C_0 , т. е.

$$l_t = \frac{C_0^2}{2g}. \quad (59)$$

В действительной турбине весь располагаемый тепловой напор не может быть преобразован в полезную работу на лопатках турбины, так как часть тепла расходуется на потери.

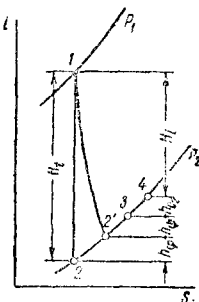
Потери в соплах. Этот вид потерь связан с трением пара, ударами и вихреобразованием. Величина потерь в соплах определяется при помощи коэффициента скорости φ . Наличие потерь в соплах приводит к уменьшению выходящей скорости пара. С учётом этого вида потерь действительная скорость пара будет меньше теоретической и определится из соотношения:

$$C_1 = \varphi C_0. \quad (60)$$

Коэффициент скорости φ находят опытным путём. Его значение в пределах $0,92 \div 0,97$.

Уменьшение напора, соответствующее потерям в соплах, будет

$$h_\varphi = A(1 - \varphi^2) \frac{C_0^2}{2g}. \quad (61)$$

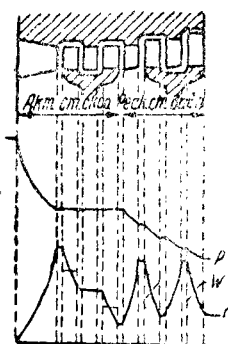


Фиг. 60. iS -диаграмма активной турбины

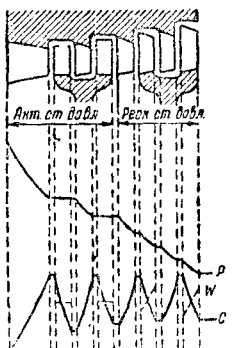
Потери тепла на трение в соплах представляют собой частичное торможение, т. е. деградацию энергии. Всякая же деградация, как известно, сопровождается увеличением энтропии. Поэтому действительный процесс в соплах будет отклоняться на диаграмме от вертикальной линии вправо и состояние пара по выходе из сопла с учётом потерь на трение определится точкой 2' (фиг. 60).

Таким образом, действительный напор в результате трения в соплах уменьшится на величину h_φ , в результате чего уменьшится и выходная скорость пара.

Потери в рабочих лопатках. Этот вид потерь складывается из потерь на трение, на



Фиг. 58. Схема и рабочий процесс комбинированной активно-реактивной турбины со ступенями скорости



Фиг. 59. Схема и рабочий процесс активно-реактивной турбины со ступенями давления

тате использования такого варианта турбина получает небольшую длину и даёт высокий относительный к. п. д.

Схема и рабочий процесс этой комбинированной турбины изображены на фиг. 58.

Во втором варианте используются только ступени давления, при этом в части высокого давления устанавливают активную турбину, а в части низкого — реактивную. Замена ак-

вихреобразование и удары. В результате потеря относительная скорость пара в рабочих лопатках уменьшается и при выходе имеет меньшее значение, чем на входе, т. е.

$$W_2 = \psi W_1, \quad (62)$$

где ψ — коэффициент скорости в лопатках, равный (по опытным данным) 0,85—0,92.

Потери тепла

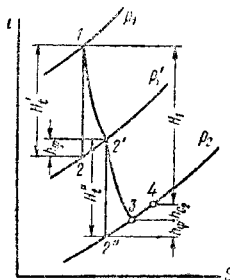
$$h_\psi = A (1 - \psi^2) \frac{W_1^2}{2g}. \quad (63)$$

Так же как и в соплах, в лопатках эти потери возвращаются пару в виде тепла, которое, однако, не может быть превращено в полезную работу.

В активных рабочих лопатках изменения пара не происходит, поэтому в диаграмме iS для идеального случая процесс, происходящий в рабочей лопатке, представляется точкой 2' (фиг. 60). При наличии потери h_ψ развивающейся за счёт потерь тепло остаётся в паре, при этом процесс передачи тепла, т. е. процесс в лопатках, изобразится отрезком изобары 2'—3, конечная точка которой (точка 3) найдётся, если вверх от точки 2' отложить величину h_ψ и провести горизонтальную линию до пересечения с изобарой.

Для рабочих лопаток реактивных турбин процесс в лопатках напоминает таковой для неподвижных лопаток и поэтому изобразится в диаграмме iS в виде кривой 2'—3 с увеличением энтропии и потерей тепла h_ψ (фиг. 61).

В обоих случаях точка 3 на диаграмме iS представляет собой состояние пара по выходе его из рабочих лопаток.



Фиг. 61. iS -диаграмма реактивной турбины

Потери на выходную скорость C_2 . Практически пар покидает рабочие лопатки с некоторой скоростью $C_2 > 0$. Последняя теряется на сопротивление, а энергия, соответствующая этой скорости, передаётся пару в виде тепла и идёт на увеличение теплосодержания пара. Следовательно, для того, чтобы получить состояние пара, выходящего из турбины, необходимо к теплосодержанию в конечной точке 3 прибавить величину

$$h_{c_2} = A \frac{C_2^2}{2g}. \quad (64)$$

В результате получается точка 4 (фиг. 60 и 61), в которой теплосодержание представляет собой конечное теплосодержание пара при выходе из турбин.

Таким образом, в действительной турбине с учётом приведённых выше тепловых потерь действительным тепловым напором рабочего процесса турбины является величина H_i (вну-

тренний или индикаторный напор), меньшая, чем теоретический напор H_t на сумму указанных потерь, т. е.

$$H_i = H_t - (h_\varphi + h_\psi + h_{c_2}). \quad (65)$$

Для реактивной турбины соответственно

$$H_i = H'_t + H''_t - (h_\varphi + h_\psi + h_{c_2}). \quad (66)$$

Вентиляционные потери и потери на трение всех омываемых паром движущихся частей определяются трением вращающихся дисков и барабанов о пар и вихреобразованием при вращении рабочих лопаток в паре.

Для активных турбин вентиляционные потери и потери от трения диска в паре, приводящие к уменьшению мощности, могут быть подсчитаны по эмпирической формуле

$$N_f = K \cdot 10^{-10} D^4 n^3 l \gamma \text{ квт}, \quad (67)$$

где N_f — потеря мощности;

D — средний диаметр рабочего колеса в м;

n — число об/мин.;

l — средняя длина лопаток в см;

γ — удельный вес пара в кг/м^3 , в среде которого вращается рабочее колесо;

K — коэффициент, имеющий значения: для турбины с одним венцом лопаток $K = 1,76$, двумя $K = 2,06$ и тремя $K = 2,8$ (в случае малых подач пара).

В случае больших подач пара коэффициент K уменьшают на 10—20%.

Тепловой напор, соответствующий термической мощности N_f , определяют по формуле

$$h_f = \frac{102 N_f}{427 G_s}, \quad (68)$$

где G_s — секундный расход пара в кг (если N_f выражено в квт).

Для реактивных турбин, выполняемых обычно в виде барабана, вентиляционные потери очень малы и ими можно пренебречь.

Потери пара через неплотности. Этот вид потерь вызывается утечкой пара через зазоры между рабочими лопатками и стенками кожуха, зазоры между неподвижными лопатками и ротором и через лабиринтовые уплотнения на валу турбины.

При расчёте активных турбин количество пара, протекающее через какой-либо внутренний зазор, определяется следующим образом:

а) в случае, если отношение давлений по обе стороны диафрагмы менее критического:

$$G_{ym} = 203 \varphi_{ym} f_{ym} \sqrt{\frac{p}{v}} \text{ кг/сек}, \quad (69)$$

где G_{ym} — количество протекающего через зазор пара в кг/сек ;

φ_{ym} — коэффициент, величина которого равна $0,5 \div 0,8$ в зависимости от величины зазора (меньшее значение при малых зазорах — около 0,2 мм);

f_{ym} — площадь зазора в м^2 ;

p — давление перед зазором в кг/см^2 ;

v — удельный объём пара перед зазором в $\text{м}^3/\text{кг}$;

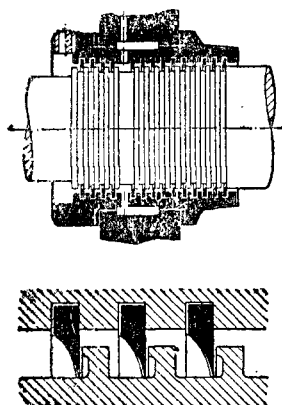
б) в случае, если отношение давлений по обе стороны диафрагмы больше критического

$$G_{yt} = \varphi_{yt} \frac{f_{yt} C_t}{v_1} \text{ кг/сек}, \quad (70)$$

где C_t — скорость, соответствующая перепаду давления по обе стороны диафрагмы (равна теоретической скорости истечения из сопла);

v_1 — удельный объем, соответствующий состоянию пара в конце расширения при наличии потерь.

Для уменьшения утечек пара в паровых турбинах применяются лабиринтовые уплотнения (фиг. 62). Уплотнение состоит из ряда последовательно включенных узких проходных сечений для пара. Это достигается применением гребешков,



Фиг. 62 Схема лабиринтового уплотнения

острия которых близко подходят к ротору турбины.

За местным сужением проходного сечения следует расширительная камера. Процесс протекания пара через уплотнения сводится к гашению кинетической энергии потока. Чем большее число гребней имеет лабиринт, тем больше его сопротивление и тем меньшее количество пара протекает через лабиринт при заданном перепаде давлений.

Кроме лабиринтовых уплотнений, в паровых турбинах применяются угольные уплотнения, в которых пропуск пара возникает в узкой щели между угольным кольцом и втулкой, надетой на вал.

В последнее время применяются комбинированные угольно-лабиринтовые уплотнения.

В качестве концевых уплотнений в современных турбинах часто применяют гидравлические уплотнения, которые полностью устраняют пропуск пара.

Потери пара через зазоры имеют заметную величину в турбинах малой мощности при небольших диаметрах рабочих колес и малых размерах лопаток. В первых лопатках эти потери всегда больше, чем в последних. В турбинах большой мощности потери пара через неплотности весьма незначительны.

Механические потери — потери на трение в подшипниках и на приведение в действие вспомогательных механизмов.

Трение в подшипниках паровых турбин относительно очень невелико, и затрата энергии на его преодоление не превышает 0,5% мощности турбины при полной нагрузке.

Трение в частях регулирующих органов и работа масляного насоса берут около 1% мощности турбины. Конденсационные насосы

потребляют 1—3% мощности турбины в крупных установках, 3—10% — в турбинах малой мощности (менее 500 л. с.).

Зубчатые передачи паровых турбин работают обычно с к. п. д. 0,97—0,99.

Если на преодоление механических потерь затрачивается мощность N_{mp} л. с., то величина удельной потери приходящейся на 1 кг пара

$$h_{mp} = \frac{75 \cdot N_{mp}}{G} \text{ кг}.$$

К. п. д. турбины

Термический к. п. д. идеальной турбины, в основе работы которой лежит цикл паросиловой установки, определяется выражением:

$$\eta_t = \frac{Al_t}{i_1 - i_B} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_B}, \quad (71)$$

где l_t — работа идеального цикла паросиловой установки, i_B — теплосодержание питательной воды.

Теплота, преобразующаяся в работу идеального цикла l_t , соответствует тепловому напору H_t . Поэтому термический к. п. д.

$$\eta_t = \frac{H_t}{i_1 - i_B}. \quad (72)$$

В действительной турбине с учетом потерь в соплах, рабочих лопатках и потери тепла на выходную скорость C_2 , работа турбины l_i будет меньше, чем l_t . Поэтому

$$\eta_i = \frac{Al_i}{i_1 - i_B} \quad (73)$$

представляет собой индикаторный к. п. д. действительного рабочего процесса в турбине.

Работе l_i соответствует индикаторный напор H_i , поэтому

$$\eta_i = \frac{H_i}{i_1 - i_B}. \quad (74)$$

Уменьшение работы l_i по сравнению с работой, термически рассчитанной, определяется относительным внутренним к. п. д. турбины η_g , т. е.

$$\eta_g = \frac{Al_i}{Al_t} = \frac{H_i}{H_t}. \quad (75)$$

Сопоставляя выражения (72), (74), и (75), можно получить

$$\eta_t = \eta_i \cdot \eta_g. \quad (76)$$

Если учесть вентиляционные потери h_f , то действительный использованный в турбине перепад тепла

$$H_w = H_i - h_f. \quad (77)$$

Отношение же полученного напора H_w к теоретическому H_t , называется относительным эффективным к. п. д. турбины и обозначается через η_w , т. е.

$$\eta_w = \frac{H_w}{H_t} = \frac{Al_w}{Al_t}. \quad (78)$$

Действительная эффективная работа l_e на валу турбины будет меньше работы l_w на величину работы трения l_{mp} (трение в подшипниках и приведение в движение вспомогательных механизмов), т. е.

$$l_e = l_w - l_{mp}. \quad (79)$$

Отношение эффективной работы l_e к работе l_w называется механическим к. п. д. турбины и обозначается через η_m

$$\eta_m = \frac{l_e}{l_w}. \quad (80)$$

Отношение тепла, которое превращается в эффективную работу, ко всему располагаемому теплу, как всегда, называется эффективным к. п. д. турбины, т. е.

$$\eta_e = \frac{Al_e}{i_1 - i_B}. \quad (81)$$

Сопоставляя уравнения (69), (76), (78) и (79), можно написать:

$$\eta_e = \eta_t \eta_w \eta_m. \quad (82)$$

В этом случае, когда вентиляционные потери относятся к механическим потерям турбины, механический к. п. д. получает следующие обозначения:

$$\eta_m = \frac{l_e}{l_t} = \frac{N_e}{N_t}. \quad (83)$$

Тогда для эффективного к. п. д. будет справедливо выражение:

$$\eta_e = \eta_t \eta_g \eta_m. \quad (84)$$

Наконец, для всей паротурбинной установки, включая и паровой котёл, имеет значение экономический к. п. д. установки:

$$\eta_z = \eta_e \eta_k, \quad (85)$$

где η_k — к. п. д. котельной установки.

Примерные значения всех перечисленных выше к. п. д. для современных турбинных установок колеблются в следующих пределах:

$$\eta_t = 0,30-0,35; \quad \eta_g = 0,6-0,85; \quad \eta_m = 0,18-0,30; \\ \eta_w = 0,95-0,97; \quad \eta_k = 0,75-0,85; \quad \eta_z = 0,15-0,25.$$

Расход пара и топлива

Если часовой расход пара в турбине обозначить через D кг/час, то при индикаторной мощности N_i , развиваемой турбиной, индикаторный расход пара

$$d_i = \frac{D}{N_i} \text{ в кг/л. с.-час.} \quad (86)$$

Соответственно эффективный расход пара в кг/л. с.-час:

$$d_e = \frac{D}{N_e}. \quad (87)$$

Очевидно, что

$$d_e > d_i,$$

при этом

$$d_e = \frac{d_i}{\eta_m}. \quad (88)$$

Удельный расход пара можно связать с к. п. д. турбины.

Количество тепла, расходуемое в турбине на 1 л. с.-час

$$Q_i = (i_1 - i_B) d_i; \quad (89)$$

$$Q_e = (i_1 - i_B) d_e, \quad (90)$$

Количество же тепла, соответствующее полезной работе на 1 л. с.-час, имеет значение, равное 632 кал.

Поэтому

$$\eta_i = \frac{632}{(i_1 - i_B) d_i} \quad (91)$$

и

$$\eta_e = \frac{632}{(i_1 - i_B) d_e}. \quad (92)$$

Расход топлива может быть выражен через экономический к. п. д. паротурбинной установки. Если обозначить через B кг/л. с.-час расход топлива и через H_u кал/кг — теплотворную способность топлива, то легко получить экономический к. п. д.

$$\eta_z = \frac{632}{BH_u}. \quad (93)$$

Методы повышения экономичности паротурбинных установок

Так же как и в установках с паровыми машинами, в паротурбинных установках было применено много усовершенствований, способствовавших повышению экономичности турбин и снижению расходов пара и топлива в паросиловой установке. К числу таких усовершенствований помимо конструктивных изменений в самой турбине (применение ступеней скорости, применение ступеней давления, комбинирование активного и реактивного принципа работы), необходимо отнести следующие.

Применение пара высокого давления. Термодинамическая выгода применения пара высокого давления в турбинах та же, что в паровых машинах. С повышением давления уменьшается расход пара и, следовательно, увеличивается экономичность турбины. В настоящее время турбины высокого давления уже получили большое распространение и строятся многими заводами. Применяемые давления пара колеблются в пределах 50—150 атм.

Понижение давления на выпуске. С понижением давления выпуска p_2 увеличивается перепад тепла в турбине, увеличивается разность температур и работа турбины становится более эффективной и экономичной. В настоящее время, как правило, все паротурбинные установки работают с конденсацией пара, при этом с более высоким вакуумом по сравнению с паровыми машинами.

Для турбинных установок абсолютное давление пара на выпуске составляет

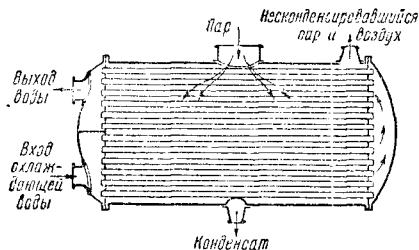
$$p_2 = 0,03-0,06 \text{ атм},$$

что соответствует вакууму в 94—97%.

В паровых турбинах в большинстве случаев применяются поверхностные конденсаторы (фиг. 63), требующие небольшого рас-

хода энергии для обслуживания его вспомогательных механизмов.

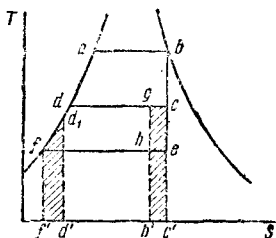
Повышение температуры перегрева пара и применение промежуточного перегрева. Этот метод увеличения экономичности турбинных установок получил сейчас весьма широкое распространение. В особенности большое применение имеет промежуточный перегрев в турбинах высокого давления. Термодинамическое значение применения перегретого пара и промежуточного перегрева в турбинах такое же, как и в паровых машинах.



Фиг. 63. Поверхностный конденсатор паровой турбины

Регенерация тепла. Цикл, принимаемый за идеальный рабочий процесс паровой турбины, отличается от цикла Карно тем, что в нём адиабата сжатия пара заменяется процессом, совпадающим с нижней пограничной кривой, в результате чего термический к. п. д. цикла паровой турбины имеет меньшее значение, чем к. п. д. цикла Карно.

Применение регенерации тепла позволяет приблизить этот цикл к схеме цикла Карно и тем самым повысить его экономичность. Способ регенерации тепла заключается в том, что в период расширения происходит один или несколько отборов пара, теплота которого расходуется на подогрев питательной воды. В качестве примера на фиг. 64 приведена диаграмма процесса



Фиг. 64. Цикл паросиловой установки с продолженным расширением

двойного расширения с одним отбором пара. При расширении пара в первом цилиндре турбины происходит частичное расширение bc , после чего часть пара gc отводится для подогрева питательной воды. Во втором цилиндре турбины расширение идёт по линии gh , после чего происходит отгнетие тепла по линии hf .

Теплота, соответствующая отобранному пару (площадь $gsc'h'$ в диаграмме TS) затрачивается на нагревание воды (площадь $fd_1d'f'$) и поэтому в этом случае начальным состоянием воды, требующим подвода тепла извне, является состояние, соответствующее точке d_1 .

С увеличением числа отборов ступенчатое расширение приближается к линии bc , эквивалентной линии da (фиг. 65). В этом случае

количество затраченного тепла на цикл будет определяться площадью $abb'a'$, а количество тепла, превращённого в работу, площадью $abcd$.

Поэтому

$$\eta_t = \frac{\text{пл. } abcd}{\text{пл. } abb'a'}.$$

Но так как

$$\text{пл. } abcd = \text{пл. } abc'd',$$

то

$$\eta_t = \frac{\text{пл. } abc'd'}{\text{пл. } abb'a'} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}. \quad (94)$$

Выражение (94) соответствует к. п. д. цикла Карно, так как цикл $abc'd'$ представляет собой именно цикл Карно.

Таким образом, применением регенерации тепла мы приближаем цикл паровой турбины к циклу Карно и, следовательно, повышаем его экономичность.

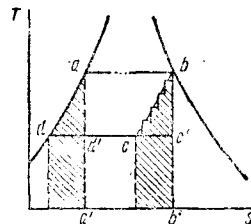
Осуществление регенеративного процесса позволяет освободить котельную установку от громоздкого экономайзера, обычно применяемого для подогрева питательной воды за счёт тепла выхлопных газов. Последние в этом случае используются для подогрева воздуха, подводимого в топку. Это приводит к повышению к. п. д. топки котла, а следовательно, и всей установки. Кроме этого, регенеративный процесс позволяет уменьшить количество проходящего пара через последние ступени турбины и, следовательно, даёт возможность понизить высоту последних лопаток. Практически регенеративный процесс осуществляется с одним-двумя отводами пара.

Турбины с отбором пара. Как было отмечено выше, экономичность паротурбинных установок составляет 15—25% и, следовательно, до 75—85% тепла в этих установках бесполезно теряется в конденсаторе. Во избежание этого применяются установки с отбором тепла, которое затем используется в целом ряде предприятий для отопления, нагревания, сушки и пр.

Такие установки представляют собой соединение силовой и тепловой установок и называются теплосиловыми станциями или тепло-электроцентралями. Экономичность таких теплосиловых установок доводится до 50—60%.

Турбины, которыми оборудуются теплосиловые установки, имеют отбор пара после отработки его в турбине или в середине процесса. Турбины первого типа являются турбинами с противодавлением, второго — с промежуточным отбором пара.

Наиболее простым способом использования теплоты отбираемого пара является использование теплоты отработанного пара. В этом случае свежий пар поступает в турбину, в которой часть тепловой энергии преобразуется в механическую работу, а оста-



Фиг. 65. Регенеративный цикл

шаяся часть по выходе пара из турбины используется полностью на производстве.

Помимо повышения экономичности тепло-силовой установки с конечным использованием тепла отработавшего пара, выгода её применения заключается также в том, что может быть взят упрощённый и облегчённый тип турбины без конденсационного устройства.

В предприятиях, работающих с большими колебаниями в расходе пара различного давления, применяются турбины с промежуточным его отбором. В этом случае паросиловая установка получается более сложной, однако она в большей степени удовлетворяет требованиям производства, нуждающегося в тепловой энергии.

Бинарные циклы. До последнего времени рабочим телом паровых турбин являлся исключительно водяной пар. Однако в последние годы с целью повышения экономичности установок возник вопрос о возможности применения в паровых турбинах других паров.

Бинарным циклом называется цикл, осуществляемый двумя рабочими телами, из которых одно кипит при высоких температурах и относительно небольших давлениях (например, ртуть, окись дифенила и др.), а другое — при низких температурах, но относительно высоких давлениях (водяной пар).

Для сравнения свойств различных тел приведём следующие данные о величинах давления и температуры кипения водяного пара и паров ртути.

Водяной пар:

$P = 1,4$	2,0;	7,5	ama
$t_s = 108,7$	120;	167	°C

Пары ртути:

$P = 1,4;$	2,2;	7,3	ama
$t_s = 374;$	400;	500	°C

Пары ртути при сравнительно низких давлениях имеют высокие температуры кипения, в то время как водяные пары при тех же давлениях имеют значительно более низкие температуры кипения.

Этим обстоятельством и пользуются при осуществлении бинарного цикла. Изображение примерного бинарного цикла в диаграмме TS представлено на фиг. 66.

Верхняя часть диаграммы (цикл $ABCD$) относится к ртутной турбине, работающей при параметрах:

$$P_1 = 2,2 \text{ ama},$$

$$t'_s = 400^\circ\text{C} \text{ и } t_1 = 450^\circ\text{C};$$

при противодавлении:

$$P_2 = 0,44 \text{ ama} \text{ и } t'_s = 220^\circ\text{C}.$$

Нижняя часть диаграммы (цикл $abcd$) относится к водяной турбине с параметрами:

$$P_1 = 16 \text{ ama},$$

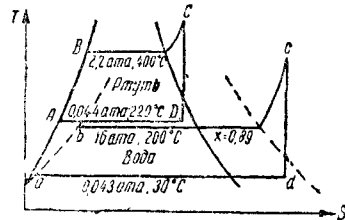
$$t'_s = 200^\circ\text{C} \text{ и } t_1 = 400^\circ\text{C};$$

при противодавлении:

$$P_2 = 0,043 \text{ ama} \text{ и } t'_s = 30^\circ\text{C}.$$

Продукты сгорания, полученные в топке, обогревают сначала ртутный котёл, который создаёт пары ртути с $P_1 = 2,2 \text{ ama}$ и $t'_s = 400^\circ\text{C}$. После адиабатического расширения до $P_2 = 0,044 \text{ ama}$ пар конденсируется в жидкость при $t'_s = 220^\circ\text{C}$.

Тепло, отнятое при конденсации паров



Фиг. 66

ртути при $t'_s = 220^\circ\text{C}$, сообщается водяному пару, парообразование которого за счёт этого тепла происходит при $P_1 = 16 \text{ ama}$ и $t'_s = 200^\circ\text{C}$.

Расчёт приведённого примерного бинарного цикла показывает, что при количестве ртути, равном 8 кг, и воды 1 кг за счёт тепла конденсации ртутных паров в процессе парообразования воды можно получить влажный насыщенный водяной пар со степенью сухости $x = 0,89$.

Таким образом, выгода бинарного цикла заключается в том, что в цикле, осуществляемом рабочим телом с более низкой температурой кипения, оказывается возможным вести процесс парообразования (в данном случае на участке bc) не за счёт тепла, выделяемого при сгорании топлива, а за счёт тепла, отнимаемого от паров ртути с более высокой температурой при их конденсации. Эта особенность бинарного цикла и приводит к повышению экономичности паросиловой установки с участием двух рабочих тел. В частности, для рассматриваемого примера расчёт даёт $\eta_i \approx 0,45$, что намного выше η_i обычного цикла.

Отрицательными качествами бинарной установки с ртутной турбиной является дороговизна её и ядовитость ртутных паров.

Первые опыты с ртутной турбиной мощностью в 1 500 квт были проведены в 1927 г. Опытная установка мощностью в 10 000 квт была построена в 1931 г.

КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ФОРМЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Классификация паровых турбин

I. В зависимости от характера теплового процесса паротурбинной установки различают следующие основные типы паровых турбин.

Конденсационные паровые турбины, в которых всё количество свежего пара, пройдя турбину и расширившись в ней до давления, меньшего чем давление атмосферы, направ-

Таблица 9

Основные параметры турбин

Начальные параметры пара		Мощность турбины в кВт	Число оборотов вала генератора в минуту	Типы турбин и величина регулируемых отборов пара для турбин в т/час						Температура охлаждающей воды для турбин в °C		
давление в ата	температура в °C			без регулируемого отбора	с регулируемым отбором пара при 1,2 ата	с регулируемым отбором пара при 5 ата	с регулируемым отбором пара при 7 ата	с двумя регулируемыми отборами пара	с регулируемым отбором пара при 10 ата			
29	400	12 000	3 000	—	60	—	—	—	Устанавливается техническими условиями на поставку турбин	150	20	20
29	400	25 000	3 000	×	100	—	150	—	—	150	20	20
29	400	50 000	3 000; 1 500	×	—	—	—	—	—	150	20	20
35	435	750	3 000 или 1 000	—	—	7	—	—	—	150	20	20
35	435	1 500	3 000 или 1 000	×	9	12	—	—	—	150	20	20
35	435	2 500	3 000 или 1 000	×	14	18	—	—	—	150	20	20
35	435	4 000	3 000	×	22	25	—	—	—	150	20	20
35	435	6 000	3 000	×	35	40	—	—	—	150	20	20
35	435	12 000	3 000	×	65	—	—	40	50	150	15	20
90	450	12 000	3 000	—	—	—	—	30	40	215	—	20
90	480	25 000	3 000	×	100	—	—	60	80	215	15	20
90	480	50 000	3 000	×	—	—	—	—	—	215	10; 15	—
90	490	100 000	3 000	×	—	—	—	—	—	215	10; 15	—

Примечания.

1. Турбины без регулируемого отбора пара отмечены крестиками.
2. Величины параметров, заключенные в скобки, для вновь проектируемых турбин принимать не рекомендуется.
3. Все турбины на начальные параметры пара 35 атм и 435°C должны допускать работу при 29 атм и 400°C с сохранением номинальных мощностей и величин отборов.
4. Турбины с регулируемыми отборами пара мощностью до 12 000 включительно, если их конструкция это позволяет, могут изготавливаться с давлениями и величинами отборов пара, отличными от указанных в таблице, при соответствующем снижении максимальной мощности этих турбин.
5. Для турбины с двумя регулируемыми отборами пара с начальными параметрами пара 35 атм и 435°C с мощностью 12 000 допускается повышение температуры регенеративного подогрева питательной воды против указанной в таблице.
6. От указанных в таблице величин отборов пара допускаются отклонения $\pm 10\%$.
7. При выборе конденсационного устройства устанавливаемая температура охлаждающей воды принимается лишь в том случае, если отсутствуют специальные указания заказчика.
8. Настоящие основные параметры рекомендуются также и для других стационарных турбин, не предусмотренных стандартом.

ляется в конденсатор, где тепло отработавшего пара отдаётся охлаждающей воде и полезно не используется.

Турбины с противодавлением. Отработавший пар этих турбин направляется к тепловым потребителям с отопительными или производственными целями.

Конденсационные турбины с промежуточным регулируемым отбором пара. В них часть пара отбирается из промежуточной ступени и отводится к тепловому потребителю, остальной пар продолжает работать в последующих ступенях турбины, откуда поступает в конденсатор.

Турбины с промежуточным регулируемым отбором пара и противодавлением применяются для обслуживания потребителей тепла, требующих пар при двух различных давлениях.

средней и большой мощности строятся преимущественно на 3 000 об/мин.

Турбины небольшой мощности (4 000 *квт* и ниже) строятся на 5 000 об/мин. и выше и соединяются с генератором через редуктор;

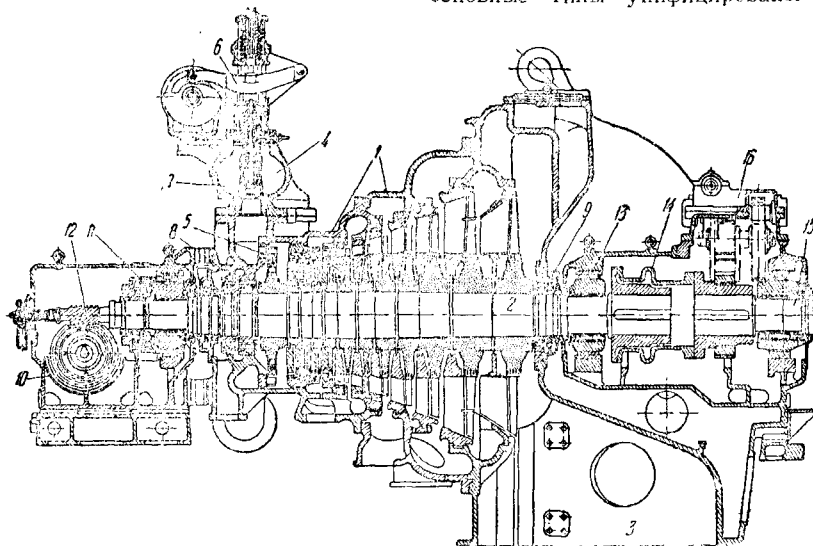
б) турбины для приводов центробежных воздуходувок, компрессоров и насосов с переменным числом оборотов, которые регулируются так, чтобы поддерживать постоянный расход воздуха или воды или постоянное давление.

Паровые турбины для транспорта, а именно:

а) судовые паровые турбины;

б) турбины для турбовозов, которые выполняются с электрическим или редукторным приводом ведущих колёс локомотива и работают с переменным числом оборотов.

Параметры пара, мощности турбин и их основные типы унифицированы стандартом



Фиг. 67. Продольный разрез конденсационной турбины Ленинградского завода им. Сталина мощностью 50 000 *квт*: 1—корпус турбины; 2—вал турбины; 3—выпускной патрубок; 4—клапанная коробка; 5—регулирующая ступень; 6—привод регулирующих клапанов; 7—регулирующий клапан; 8—переднее концевое уплотнение; 9—заднее концевое уплотнение; 10—корпус переднего подшипника; 11—передний комбинированный опорно-упорный подшипник; 12—червячная передача к валу редуктора; 13—задний опорный подшипник турбины; 14—соединительная муфта валов турбины и генератора; 15—подшипник генератора; 16—валоповорачивающее устройство

Турбины мятного пара работают на паре, выходящем из прессов, молотов и паровых машин с давлением выше атмосферного.

Турбины с промежуточным подводом пара (турбины двух давлений), у которых в одну из промежуточных ступеней подводят мятый пар.

II. В зависимости от давления пара, который подводится к турбине, различают:

турбины низкого давления, работающие мятым паром с давлением 1,2—2 *атм*;

турбины среднего давления, у которых давление свежего пара не превышает 40 *атм*;

турбины высокого давления, у которых давление свежего пара выше 40 *атм* (от 60 до 150 *атм*).

III. В зависимости от назначения различают следующие турбины.

Стационарные паровые турбины, которые в свою очередь делятся на:

а) турбины для приводов электрических генераторов. В настоящее время турбины

на паровые турбины, проект которого согласован между организациями, строящими паровые турбины (табл. 9).

Конструктивные формы паровых турбин

Значительное распространение на станциях Союза получили конденсационные турбины Ленинградского металлического завода им. Сталина (ЛМЗ), мощностью в 50 000 *квт* при числе оборотов 3 000 об/мин. (фиг. 67).

Турбина питается паром 29 *атм* и 400° С.

На вал турбины в горячем состоянии насаживаются диски с рабочими лопатками на ободах. Диски разделены диафрагмами, в каждой из которых располагаются сопла. Сопла первой ступени укреплены в стенке корпуса турбины. Изменение расхода пара достигается соответственным открытием клапанов, подводящих пар (сопловое регулирование). Выхлопной патрубок соединяется с конденсатором.

Вал турбины лежит на двух подшипниках. Передний подшипник — опорно-упорный. Места прохождения вала через корпус уплотнены. Правый конец вала соединен с валом генератора при помощи муфты.

Другая турбина этого же завода мощностью 50 000 *квт*, но с числом оборотов 1 500 об/мин, представлена на фиг. 68. Турбина выполнена двухкорпусной. В части высокого давления расположено 24 активных ступени, в части низкого давления 16 ступеней постепенно возрастающего диаметра.

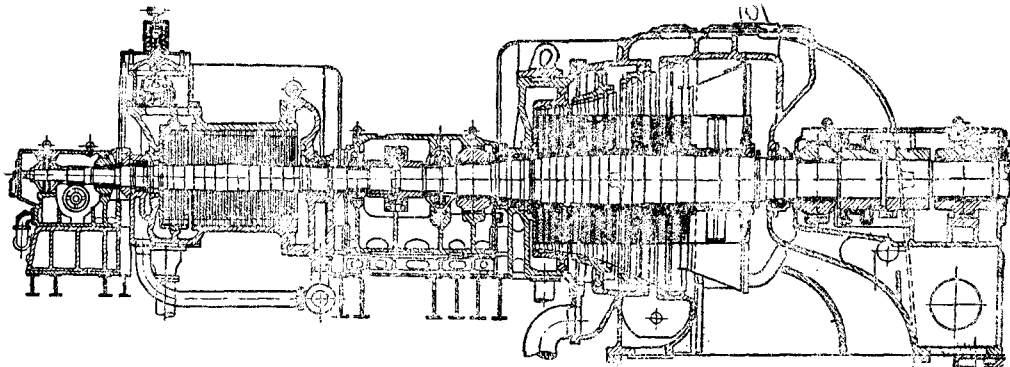
В 1937 г. металлический завод им. Сталина выпустил конденсационную турбину в 100 000 *квт* при 3 000 об/мин.

По гарантийным данным экономичность турбины см. табл. 10 и 11.

Турбины рассчитаны на начальное давление 90 *ата* при температуре 480° С.

Первой турбиной новой серии высокого давления, выпущенной ЛМЗ им. Сталина, явилась конденсационная турбина ВК-100 мощностью 100 000 *квт* при числе оборотов 3 000 об/мин. При полной нагрузке расход пара этой турбиной составляет 396 *т/час*.

ЛМЗ им. Сталина выпускает также турбины мощностью в 25 000 *квт* с промежуточным регулируемым отбором пара. Эти турбины строятся с отбором пара для отопления при 1,2—2,5 *ата* (турбины АТ-25-1) и с отбором пара при 7,0 *ата* для промышленных потребителей тепла (турбины АП-25-1). Обе турбины рассчитаны на нормальные параметры свежего пара 29 *ата* и 400° С.



Фиг. 68. Турбина Ленинградского завода им. Сталина. Мощность 50 000 *квт*, число оборотов 1 500 в минуту

Таблица 10

Расход пара турбинами ЛМЗ

Мощность турбины в тыс. <i>квт</i>	25	30	40	50
К. п. д. генератора	0,958	0,962	0,971	0,971
Удельный расход пара в <i>кг/квт-час</i>	4,6	4,47	4,43	4,63
Температура подогрева питательной воды в °С	111	141	149	155

Таблица 13

Расход пара турбиной АТ-25-1

Мощность турбогенератора в тыс. <i>квт</i>	К. п. д. генератора	Количество отбираемого пара в <i>т/час</i>	Удельный расход пара в <i>кг/квт-час</i>	Температура подогрева питательной воды в °С
10	0,935	40	6,94	120
15	0,948	40	5,93	136
20	0,956	40	5,47	138
25	0,960	40	5,52	146
25	0,960	100	6,57	153
20	0,956	0	4,76	135

Таблица 11

Расход пара конденсационными турбинами ЛМЗ

Мощность, развиваемая турбиной, в тыс. <i>квт</i>	40	60	80	100
К. п. д. генератора	0,9716	0,973	0,979	0,9825
Удельный расход пара в <i>кг/квт-час</i>	4,49	4,47	4,43	4,6
Температура подогрева питательной воды в °С	127	142	153	162

Эти цифры действительны при питании турбины свежим паром с давлением 29 *ата* и температурой 400° С при подводе к конденсатору охлаждающей воды с температурой 15° С в количестве 26 000 *м³/час*.

В годы Великой Отечественной войны Бюро паровых турбин ЛМЗ им. Сталина разработало проект серии турбин высокого да-

Регулирование обеих частей турбины АТ-25-1 дроссельное, АП-25-1 — сопловое.

При давлении свежего пара 29 *ата*, с температурой 400° С, давлением в камере отбора 1,2 *ата* и температуре охлаждающей воды 25° С, подводимой к конденсатору в количестве 5 500 *м³/час*, расход пара турбины АТ-25-1 при различных нагрузках и количествах отбираемого пара указан в табл. 12.

Экономичность турбины АП-25-1 определяется следующими данными: при давлении свежего пара 29 *ата*, температуре 400° С, давлении в камере отбора пара 7,0 *ата*, температуре охлаждающей воды 25° С, подводимой к конденсатору в количестве 5 000 *м³/час*, расход пара при различных нагрузках и количествах отбираемого пара согласно табл. 13.

Таблица 13
Расход пара турбиной АП-25-1

Мощность турбогенератора, в тыс. кВт	К. п. д. генератора	Количество отбираемого пара в т/час	Удельный расход пара в кг/кВт-час	Температура подогрева питательной воды °С
10	0,935	90	12,15	150
15	0,942	90	8,63	150
20	0,955	90	8,36	150
25	0,960	90	7,72	150
25	0,960	150	9,38	150
20	0,955	0	5,32	150

В 1945—1946 гг. Харьковским турбинным заводом им. Кирова (ХТГЗ) была разработана серия турбин высокого давления. Основным типом турбин новой серии служит конденсационная турбина мощностью в 50 000 кВт при $n = 3\,000$ об/мин.

Начальное давление пара $p_0 = 90$ атм, начальная температура $t_0 = 500^\circ\text{C}$. Расчётное давление отработавшего пара $p_k = 0,03$ атм.

Большие объёмы пара привели к необходимости выполнить двойной поток пара в последних ступенях и двухкорпусную конструкцию всей турбины.

Бесподвальные турбины НЗЛ малой и средней мощности

Невским заводом им. Ленина и Кировским заводом в Ленинграде был выпущен ряд турбин с промышленным отбором пара мощностью в 2 500 и 4 000 кВт при 5 000 об/мин.

Меньшая турбина предназначалась для начальных параметров пара 20 атм, 350°C , а большая—для параметров 29 атм, 400°C .

Турбина имеет два отбора пара, из которых один регулируемый, при давлении 5 атм и количестве отбора 20 т/час, а другой—нерегулируемый для целей регенерации.

Парораспределение осуществляется при помощи двух последовательно открывающихся дроссельных клапанов.

Отбор пара из турбины мощностью 4 000 кВт для промышленных целей при давлении 5 атм может достигать 25 т/час при полной нагрузке турбины.

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ВВЕДЕНИЕ

Двигателями внутреннего сгорания называются тепловые двигатели, в которых процессы сжигания топлива, выделения теплоты и преобразования части теплоты в механическую работу происходят непосредственно внутри рабочего цилиндра двигателя. Поэтому эти двигатели в отличие от паровых не требуют таких агрегатов, как котлы, конденсаторы, перегреватели и др., что упрощает установку двигателей внутреннего сгорания, увеличивает их компактность и снижает вес. Вместе с тем следует отметить, что двигатели внутреннего сгорания требуют высококачественного жидкого или газообразного топлива.

К числу двигателей внутреннего сгорания относятся карбюраторные двигатели, газовые двигатели, двигатель высокого сжатия с самовоспламенением топлива, калоризаторные двигатели и др.

Осуществление всего рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания в одном цилиндре, в котором начинается и завершается сжигание топлива, приводит к большой разности температур источника тепла и холодильника, а также к меньшим потерям и высокой экономичности этих двигателей.

В зависимости от теплового процесса, осуществляемого в цилиндре двигателей внутреннего сгорания, последние имеют к. п. д., колеблющийся в пределах $\eta_0 = 0,20—0,45$.

Двигатели внутреннего сгорания получили большое распространение в стационарных установках в судостроении и тепловозостроении.

Советский Союз является родиной тепловоза. В 1909 г. по проекту В. И. Гриневского был построен специальный тяговый двигатель высокого сжатия.

В 1913 г. А. Н. Шелест представил проект оригинального теплового локомотива. По мысли автора в цилиндрах расширительной машины тепловоза должна работать смесь продуктов сгорания и пара. Эта идея уже тогда была высоко оценена в кругах специалистов. В январе 1922 г., по предложению В. И. Ленина, Совет Труда и Обороны принял постановление об особо важном значении тепловозов для нашей страны.

Практическое применение двигателей высокого сжатия с самовоспламенением топлива в качестве локомотивных двигателей началось в СССР уже с 1924 г.

В стационарном энергетическом хозяйстве железных дорог двигатель внутреннего сгорания занимает ведущее место. Более половины всей установленной мощности электростанций МПС приходится на долю двигателей внутреннего сгорания.

В настоящее время двигатели внутреннего сгорания являются единственными двигателями, обеспечивающими развитие автомобильной и транспортной промышленности.

До последнего времени двигатель внутреннего сгорания был единственным типом двигателя и в авиации. Лишь в последние годы на смену этим двигателям приходят реактивные двигатели, которые могут обеспечить дальнейший прогресс скоростной авиации.

КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

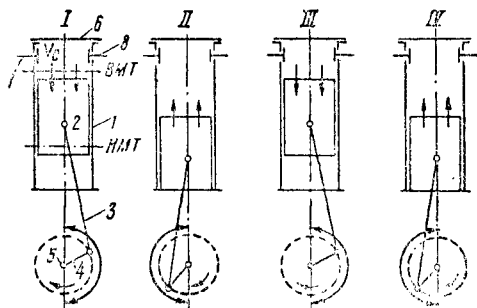
Классификация двигателей по способу осуществления цикла

Все двигатели внутреннего сгорания по способу осуществления цикла можно разбить на два основных класса: четырёхтактные и двухтактные двигатели.

Четырёхтактные двигатели. Четырёхтактным двигателем называется двигатель, в котором рабочий цикл совершается в течение четырёх ходов поршня.

Сущность четырёхтактного цикла заключается в следующем (фиг. 69).

В цилиндре 1 двигателя находится поршень 2, связанный при помощи шатуна 3 и кривошипа 4 с валом 5. Цилиндр закрыт головкой 6, в которой размещены всасывающий клапан 7 и выпускной клапан 8. В головке могут быть размещены или электрическая свеча, служащая для зажигания, или форсунка для впрыскивания топлива.



Фиг. 69. Схема работы четырёхтактного двигателя

На схеме фиг. 69 отмечены два крайних положения поршня: верхняя мёртвая точка ВМТ, соответствующая наивысшему положению поршня, при котором расстояние его от оси вала достигает максимума, нижняя мёртвая точка НМТ, соответствующая низшему положению поршня, при котором расстояние его от оси вала достигает минимума.

Первым тактом является такт всасывания (положение I, фиг. 69). Этот такт осуществляется при движении поршня вниз от ВМТ до НМТ. Всасывающий клапан при помощи специального распределительного механизма открывается в ВМТ и закрывается в НМТ. Таким образом, в течение всего такта всасывания при движении поршня вниз через всасывающий клапан в цилиндр поступает или свежая смесь, состоящая из воздуха и топлива, или чистый воздух. Первый случай относится к двигателям, работающим с принудительным зажиганием, газовым и бензиновым, второй — к двигателям высокого сжатия с самовоспламенением.

Второй такт представляет собой такт сжатия, который происходит при обратном движении поршня от НМТ до ВМТ (положение II, фиг. 69). В этот период оба клапана закрыты, и в цилиндре происходит сжатие поступившей свежей смеси или воздуха. При приходе поршня в ВМТ вся смесь будет сжата в пространстве v_c , которое носит название камеры сжатия, или пространства сжатия.

Сгорание смеси происходит в ВМТ. Воспламенение этой смеси происходит от свечи с принудительным зажиганием или вследствие самовоспламенения впрыскиваемого топлива при высоком сжатии воздуха.

Третий такт носит название рабочего хода (положение III, фиг. 69). При сгорании смеси температура и давление газов быстро возрастают, и поршень под влиянием давления га-

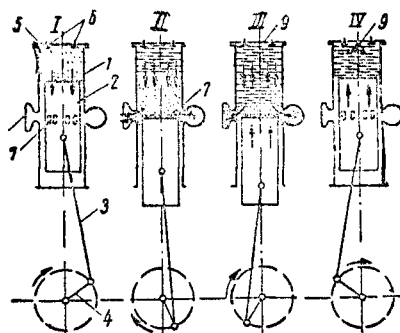
зов начинает двигаться вниз от ВМТ до НМТ, в цилиндре происходит расширение газов. В течение третьего такта в цилиндре совершается процесс расширения образовавшихся газов, во время которого происходит преобразование теплоты в механическую работу.

Четвёртый такт является тактом выпуска и выталкивания отработавших газов (положение IV, фиг. 69). После процесса расширения в НМТ от распределительного механизма открывается выпускной клапан, рабочая полость цилиндра через выпускную трубу сообщается с атмосферой, и отработавшие газы, под влиянием существующей разности давления в цилиндре и в окружающей среде, выходят в атмосферу.

При движении поршня вверх оставшиеся в цилиндре газы выталкиваются поршнем, происходит очистка цилиндра от продуктов сгорания. Около ВМТ выпускной клапан закрывается, открывается всасывающий клапан и с ходом поршня вниз снова начинается всасывание свежей смеси или воздуха и повторение всего цикла.

Так как за один оборот коленчатого вала имеются два хода поршня, то весь рабочий процесс четырёхтактного двигателя заканчивается за два оборота коленчатого вала. Ввиду того, что в течение всего цикла четырёхтактного двигателя каждый клапан должен открываться один раз, то распределительные валы, приводящие в движение клапаны, должны иметь число оборотов в два раза меньше, чем число оборотов коленчатого вала.

Двухтактные двигатели. В двухтактных двигателях наряду с тактами сжатия и расширения, присущими каждому тепловому двигателю, в котором необходимо осуществить круговой процесс, имеются также



Фиг. 70. Схема работы двухтактного двигателя

такты всасывания и выпуска, в течение которых тепловой двигатель работает при низких давлениях в цилиндре и выполняет роль насоса. На это приходится отводить целый оборот коленчатого вала. Всё это привело к разработке двухтактного процесса, который был распространён в паровых машинах.

Двигатель, в котором рабочий цикл совершается в течение двух ходов поршня, называется двухтактным двигателем.

Двухтактный цикл осуществляется следующим образом.

В цилиндре 1 (фиг. 70) двухтактного двигателя находится поршень 2, связанный шату-

ном 3 с коленчатым валом 4. Цилиндр двигателя закрыт головкой 5, в которой размещены продувочные клапаны 6. В этой же головке помещается или свеча зажигания или форсунка 9 для впрыскивания топлива. В нижней части цилиндра имеются выпускные окна или щели 7, открытие и закрытие которых производится поршнем 2 при его движении в цилиндре.

Допустим, что в положении I (фиг. 70) в цилиндре только что произошло сгорание свежей смеси и начался процесс расширения газов, — осуществляется рабочий ход.

При подходе поршня к НМТ поршень открывает выпускные окна, выходящие в выпускной патрубок 8, соединённый с выхлопной трубой. Как только это произойдёт, продукты сгорания начнут выбрасываться из цилиндра в выпускную трубу и в окружающую среду (положение II, фиг. 70). Тогда за счёт выпуска газов давление в цилиндре упадёт, откроются продувочные клапаны 6 и в цилиндр поступит свежий продувочный воздух, давление которого равно давлению газов в цилиндре в момент открытия продувочных клапанов (1,2—1,35 *атм*). Этот воздух выталкивает через выпускные окна продукты сгорания и заполняет собой рабочую полость цилиндра; так осуществляется так называемая продувка цилиндра.

Таким образом, в течение первого такта в цилиндре происходит сгорание топлива с выделением тепла, расширение газов и в конце хода — процессы выпуска и продувки отработавших газов.

Второй такт соответствует ходу поршня от НМТ к ВМТ. В первый период этого хода продолжается процесс продувки и заполнения цилиндра свежим воздухом или свежей смесью. Когда поршень закроет выпускные окна (положение III на фиг. 75—76), продувочные клапаны также закрываются, продувка заканчивается, и в цилиндре с этого момента начинается процесс сжатия свежего воздуха или свежей смеси (положение IV на фиг. 70—76). Этот процесс заканчивается в ВМТ, и начинается сгорание. Поршень под давлением газов начнёт двигаться обратно, снова начинается расширение и повторение цикла.

Таким образом, в течение второго такта в цилиндре происходят процессы окончания выпуска и продувки, заполнения цилиндра свежим зарядом в начале хода и процесс сжатия при дальнейшем ходе поршня.

Из изложенного следует, что рабочий процесс двухтактного цикла совершается за один оборот коленчатого вала. Эти процессы выхлопа и продувок осуществляются здесь в небольшие периоды основных тактов расширения и сжатия.

Работа двигателя по двухтактному циклу приводит к значительному увеличению его мощности. Учитывая увеличение числа рабочих циклов, следовало бы ожидать увеличения мощности ровно в два раза. Однако практически, при наличии мёртвого хода в период выхлопа и продувки, мощность двухтактного двигателя только на 65—75% больше мощности четырёхтактного двигателя при одинаковых размерах цилиндров и одинаковых числах оборотов сравниваемых

двигателей. На некоторое снижение мощности оказывает влияние и продувочный насос.

Ввиду того, что время, отводимое на процессы очистки цилиндра от продуктов сгорания и заполнение его свежим зарядом, в двухтактном двигателе значительно меньше, чем в соответствующем четырёхтактном, оказалось необходимым требовать для продувки цилиндра воздух подавать под давлением. Для этого служат специальные продувочные насосы, приводимые в движение от вала двигателя и сжимающие продувочный воздух в требуемом количестве до давления продувки, обычно 1,2—1,85 *атм*.

Схема продувки двигателя через продувочные клапаны, размещённые в головке двигателя, не является единственной. Двухтактные двигатели имеют большое количество разнообразных типов продувки.

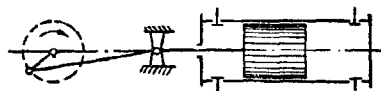
Двигатели двойного действия. Двигатели, в которых рабочий процесс осуществляется в двух рабочих полостях, расположенных с обеих сторон поршня, называются двигателями двойного действия.

Для того чтобы пространство под поршнем являлось рабочей полостью двигателя, необходимо отделить его от пространства картера головкой и снабдить поршень поступательной двигающейся скалкой, соединённой с шатуном при помощи крейцкопфа. Двигатели двойного действия могут быть как четырёхтактными, так и двухтактными.

Работа четырёхтактного двигателя двойного действия осуществляется по схеме фиг. 71.

Первым тактом верхней рабочей полости является такт всасывания. В это же время в нижней рабочей полости идёт такт сжатия.

Во время второго такта при движении поршня от НМТ к ВМТ в верхней полости происходит такт сжатия, а в нижней такт сгорания и расширения.



Фиг. 71. Схема работы четырёхтактного двигателя двойного действия

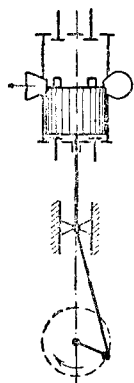
Третьим тактом верхней полости являются сгорание и расширение газов, в то время как в нижней полости осуществляется такт выталкивания.

Наконец, во время четвёртого такта в в верхней полости происходит выталкивание, а в нижней полости — всасывание.

Двойное действие в четырёхтактном двигателе приводит к увеличению числа циклов в единицу времени. В этих двигателях за два оборота осуществляются два цикла, благодаря чему при прочих условиях мощность четырёхтактного двигателя двойного действия должна быть в два раза больше, чем четырёхтактного двигателя простого действия. Практически, ввиду уменьшения рабочего объёма нижней полости за счёт проходящей через эту полость скалки, мощность

двигателя двойного действия увеличивается лишь на 80—85%.

В двухтактных двигателях двойного действия рабочий процесс идёт по схеме фиг. 72.



Фиг. 72. Схема работы двухтактного двигателя двойного действия

Первым тактом верхней полости является такт сгорания, расширения, выпуска и продувки. В нижней полости в это время осуществляется окончание продувки, наполнение цилиндра свежим воздухом и процесс сжатия.

При движении поршня в противоположную сторону в верхней полости заканчиваются продувка и наполнение, и затем происходит процесс сжатия, в то время как в нижней полости происходят сгорание, расширение, выпуск и продувка.

Таким образом, в этих двигателях за один оборот осуществляются два рабочих цикла. Поэтому мощность двухтактного двигателя двойного действия увеличивается по сравнению с двухтактным двигателем простого действия на 80—85%.

Наибольшее увеличение мощности даёт двухтактный двигатель двойного действия. Это обстоятельство вместе с целым рядом преимуществ двухтактного процесса способствует значительному распространению двухтактных двигателей как простого, так и двойного действия.

Классификация двигателей по характеру смесеобразования и совершенства теплового процесса

Быстрое развитие двигателей внутреннего сгорания обуславливает разнообразие их типов и затрудняет составление строгой классификации двигателей по рабочему процессу.

Одна из возможных схем классификации двигателей внутреннего сгорания по характеру смесеобразования и совершенства теплового процесса может быть представлена следующими группами.

Двигателями с внешним смесеобразованием называются двигатели, в которых свежая смесь образуется вне рабочего цилиндра. Все эти двигатели работают с принудительным зажиганием, т. е. с воспламенением свежей смеси от постороннего источника. В большинстве случаев это зажигание производится электрической искрой. Типичными представителями класса двигателей с внешним смесеобразованием являются карбюраторные и газовые двигатели.

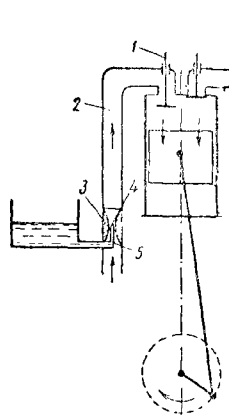
Карбюраторный двигатель представляет собой двигатель, работающий на жидком топливе, в котором свежая смесь готовится в особом приборе, носящем название карбюратора.

Схема этого двигателя приводится на фиг. 73. На схеме изображён такт всасывания. При входе поршня вниз от ВМТ и НМТ всасывание происходит через всасывающий клапан 1 и всасывающий трубопровод 2. В нижней

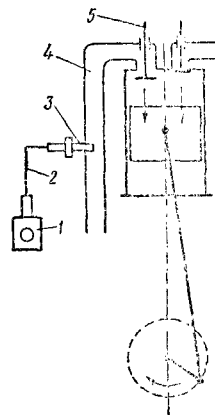
части всасывающий трубопровод имеет суженное место — диффузор 3, в котором помещается выходное отверстие — форсунка 4 карбюратора.

Карбюратор представляет собой камеру, в которой топливо (например бензин) находится на постоянном уровне, находящемся примерно на высоте форсунки 4 и соединительной трубки 5, оканчивающейся калиброванным отверстием с форсункой 4. При ходе всасывания вниз воздух, проходя через трубопровод, образует в диффузоре разрежение, вследствие чего топливо через форсунку подается в трубопровод. Двигающийся здесь с большой скоростью воздух захватывает капли топлива, которые, перемешиваясь с воздухом, образуют свежую смесь, поступающую через всасывающий клапан в цилиндр двигателя.

После всасывания при ходе поршня вверх всасывающий клапан закрывается, в цилиндре происходит сжатие свежей смеси. При наибольшем сжатии около ВМТ (практически несколько раньше) от электрической свечи при помощи искры зажигается горючая топливовоздушная смесь.



Фиг. 73. Схема карбюраторного двигателя



Фиг. 74. Схема бензинового двигателя с непосредственным впрыском топлива

Двигатели с непосредственным впрыском топлива (фиг. 74) отличаются от карбюраторных двигателей тем, что у них отсутствует карбюратор, а топливо под давлением от специального насоса впрыскивается через форсунку во впускную систему, где и образуется свежая смесь, поступающая в дальнейшем в цилиндр. Насос 1 (фиг. 74) приводится в движение от распределительного вала двигателя. Топливо под некоторым давлением через трубопровод 2 и форсунку 3 впрыскивается во всасывающую трубу 4, через которую в этот период всасывается воздух. Топливо, смешиваясь с воздухом, образует свежую смесь, которая всасывается через всасывающий клапан 5 в цилиндр двигателя. Дальнейший процесс идёт так же, как и в карбюраторном двигателе.

В последнее время в двигателях с непосредственным впрыском подача топлива осуществляется не во впускную систему, а не-

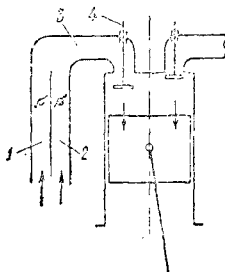
посредственно в цилиндр в период всасывания. Такие двигатели относятся к двигателям с внутренним смесеобразованием и с принудительным зажиганием от свечи.

Последним представителем двигателей с внешним смесеобразованием и зажиганием от постороннего источника являются газомышечные двигатели (фиг. 73). В этих двигателях топливо подводится к органам смесеобразования в газообразном состоянии. Через всасывающий трубопровод одновременно всасываются воздух 1 и газовое топливо 2. Перед всасывающим клапаном в смесителе 3 образуется свежая смесь, которая в дальнейшем и поступает в цилиндр через всасывающий клапан 4. После всасывания при ходе поршня вверх происходит сжатие свежей смеси и зажигание её вблизи ВМТ от электрической свечи.

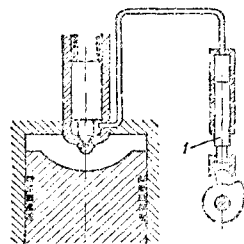
Двигателями с внутренним смесеобразованием называются двигатели, в которых свежая смесь образуется внутри рабочего цилиндра. Эти двигатели можно разбить на два класса: двигатели высокого сжатия с самовоспламенением топлива и двигатели низкого сжатия с принудительным зажиганием.

Принципиальной особенностью двигателей высокого сжатия с самовоспламенением является всасывание чистого воздуха, сжатие его до высоких давлений и температур и самовоспламенение топлива, впрыскиваемого при помощи насоса и форсунки в цилиндр вблизи ВМТ. Таким образом, в двигателях высокого сжатия свежая смесь образуется в конце процесса сжатия, а самовоспламенение топлива происходит вследствие нагрева воздуха при высоком сжатии.

Получение однородной свежей смеси достигается при помощи пневматического распыливания топлива (компрессорные двигатели высокого сжатия) или при помощи механического распыливания (бескомпрессорные двигатели высокого сжатия).



Фиг. 73. Схема газового двигателя

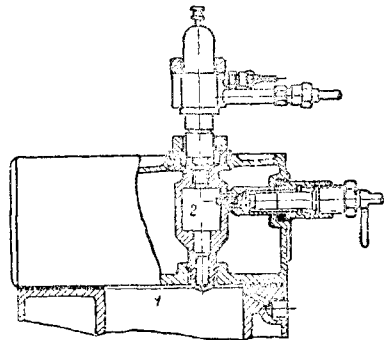


Фиг. 76. Схема двигателя с непосредственным распыливанием

В компрессорных двигателях высокого сжатия топливо распыливается и смешивается с воздухом в цилиндре при помощи распыляющего (форсуночного) воздуха, сжатого в особом компрессоре до высоких давлений (порядка 60—90 атм). Этот воздух подводится по трубопроводам к форсунке с топливом и при открытии иглы форсунки топливо вместе со сжатым форсуночным воздухом выбрасывается с большой скоростью в цилиндр, где и происходит образование смеси топлива с рабочим воздухом,

поступившим в цилиндр во время всасывания. Этот способ распыливания топлива требует наличия при двигателе специального компрессора, распыляющего воздух, что усложняет конструкцию двигателя. Поэтому в настоящее время в двигателестроении принят способ механического распыливания топлива (бескомпрессорные двигатели высокого сжатия).

Принципиальная схема двигателя высокого сжатия с непосредственным распыливанием (бескомпрессорное распыливание) представлена на фиг. 76. Насос 1, приводимый в движение от распределительного вала двигателя, сжимает



Фиг. 77. Схема предкамерного двигателя высокого сжатия с самовоспламенением

топливо до давлений порядка 250—300 атм. Под этим давлением топливо впрыскивается в цилиндр, разбивается на мелкие части и благодаря соответствующему направлению струй перемешивается с рабочим воздухом цилиндра.

В предкамерном двигателе высокого сжатия с самовоспламенением (фиг. 77) камера сгорания разделена на две части: большую нижнюю — основную камеру сгорания 1 и меньшую верхнюю — предкамеру 2. Топливо через форсунку подается в предкамеру. В последней вследствие частичного сгорания поднимается давление, в результате чего образуется перепад давлений между предкамерой и основным пространством сгорания. Под действием этого перепада давлений топливо вместе с образовавшимися газами и оставшимся воздухом выбрасывается из предкамеры в основное пространство, где и происходит смесеобразование топлива с рабочим воздухом и сгорание. Наличие предкамерного эффекта позволяет достигать в этих двигателях хорошего смесеобразования без высоких давлений топлива в форсунке.

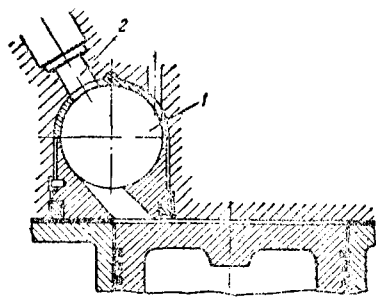
Двигатель высокого сжатия с вихревой камерой (фиг. 78) также является бескомпрессорным двигателем, в котором для смесеобразования используются вихревые потоки воздуха, создаваемые во время процесса сжатия в особой камере — вихревой камере.

При сжатии воздуха последний вытесняется из цилиндра в камеру 1 (фиг. 78), в которой происходит вихревое движение воздуха. Топливо, впрыскиваемое в вихревую камеру через форсунку 2, попадает в завихревой воздух, где и образуется хорошая свежая смесь.

Последним способом бескомпрессорного распыливания топлива в двигателях высоко-

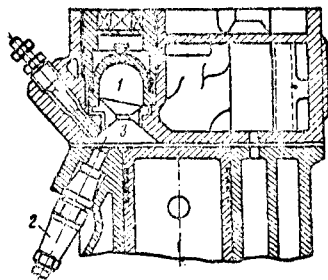
го сжатия является распыливание при помощи воздушной камеры. В этом случае для смешения воздуха используется струя воздуха, аккумулируемого в особой камере (или камерах) во время процесса сжатия и вытекающего из неё во время процесса сгорания и расширения. Смешение в таких двигателях в основном происходит вне воздушных камер.

Одна из схем конструкции двигателя высокого сжатия с воздушной камерой приводится на фиг. 78. Во время сжатия некото-



Фиг. 78. Схема двигателя высокого сжатия с вихревой камерой

рая часть воздуха концентрируется в воздушной камере 1. Впрыск топлива осуществляется форсункой 2, которая расположена против отверстия воздушной камеры. После первой вспышки в воздушной камере несколько повышается давление и температура. Так как сгорание в камере происходит с большим избытком воздуха (в камеру поступает небольшое количество топлива), то после установления перепада давлений в камере и основном пространстве сгорания 3 неиспользованный воздух будет выбрасываться из камеры навстречу топливу, в результате чего и происходит смешение. В зависимости от момента впрыскивания топлива использование струи



Фиг. 79. Схема двигателя высокого сжатия с воздушной камерой

воздуха, вытекающего из воздушной камеры, возможно как во время такта сжатия, так и во время такта расширения.

К группе двигателей внутреннего сгорания с внутренним смешением относятся также двигатели низкого сжатия с принудительным зажиганием. Сюда относятся калоризаторные и нефтяные двигатели низкого сжатия с зажиганием от электрической свечи.

Калоризаторный двигатель. Двигатель жидкого топлива, в котором смесь образуется в течение процесса сжатия, а воспламенение свежей смеси происходит вследствие

нагрева её при низком сжатии от раскалённых стенок камеры сгорания или особого запальника (калоризаторной головки).

В начале сжатия в цилиндр двигателя через форсунку впрыскивается топливо, которое в течение всего хода сжатия перемешивается с рабочим воздухом и образует свежую смесь. С целью обеспечения воспламенения стенки калоризаторной головки во время работы двигателя имеют высокую температуру (порядка 500—550° С). Для регулировки момента воспламенения смеси при разных нагрузках в цилиндр калоризаторных двигателей впрыскивается вода, количество которой регулируется в зависимости от мощности, развиваемой двигателем.

Калоризаторные двигатели не вполне соответствуют группе двигателей внутреннего сгорания с принудительным зажиганием, так как зажигание в них не происходит в определённом установленном моменте.

Нефтяные двигатели с зажиганием от свечи представляют собой двигатели низкого сжатия, в которых рабочая смесь, полученная тем или иным способом внутреннего смешения, воспламеняется в результате зажигания её в определённый момент от постороннего источника.

Классификация двигателей по назначению

Стационарные двигатели. В стационарных условиях двигатели внутреннего сгорания находят применение как двигатели для мелких и средних электростанций, фабричных и заводских силовых установок, мелких сельскохозяйственных силовых и осветительных станций.

Мощность этих двигателей колеблется от 20 до 300—1000 л. с., достигая максимально 15 000 л. с. Число оборотов коленчатого вала стационарных двигателей обычно бывает небольшим и принимается равным 250—600 об/мин. Вместе с тем стационарные двигатели должны обладать большой надёжностью и, главное, долговечностью службы. Последнее приводит к массивным конструктивным формам стационарных двигателей, большому весу двигателя и большим габаритным размерам.

Удельный вес стационарных двигателей весьма значителен и колеблется в пределах 50—100 кг/л. с.

Двигатели для железнодорожного транспорта. В качестве железнодорожных двигателей на тепловозах, мотовозах, на автомотрисах применяются главным образом двигатели высокого сжатия с самовоспламенением топлива. Карбюраторные двигатели применяются здесь только в качестве мелких мотовозных двигателей.

Мощность двигателей для железнодорожного транспорта колеблется в пределах 150—2 000 л. с. Двигатели малой и средней мощности устанавливаются на мотовозах, автомотрисах, двигатели большой мощности — на тепловозах.

Обороты двигателя в пределах 400—750 об/мин. применяются в тепловозных двигателях; для мотовозов и автомотрис применяются двигатели с числом оборотов до 2 000 в мин.

Удельный вес железнодорожных двигателей колеблется в пределах 8—25 кг/л. с. Меньшие цифры относятся к мелким быстроходным двигателям высокого сжатия, большие — к тепловозным.

Судовые двигатели. Если исключить очень мелкие судовые установки, где применяются карбюраторные двигатели, то в основном судовыми двигателями внутреннего сгорания являются двигатели высокого сжатия с самовоспламенением топлива, мощность которых в настоящее время колеблется в пределах 20—10 000 л. с.

Число оборотов судовых двигателей также колеблется в широком диапазоне—от 90 до 2 000—3 000 об/мин. В соответствии с приведенными параметрами изменяется и удельный вес двигателей, который изменяется в пределах 12—60 кг/л. с. Меньшие цифры относятся к быстроходным двигателям, большие — к тихоходным. Карбюраторные судовые двигатели по своим параметрам подобны таким же двигателям автотракторного типа.

Автотракторные двигатели. Большие преимущества двигателей высокого сжатия с самовоспламенением топлива по сравнению с карбюраторными двигателями (большая экономичность, потребление тяжёлых погонных нефти, увеличение радиуса действия, отсутствие системы зажигания и др.) давно вызвали стремление использовать двигатель высокого сжатия в автотранспорте.

В настоящее время на отечественных заводах производится серийный выпуск этих двигателей.

Помимо двигателей высокого сжатия с самовоспламенением топлива в автотранспорте имеет существенное значение применение газогенераторных двигателей, работающих на газовом топливе, получаемом в специальном генераторе, находящемся при двигателе.

Мощность автотракторных двигателей всех типов колеблется от 20 до 150 л. с. Число оборотов коленчатого вала двигателя находится в пределах 1 000—4 000 об/мин.; удельный вес двигателей составляет от 4 до 15 кг/л. с.

Более быстроходные и более лёгкие двигатели относятся к автомобильным, менее быстроходные и более тяжёлые — к тракторным.

Двигатели высокого сжатия с самовоспламенением топлива по сравнению с карбюраторными двигателями являются менее быстроходными. Число оборотов их сейчас не превышает 2 500—3 000 об/мин., в то время как в карбюраторных двигателях это число поднимается до 4 000 об/мин., а в специальных и гоночных двигателях и до 8 000 об/мин.

Удельный вес автотракторных двигателей высокого сжатия несколько выше, чем у карбюраторных двигателей, для первых он сейчас находится в пределах 6—15 кг/л. с., для вторых — в пределах 4—10 кг/л. с.

Авиационные двигатели. В качестве одного из типов авиационного двигателя применяется четырёхтактный бензиновый двигатель.

В настоящее время в авиации находят широкое применение реактивные двигатели, а также комплексные двигатели, представляющие сочетание двигателей внутреннего сгорания (бензиновых и двигателей высокого сжатия), газовых турбин и реактивных двигателей.

Конструктивные формы авиационного двигателя, его компактность и вес в ещё большей степени, чем для судовых и автотракторных двигателей, определяются его назначением.

Авиационный двигатель, устанавливаемый на самолёте, должен быть мощным, лёгким, иметь малые габариты, отвечать требованиям работы на самолёте.

Мощность поршневых авиационных двигателей в настоящее время колеблется в пределах 40—3 000 л. с.; число оборотов принимается равным 1 400—3 500 об/мин. и удельный вес составляет 0,5—1,0 кг/л. с.

КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМОЕ ДЛЯ СГОРАНИЯ

Теоретически необходимое количество воздуха. Под этим понимают количество воздуха, требующееся для полного сгорания 1 кг топлива. Это количество воздуха обозначается буквой L_0 и определяется по стехиометрическим уравнениям сгорания.

1 кг жидкого топлива в общем случае может иметь следующий состав: C кг углерода, H кг водорода, O_T кг кислорода.

Необходимое для полного сгорания количество кислорода при отсутствии кислорода в топливе:

$$O_2 = 8/3 C + 8 H.$$

Для случая, когда в топливе содержится O_T кг кислорода, который при сгорании может выделяться и участвовать в реакции сгорания, количество необходимого кислорода:

$$O_2 = 8/3 C + 8 H - O_T.$$

Необходимое количество воздуха в весовых единицах:

$$L_0 = \frac{1}{0,23} (8/3 C + 8 H - O_T) \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}, \quad (1)$$

где 0,23 — весовая доля содержания кислорода в воздухе. Количество воздуха, подсчитанное в килограммах-молях¹:

$$L'_0 = \frac{L_0}{28,95} = \frac{1}{0,23 \cdot 28,95} (8/3 C + 8 H - O_T) \frac{\text{кг-мол}}{\text{кг топлива}}, \quad (2)$$

где 28,95 — молекулярный вес воздуха.

То же количество воздуха можно получить по формуле

$$L'_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) \frac{\text{кг-мол}}{\text{кг топлива}}, \quad (3)$$

где 0,21 — объёмная доля содержания кислорода в воздухе.

Необходимое количество воздуха в m^3 при 15°C и 1 атм будет:

¹ Килограмм-молекулой, или молем, называется такое количество газа, которое весит столько килограммов, сколько единиц в молекулярном весе газа. Например, молекулярный вес водорода равен 2, моль водорода будет весить 2 кг, молекулярный вес кислорода равен 32, моль кислорода будет весить 32 кг и т. д.

$$L'_0 = \frac{L_0}{\gamma} = \frac{L_0}{1,188} = \frac{1}{0,23 \cdot 1,188} (8/3C + 8H - O_T) \frac{\text{м}^3 \text{воздуха}}{\text{кг топлива}}, \quad (4)$$

где 1,188 кг/м³ — удельный вес воздуха при 15°C и 1 атм.

Для газообразных топлив вида $C_m H_n O_r$ (на 1 м³ топлива) необходимое количество кислорода

$$O_2 = \left(m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2} \right) \text{м}^3.$$

Необходимое количество воздуха

$$L'_0 = \frac{m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}}{0,21} \frac{\text{м}^3 \text{воздуха}}{\text{м}^3 \text{топлива}}. \quad (5)$$

Количество воздуха, подсчитанное в весовых единицах

$$L_0 = L'_0 \gamma = 1,188 \frac{m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}}{0,21} \frac{\text{кг воздуха}}{\text{м}^3 \text{топлива}}. \quad (6)$$

Количество воздуха в килограмм-молях:

$$L'_0 = \frac{L_0}{28,95} = \frac{1,188}{0,21 \cdot 28,95} \left(m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2} \right) \frac{\text{кг-мол}}{\text{м}^3 \text{топлива}}. \quad (7)$$

Действительное количество воздуха. Подсчитанное необходимое количество воздуха соответствует полному сгоранию топлива при соединении составных частей топлива с кислородом по приведенным ранее стехиометрическим уравнениям.

Количество воздуха, при котором происходит действительный процесс сгорания 1 кг топлива, называется действительным количеством воздуха и обозначается через L .

Коэффициент избытка воздуха α выбирается на основании опытных данных и имеет различное значение для разных двигателей.

Как уже указывалось, в большинстве случаев $\alpha > 1$ и только в карбюраторных бензиновых двигателях вследствие специфических требований, предъявляемых к этим двигателям, сгорание происходит с $\alpha < 1$.

Значения коэффициентов избытка воздуха α , имеющих место в современных двигателях внутреннего сгорания, приводятся в табл. 14.

Таблица 14

Коэффициент избытка воздуха α для различных двигателей

Типы двигателей	α
Карбюраторные нефтяные	2,0—2,2
Стационарные и судовые тихоходные двигатели высокого сжатия	1,7—2,0
Быстроходные лёгкие двигатели высокого сжатия	1,3—1,7
Газовые	1,15—1,3
Керосиновые тракторные	1,0—1,1
Бензиновые автомобильные	0,9—1,05
Бензиновые авиационные	0,85—1,0

Сгорание топлива при $\alpha < 1$ в автомобильных и авиационных карбюраторных двигателях объясняется специфическими требованиями, предъявляемыми к этим двигателям. Исследование процесса сгорания в этих двигателях показывает, что максимальная скорость сгорания и, следовательно, максимальная мощность двигателя имеет место при составе смеси, соответствующем $\alpha = 0,85—0,9$. В этом случае ввиду недостатка воздуха имеет место неполный процесс сгорания. С точки зрения экономичности наивыгоднейшим коэффициентом избытка воздуха в этих двигателях является $\alpha = 1,0—1,1$.

Поэтому рассматриваемые двигатели имеют два режима работы: режим наибольшей мощности и режим наибольшей экономичности.

На режиме наибольшей мощности двигатель регулируется на $\alpha = 0,85—0,9$, т. е. на богатую смесь. На режиме наибольшей экономичности двигатели регулируются на $\alpha = 1,0—1,1$, т. е. на бедную смесь.

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ ЧЕТЫРЁХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Действительный рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания каждый раз совершается новой порцией рабочего тела, поступающего в цилиндр извне и выбрасываемого из цилиндра после рабочего хода расширения. Таким образом, действительный цикл по существу является разомкнутым.

Рабочее тело в цилиндре двигателя в результате сгорания топлива претерпевает физические и химические изменения, вслед за тем его свойства рабочего тела в течение процесса меняются, в частности, меняются теплоёмкости газов, имеющие различные значения до и после сгорания. В действительном рабочем процессе двигателя имеют место тепловые и гидродинамические потери.

Весь рабочий цикл двигателя может быть разбит на следующие действительные процессы: всасывание, сжатие, сгорание, расширение, выпуск и выталкивание продуктов сгорания.

Процесс всасывания четырёхтактного двигателя

Первым тактом четырёхтактного двигателя является процесс всасывания или заполнения цилиндра рабочим телом, когда поршень перемещается от ВМТ к НМТ при открытом всасывающем клапане.

Действительный процесс всасывания, или, как его называют, процесс зарядки, зависит от целого ряда факторов теплового и гидродинамического характера, а также от конструктивных особенностей двигателя.

При установившемся режиме работы двигателя процесс всасывания происходит после процесса выталкивания сгоревших газов.

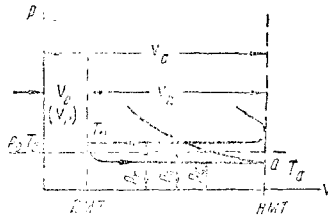
Во время выталкивания газов вследствие сопротивления в выпускном клапане и выпускном трубопроводе давление выталкиваемых газов бывает выше атмосферного. Поэтому в конце выталкивания, т. е. перед началом всасывания, в пространстве сжа-

тия v_c остаётся часть выпускных газов, так называемых остаточных газов, с давлением

$$p_r > p_0,$$

где p_0 — давление атмосферного воздуха (фиг. 80).

При обратном движении поршня от ВМТ в период всасывания давление остаточных газов начинает понижаться до атмосферного. В дальнейшем, при всасывании воздуха или свежей смеси давление вследствие наличия гидравлических сопротивлений во всасывающем трубопроводе и всасывающем клапане (трение о стенки, вихри и удары) понижается, а объём увеличивается до v_0 .



Фиг. 80. Диаграмма всасывания и выпуска четырёхтактного двигателя

Средние скорости во всасывающем клапане в современных двигателях имеют значения порядка 50—80 м/сек. При таких скоростях движения воздуха гидравлические сопротивления при движении имеют значительную величину и с ними необходимо считаться:

$$p_a = p_0 - \Delta p^2, \quad (10)$$

где p_0 — давление воздуха на всасывании;
 p_a — среднее давление внутри цилиндра при всасывании.

Падение давления во время всасывания пропорционально квадрату числа оборотов, и в конце действительного процесса всасывания давление газов $p_a < p_0$.

Поступающий в цилиндр воздух с температурой, равной температуре на всасывании T_0 , смешивается с имеющимися в цилиндре остаточными газами, температура которых T_r намного выше температуры на всасывании T_0 . В результате этого смешения температура поступающего в цилиндр воздуха или свежей смеси несколько поднимается.

Таблица 15

Значения давления в конце всасывания p_a (при $p_0 = 1 \text{ атм}$)

Тип двигателя	$p_a \text{ атм}$
Тихоходные	0,85—0,95
Быстроходные	0,75—0,9
Авиационные с нормальным всасыванием	0,8—0,85
Двухтактные	0,9—1,1

Поступающий в цилиндр воздух входит в соприкосновение со стенками цилиндра, с кришковой цилиндра и с днищем поршня, температура которых во время установившегося режима работы двигателя значительно выше

температуры поступающего воздуха. В результате теплообмена воздуха со стенками происходит дополнительное повышение температуры поступающего воздуха. Таким образом, в конце процесса всасывания температура рабочего тела (воздух, газ)

$$T_a > T_0.$$

Изменение параметров поступающего в цилиндр воздуха приводит к уменьшению количества поступающего воздуха в период всасывания.

Теоретическое количество поступающего в цилиндр воздуха G_0 представляет собой то количество воздуха, которое могло бы поместиться в объёме, соответствующем ходу поршня v_h при давлении и температуре на всасывании, т. е. при p_0 и T_0 .

В действительности, в конце процесса всасывания воздуха газ имеет давление p_a и температуру T_a , причём

$$p_a < p_0, \text{ а } T_a > T_0.$$

Понижение давления и повышение температуры газа приводят к уменьшению плотности газа, поэтому в том же объёме v_h окажется меньшее количество воздуха.

Таким образом, результатом влияния на процесс всасывания реальных факторов является уменьшение количества поступающего в цилиндр воздуха или свежей смеси.

Коэффициент наполнения. Для оценки степени наполнения цилиндра вводят так называемый коэффициент наполнения, или коэффициент подачи, η_v , под которым понимают отношение действительного количества поступающего в цилиндр воздуха или свежей смеси к теоретическому, т. е. к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объёме v_h при давлении p_0 и температуре T_0 на всасывании.

Таким образом, коэффициентом наполнения является:

$$\eta_v = \frac{G}{G_0}. \quad (11)$$

Если предположим, что во время всасывания поступающий воздух повышает свою температуру только за счёт смешения с остаточными газами (теплообменом со стенками прецерегаем), то коэффициент наполнения:

$$\eta'_v = \frac{1}{p_0 (\varepsilon - 1)} (p_a \varepsilon - p_r), \quad (12)$$

где p_a — давление газов в точке a_1 ;
 p_r — давление остаточных газов;
 p_0 — давление окружающей среды;
 ε — степень сжатия.

Коэффициент остаточных газов. В расчёте теплового процесса двигателя помимо коэффициента наполнения вводят также коэффициент остаточных газов γ .

Коэффициентом остаточных газов называют отношение числа молей остаточных газов к числу молей поступающего в цилиндр воздуха

$$\gamma = \frac{M_r}{M_0}. \quad (13)$$

Величина коэффициента остаточных газов определяет собой степень загрязнённости поступившего воздуха оставшимися в цилиндре газами. Чем больше в цилиндре остаточных газов, т. е. чем больше величина γ , тем меньше коэффициент наполнения двигателя и, следовательно, тем меньше мощность двигателя.

Коэффициент остаточных газов, так же как и коэффициент наполнения, может быть выражен через параметры процесса.

Для случая отсутствия теплообмена со стенками коэффициент остаточных газов:

$$\gamma = \frac{T_0}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}, \quad (14)$$

где T_0 — температура окружающей среды;

T_r — температура остаточных газов.

Температура газов в конце всасывания T'_a без учёта теплообмена со стенками:

$$T'_a = \frac{\varepsilon p_a T_0}{\varepsilon p_a - p_r} \frac{T_0}{T_r - T_0}. \quad (15)$$

По данной формуле определяется температура в конце всасывания без учёта теплообмена со стенками.

Коэффициент наполнения с учётом теплообмена со стенками.

$$\eta_v = \left(\frac{p_a}{T_a} \varepsilon - \frac{p_r}{T_r} \right) \frac{T_0}{p_0 (\varepsilon - 1)}, \quad (16)$$

где T_a — температура газов в точке a с учётом теплообмена со стенками.

Формула показывает, что коэффициент наполнения помимо степени сжатия, давления всасывания p_a и давления выхлопа p_r зависит также от температуры T_a , при этом при всех прочих равных условиях понижение температуры T_a начала рабочего процесса влечёт за собой увеличение коэффициента подачи.

Температуру T_a с учётом теплообмена со стенками определяют, решая уравнение (16) относительно T_a :

$$T_a = \frac{\varepsilon p_a T_0}{\eta_v p_0 (\varepsilon - 1) + \frac{p_r T_0}{T_r}}. \quad (17)$$

В табл. 16 приведены значения T_a для некоторых типов двигателей.

Таблица 16
Значение T_a для некоторых двигателей

Тип двигателя	T_a
Двигатели высокого сжатия:	
» четырёхтактные	320–330°
» двухтактные	340–380°
Двигатели газовые	340–370°
» карбюраторные	340–380°

Коэффициент остаточных газов с учётом теплообмена со стенками подсчитывают аналогично уравнению 14, т. е.

$$\gamma = \frac{1}{\eta_v (\varepsilon - 1)} \frac{p_r T_0}{p_0 T_r}. \quad (18)$$

В данном случае для определения γ значение η_v должно определяться по формуле (16).

Помимо приведённых ранее формул, пригодных только для четырёхтактных двигателей, можно получить более общие выражения, дающие связь η_v , γ и T_a как для четырёхтактных, так и для двухтактных двигателей.

В последнем случае надо иметь в виду, что степень сжатия относится не ко всему ходу поршня v_h , а к полезной его части

$$v_h (1 - h_b)$$

с момента закрытия выпускных окон, т. е. с момента начала сжатия.

Соответственно этому и η_v относится к полезной части хода поршня, что показано диаграммой на фиг. 81, где h_b — часть хода поршня, приходящаяся на продувочные и выпускные окна.

В этом случае:

$$\gamma = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a T'_0}{p_0 T_a} \frac{1}{\eta_v} - 1; \quad (19)$$

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a T_0}{p_0 T_a} \frac{1}{1 + \gamma}. \quad (20)$$

Полученные выражения η_v и γ являются наиболее общими, они справедливы как для четырёхтактных, так и для двухтактных двигателей.

Температура конца всасывания T_a может быть найдена из уравнения баланса тепла до и после смешения поступившего в цилиндр и подогретого от стенок свежего воздуха с остаточными газами:

$$T_a = \frac{T'_a + \gamma T_r}{1 + \gamma}, \quad (21)$$

где $T'_a = T_0 + \Delta T_a$ — температура свежего воздуха с учётом теплообмена со стенками;

ΔT_a — повышение температуры воздуха за счёт подогрева от стенок.

Если подставить последнюю формулу в выражение (20), то

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T'_a + \gamma T_r} \quad (22)$$

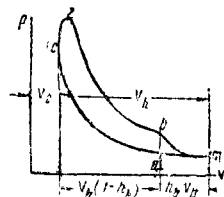
или

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_a + \gamma T_r}. \quad (23)$$

Практически при расчёте параметров процесса всасывания все полученные формулы используются следующим образом.

По диаграмме, снятой с двигателя индикатором со слабой пружиной, можно легко определить давления p_a и p_r .

Задавись температурой остаточных газов T_r и имея условия окружающей среды,



Фиг. 81. Схема двухтактного процесса в двигателе внутреннего сгорания

можно определить по формуле (15) температуру T'_a без учёта теплообмена со стенками. Затем, учитывая подогрев от стенок некоторым повышением температуры ΔT_a , определяется действительная температура T_a в конце всасывания как

$$T_a = T'_a + \Delta T_a. \quad (24)$$

И, наконец, по формулам (16) и (18) находят коэффициенты наполнения γ_v и остаточных газов γ .

В табл. 17 и 18 даны значения коэффициентов γ и γ_v .

Таблица 17

Коэффициент остаточных газов	
Тип двигателя	γ
Четырёхтактные	0,03—0,08
Двухтактные с отдельным продувочным насосом	0,05—0,1
Двухтактные с кривошипно-камерной продувкой	0,2—0,3

Таблица 18

Коэффициент наполнения	
Тип двигателя	γ_v
Тихоходные	0,88—0,93
Быстроходные	0,65—0,9

Повышение температуры газов ΔT_a за счёт подогрева от стенок оценивается по опытным данным. Обычно эта величина колеблется в пределах

$$\Delta T_a = 10 - 25^\circ,$$

причём большая величина относится к тихоходным двигателям, а меньшая — к быстроходным.

Часто расчёт параметров процесса всасывания ведётся по другой схеме. Если по опытным данным для подобных двигателей имеется значение коэффициента наполнения, то при расчёте задаются величиной этого коэффициента.

Оценив, в зависимости от конструкции и быстроходности двигателя, величины p_r и T_r , определяют по формуле (18) коэффициент остаточных газов γ .

Численные значения p_r и T_r приведены в табл. 19 и 20.

Таблица 19

Давление остаточных газов	
Тип двигателя	P_r атм
Тихоходные	1,05—1,15
Быстроходные	1,15—1,25
Авиационные с глушителем	1,15—1,25
Авиационные без глушителя	1,1—1,15
Двухтактные	1,08—1,15

Далее по формуле (21) находят температуру конца всасывания T_a и по формуле (20) — да-

Таблица 20

Температура остаточных газов	
Тип двигателя	T_r абс
Двигатели высокого сжатия	700—850
Карбюраторные	800—1 000
Авиационные карбюраторные с наддувом	1 000—1 300

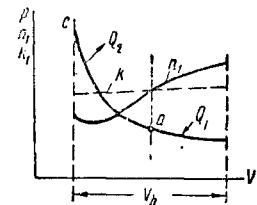
вление в конце всасывания p_a . Последнее можно определить и без промежуточного определения температуры T_a непосредственно по формуле (23).

Процесс сжатия

В отличие от идеальных циклов в действительных двигателях процесс сжатия сопровождается теплопередачей, и поэтому не является адиабатным.

При установившемся тепловом режиме двигателя температура воздуха в конце всасывания ниже температуры стенок цилиндра и поршня. Поэтому в первые моменты сжатия имеет место приток тепла Q_1 от стенок к воздуху; сжатие происходит с получением тепла извне (фиг. 82).

По мере сжатия воздуха и увеличения его температуры теплопередача от стенок уменьшается, и в известный момент (точка a), когда температура воздуха уравнивается с температурой стенок, теплопередача прекращается.



Фиг. 82. Действительный процесс сжатия

Дальнейшее сжатие воздуха приводит к повышению температуры воздуха, в результате чего после точки a будет иметь место обратный переход тепла Q_2 от газов к стенкам.

Если подчинить отдельные небольшие участки линии сжатия политропическому процессу с постоянными теплоёмкостями, т. е. считать для них справедливым уравнение $p v = \text{const}$, то картина изменения показателя по участкам будет иметь характер, изображённый на фиг. 82.

В первые периоды сжатия процесс сопровождается подводом тепла, и поэтому показатель $n_1 > k$. По мере хода сжатия, выравнивания температур воздуха и стенок и уменьшения теплопередачи показатель процесса по участкам будет уменьшаться и в точке a окажется равным показателю адиабатного процесса, т. е.

$$n_1 = k.$$

В дальнейшем сжатие идёт с отводом тепла, и поэтому показатель должен иметь значение $n < k$.

Таким образом, действительный процесс сжатия носит достаточно сложный характер и не может быть точно выражен термодинамическими соотношениями.

Для расчёта процесса и определения параметров в конце сжатия применяют упрощённый метод, заключающийся в том, что действительный процесс сжатия заменяют фиктивным политропическим процессом, при этом показатель этого процесса n_1 , имеющий для всей линии сжатия постоянное значение, выбирается так, чтобы работы действительного процесса и фиктивного политропического были одинаковы. Другими словами, подчиняют процесс сжатия уравнению

$$p v^{n_1} = \text{const}, \quad (25)$$

где n_1 — средний показатель линии сжатия. Показатель выбирается по опытным данным и для различных двигателей имеет разные значения.

Основными элементами, влияющими на показатель политропы линии сжатия n_1 , являются размеры двигателя и число оборотов. Чем больше объём цилиндра, тем меньше относительная площадь охлаждения, и, следовательно, тем большее значение имеет средний показатель политропы n_1 .

Показатель политропы n_1 увеличивается также с увеличением числа оборотов двигателя — так как при этом сокращается время соприкосновения газов со стенками, и следовательно, уменьшается теплопередача.

На величину показателей n_1 оказывает влияние также температура поршня. С увеличением этой температуры показатель n_1 увеличивается.

Практически средний показатель линии сжатия колеблется в пределах

$$n_1 = 1,34 - 1,4.$$

В некоторых случаях (для быстроходных двигателей с высокой температурой поршня) показатель может иметь и большие значения, приближаясь к значению 1,4, а иногда и

$$n_1 > 1,4.$$

Впрыскивание воды в процессе сжатия для понижения температуры уменьшает показатель n_1 вследствие добавочного отнятия от газа тепла за счёт испарения воды. Поэтому в простых нефтяных двигателях, работающих с впрыском воды, средний показатель n_1 колеблется в пределах

$$n_1 = 1,2 - 1,25.$$

Таблица 21
Значения среднего показателя n_1 политропы сжатия

Тип двигателя	n_1
Карбюраторные	1,35 - 1,38
Работающие на газовом топливе со степенями сжатия до 7 . . .	1,36 - 1,38
Двигатели высокого сжатия	
» тихоходные	1,33 - 1,35
» быстроходные транспортные	1,37 - 1,41

В соответствии с принятым для процесса сжатия уравнением давление и температура в конце сжатия определяются по формулам:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}; \quad (26)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (27)$$

Процесс сгорания

Процессы сгорания в двигателях можно разделить по характеру их развития на две основные группы.

К первой группе процессов относятся такие, у которых к началу процесса сгорания в цилиндре двигателя имеется готовая однородная (однородная) смесь топлива и окислителя, воспламеняемая принудительным путём от электросвечи или накаливаемого тела (карбюраторные двигатели, газовые двигатели, двигатели с непосредственным впрыском лёгкого топлива).

Развитие процессов сгорания этой группы характеризуется двумя различными явлениями: во-первых, при сгорании газовой горючей смеси будут иметь место химические процессы окисления топлива, происходящие в слое фронта пламени, во-вторых, горение однородной смеси будет сопровождаться движением фронта пламени по пространству сгорания, зависящим от газодинамических факторов, сопровождающих развитие этого процесса.

Ко второй группе процессов относятся такие, у которых начало процесса сгорания топлива происходит самопроизвольно, вследствие высоких начальных температур окислителя (двигатели высокого сжатия с самовоспламенением) или вследствие большой химической неустойчивости горючего, которое при соприкосновении с окислителем начинает самопроизвольно, без внешнего возбуждения реагировать (некоторые типы жидкостных реактивных двигателей).

Эта группа процессов характеризуется, как правило, раздельным поступлением топлива и окислителя в топочное устройство (камеру сгорания).

Характер процессов сгорания в основном типе двигателя этой группы — двигатели высокого сжатия в значительной степени отвечает сгоранию в объёме.

Между этими двумя основными типами процессов сгорания могут иметь место и различные промежуточные процессы, особый характер протекания которых зависит от конструктивных особенностей двигателя. Примером таких процессов могут служить процессы сгорания в воздушно-реактивных двигателях, где имеет место, как правило, раздельная подача топлива и окислителя при начальной температуре окислителя ниже температуры самовоспламенения топлива.

Сгорание карбюрированного топлива. В идеальной схеме цикла карбюраторного двигателя повышение давления и температуры после процесса сжатия осуществляется по изохорному процессу, т. е. при постоянном объёме.

В действительном процессе подвод тепла извне заменяется сгоранием топлива, которое протекает во времени и, следовательно, при переменном объёме камеры сгорания двигателя. В отличие от идеального процесса с подводом тепла в процессе сгорания имеют место также потери тепла за счёт теплопередачи в стенки. Кроме того, при высоких температурах наблюдается диссоциация газов, сопровождающаяся поглощением тепла. Таким образом, сгорание происходит с отклонением от

изохорного процесса, и количество выделенного при сгорании тепла меньше количества тепла, соответствующего теплотворной способности топлива.

От величины выделившегося и полезно использованного при сгорании тепла, от скорости сгорания и связанного с этим догорания по линии расширения зависят мощность и экономичность двигателя.

Внешними факторами, влияющими на происходящий в карбюраторном двигателе процесс, являются состав смеси α , температура сжатия T_c , давление конца сжатия p_c , степень завихрения свежей смеси, количество остаточных газов, предварение зажигания.

На основании экспериментальных и расчетных данных можно сделать следующие заключения о влиянии состава смеси на процесс сгорания:

1. Наибольшая скорость сгорания, соответствующая минимальному времени сгорания, имеет место при значениях

$$\alpha = 0,8 - 0,9.$$

2. Наибольшее значение величины отношения выделявшегося тепла Q_z к коэффициенту избытка воздуха $\alpha - \frac{Q_z}{\alpha}$ наблюдается при $\alpha \approx 0,9$, т. е. при значениях α , близких к наибольшей скорости сгорания. Этому наибольшему значению $\frac{Q_z}{\alpha}$ соответствует наибольшая мощность двигателя.

3. Наибольшее выделение тепла происходит при

$$\alpha \approx 1,1.$$

Очевидно, этому значению Q_z будет соответствовать и наибольшая экономичность двигателя.

Эти выводы показывают, что в карбюраторных двигателях можно установить два режима работы: первый, соответствующий режиму наибольшей мощности, имеет место при значениях

$$\alpha \approx 0,8 - 0,9,$$

второй, соответствующий наибольшей экономичности, при значении $\alpha \approx 1,1$.

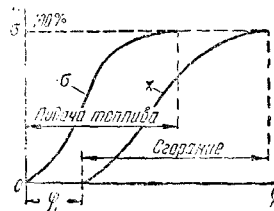
Сгорание в двигателях высокого сжатия с самовоспламенением. В отличие от идеального цикла с подводом части тепла при $v = \text{const}$ и части тепла при $p = \text{const}$ в бескомпрессорных двигателях высокого сжатия с самовоспламенением в действительном процессе, происходящем в конце сжатия после начала впрыскивания топлива, имеет место физико-химический процесс сгорания топлива. Этот процесс, протекающий во времени, сопровождается потерей тепла вследствие теплопередачи в стенки и диссоциации газов.

Картина протекания процесса сгорания в двигателях высокого сжатия с самовоспламенением сложнее, чем в карбюраторных двигателях, вследствие того, что в цилиндре этих двигателей нет заранее подготовленной свежей смеси; впрыскивание топлива начинается непосредственно перед процессом сгорания и продолжается в течение большей части периода сгорания (фиг. 83).

Сгорание в цилиндре двигателя высокого сжатия после начала впрыскивания топлива

начинается не сразу. От момента впрыскивания топлива в цилиндр до момента самовоспламенения происходит задержка, необходимая для подготовки топлива к эффективному горению. Эта задержка воспламенения топлива носит название периода запаздывания воспламенения, измеряемого в градусах поворота кривошипа φ_i или в долях секунды τ_i .

Период запаздывания воспламенения приводит к скоплению в цилиндре перед воспламенением некоторого количества топлива и сгоранию его с резким повышением давления. В зависимости от величины этого периода протекание процесса сгорания и соответствующее изменение параметров процесса будут различными, следовательно, разным будет и закон сгорания. Наконец, в то время как в карбюраторных двигателях топливо в процессе карбюрации и сжатия в цилиндре в боль-



Фиг. 83. Закон подачи топлива и закон сгорания в двигателе высокого сжатия с самовоспламенением

шей своей части успевает испариться и, следовательно, сгорает в парообразной фазе, в двигателях высокого сжатия полного испарения топлива, впрыскиваемого непосредственно перед началом сгорания, может и не быть.

Влияние степени сжатия на процесс сгорания в двигателе высокого сжатия с самовоспламенением. Степень сжатия в этих двигателях с точки зрения процесса сгорания является одним из важнейших факторов, влияющих на протекание этого процесса.

Для того чтобы произошло в двигателе высокого сжатия воспламенение топлива, температура воздуха в цилиндре должна быть немного выше температуры самовоспламенения, т. е. необходимо наличие значительного избытка температуры.

Необходимость избытка температуры вызывается существованием периода запаздывания самовоспламенения, в течение которого происходит теплопередача от воздуха к каплям топлива и физико-химическая подготовка его к горению. Снижения этого периода возможно достигнуть, прежде всего, высокими температурами воздуха в период воспламенения, т. е. в конце сжатия.

Другими словами, снижение периода запаздывания воспламенения и повышение управляемости процессом возможно получить посредством высоких степеней сжатия.

Высокие степени сжатия и, следовательно, высокие температуры газа в быстроходных двигателях высокого сжатия, кроме того, обеспечивают большие скорости сгорания и вследствие этого позволяют, несмотря на быстроходность двигателя, иметь начало сгорания в непосредственной близости от ВМТ.

Степень сжатия является одним из факторов, от выбора которого зависит управле-

мость рабочего процесса. Чем больше скоростной режим двигателя, тем выше должна быть степень сжатия. Поэтому для быстроходных двигателей высокого сжатия следует рекомендовать степень сжатия в пределах $\varepsilon = 12-20$, при условии, конечно, если остальные факторы, влияющие на процесс сгорания, подобраны таким образом, что в цилиндре двигателя обеспечивается управляемость рабочим процессом.

Для двигателей высокого сжатия с высоким наддувом степени сжатия, обеспечивающие управляемость процессом, могут иметь меньшие значения.

Таблица 22

Значения степени сжатия ε для различных типов двигателей

Тип двигателя	ε
Двигатели высокого сжатия	12—20
Нефтянки	4—5
Карбюраторные тракторные, работающие на керосине	3,5—4,5
Автомобильные карбюраторные, работающие на бензине	4,5—6
Авиационные бензиновые	5—8

Влияние качества распыливания топлива и смесеобразования на процесс сгорания в двигателях высокого сжатия. С повышением качества распыливания топлива и улучшением смесеобразования увеличивается скорость сгорания, уменьшается продолжительность процесса сгорания. Последний протекает в большей своей части около ВМТ, и в результате этого повышаются и экономичность процесса и мощность двигателя.

Влияние закона подачи топлива. Характер кривой скорости подачи топлива по времени, в особенности в начале и конце подачи, в значительной степени определяет собой динамику, эффективность и экономичность управляемого процесса сгорания в двигателях высокого сжатия.

Скорость подачи топлива не должна оставаться постоянной. Наименьшие, но вместе с тем достаточные значения её должны быть в начале впрыскивания и наибольшие — в конце процесса сгорания.

Закон подачи должен быть выбран таким образом, чтобы при всех прочих равных условиях была сведена к минимуму неуправляемая часть процесса, когда топливо, поступающее в цилиндр до начала горения, воспламеняется и горит самопроизвольно, т. е. когда не представляется возможным как-то регулировать и воздействовать на эту часть процесса.

Мерой неуправляемости процессом сгорания может служить величина периода запаздывания воспламенения и соответствующее ему количество топлива, впрыснутого в цилиндр до начала сгорания. Чем больше период запаздывания воспламенения, тем больше становится неуправляемая часть процесса. При подаче в цилиндр всего топлива до момента его воспламенения процесс сгорания целиком становится неуправляемым.

Полностью управляемым процессом сгорания можно считать такое сгорание, когда каж-

дая впрыснутая в цилиндр капля топлива не только быстро воспламеняется, но и быстро сгорает. Управляемое сгорание этих капель топлива определяется: 1) состоянием воздуха (давление и температура), 2) условиями подвода капель топлива к кислороду воздуха (смесеобразование, вихревые движения) и 3) относительной скоростью движения капель в воздухе (по Чаромскому).

При идеальном управляемом процессе продолжительность подачи топлива φ_m должна соответствовать продолжительности сгорания φ_z . Последняя, по проведённым исследованиям имеет значение

$$\varphi_z \approx 45^\circ.$$

Таким образом, в идеальном случае

$$\varphi_m \approx \varphi_z \approx 45^\circ.$$

Практически же, ввиду невозможности осуществить идеальный управляемый процесс, продолжительность подачи отличается от продолжительности сгорания.

Неуправляемость процессом приводит к тому, что продолжительность сгорания всегда выше продолжительности подачи.

При проектировании топливных насосов двигателей высокого сжатия всегда необходимо считаться с указанными особенностями рабочего процесса этих двигателей.

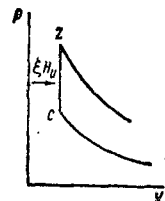
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

Термодинамический расчёт процесса сгорания сводится к определению температуры и давления в конце так называемого видимого сгорания (точка z на фиг. 84).

Ограничиваясь определением конечного состояния процесса, термодинамический процесс сгорания совершенно не затрагивает вопроса о протекании процесса по времени и не даёт динамической картины этого наиболее важного в цилиндре двигателя процесса. Вместе с тем при помощи термодинамического расчёта оказывается возможным с достаточной степенью точности определить такие важные параметры цикла, как температура и давление конца сгорания, и поэтому с точки зрения изучения изменений параметров в характерных точках цикла использование этого расчёта является полезным.

Цикл со сгоранием при постоянном объёме (карбюраторный двигатель). Уравнение сгорания для процесса cz (фиг. 84) может быть получено на основании первого закона термодинамики, связывающего между собой количество тепла, выделяющегося при сгорании, с учётом возможных потерь и тепла, идущего на изменение внутренней энергии рабочего тела.

Если обозначить количество выделившегося на линии cz тепла с учётом возможных потерь через Q_u и отнести уравнение сгорания к сгоранию 1 кг топлива (считая про-



Фиг. 84. Линия сгорания цикла со сгоранием при $v = \text{const}$

несс sz идущим при $v = \text{const}$, т. е. отбрасывая фактор времени реакции), то

$$Q_u = U_z - U_c, \quad (28)$$

где U_z — внутренняя энергия в точке z ;
 U_c — внутренняя энергия в точке c .

Количество тепла Q_u , используемое на изменение внутренней энергии рабочего тела, не равно теплотворной способности топлива ввиду тепловых потерь при сгорании. К этим потерям относится, прежде всего, часть тепла, которая не успевает выделиться из топлива на линии z ввиду того, что сгорание всего топлива может произойти в течение определённого времени, т. е. закончиться где-то на линии расширения, после точки z .

Некоторая часть тепла, выделившегося при сгорании на линии z , отдаётся более холодным стенкам цилиндра и, наконец, часть тепла теряется вследствие диссоциации газов при высоких температурах.

Наличие указанных потерь приводит к тому, что на участке видимого сгорания z используется количество тепла, меньшее, чем количество тепла, соответствующее теплотворной способности топлива.

При расчёте линии сгорания это уменьшение используемого тепла учитывается так называемым коэффициентом выделения тепла ξ_z , значение которого меньше единицы.

Таким образом

$$Q_u = \xi_z H_u,$$

где ξ_z — коэффициент выделения тепла, определяющий собой ту долю теплотворной способности, которая на участке sz цикла идёт на увеличение внутренней энергии рабочего тела.

Если подставить полученное значение тепла Q_u в уравнение (28) и определить изменение внутренней энергии рабочего тела по известным соотношениям термодинамики в предположении наличия в точке z состава газов, соответствующего условиям полного сгорания, то

$$\xi_z H_u = M_z (mc_v)_{n.c.} \cdot t_z - M_c (mc_v)_B \cdot t_c$$

или, если не считаться с зависимостью H_u от температуры

$$\xi_z H_u = M_z (mc_v)_{n.c.} T_z - M_c (mc_v)_B T_c, \quad (29)$$

где M_z — количество молей газов в точке z ;

M_c — количество молей газов в точке c ;

$(mc_v)_{n.c.}$ — средняя молекулярная теплоёмкость продуктов сгорания;

$(mc_v)_B$ — средняя молекулярная теплоёмкость воздуха;

T_z, T_c — температуры газов в точках z и c .

После ряда преобразований формула примет вид:

$$(\beta_0 + \gamma) (mc_v)_{n.c.} T_z = (mc_v)_B T_c + \gamma (mc_v)_{n.c.} T_c + \frac{\xi_z H_u}{\alpha L'}, \quad (30)$$

где β_0 — химический коэффициент молекулярного изменения;

γ — коэффициент остаточных газов.

Уравнение (30) и представляет собой расчётное уравнение сгорания для определения температуры T_z двигателя, в основе работы которого лежит цикл со сгоранием при постоянном объёме.

В этом уравнении $(mc_v)_{n.c.}$ и $(mc_v)_B$ представляют собой, как уже указывалось, средние молекулярные теплоёмкости продуктов сгорания и воздуха. Эти теплоёмкости зависят от температуры и подчиняются уравнениям:

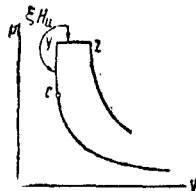
$$(mc_v)_{n.c.} = A_{n.c.} + \frac{B_{n.c.}}{2} T,$$

$$(mc_v)_B = A_B + \frac{B_B}{2} T,$$

где коэффициенты A_B и B_B берутся по эмпирическим данным теплоёмкости воздуха, а коэффициенты $A_{n.c.}$ и $B_{n.c.}$ подсчитываются по правилам определения теплоёмкости смеси газов, для каждого из которых коэффициенты A и B берутся также по эмпирическим данным теплоёмкостей этих газов.

Пользуясь формулой (30), определяют температуру T_z в конце видимого сгорания, т. е. в точке z .

Смешанный цикл бескомпрессорного двигателя высокого сжатия. В смешанном цикле количество тепла, выделившегося в период видимого сгорания sz (фиг. 85), идёт на увеличение внутренней энергии газов и на совершение механической работы на участке yz .



Фиг. 85. Линия сгорания смешанного цикла

Поэтому баланс тепла в этом цикле будет иметь следующий вид:

$$\xi_z H_u = M_{n.c.} (mc_v)_{n.c.} T_z + M_r (mc_v)_{n.c.} T_z - \alpha L' (mc_v)_B T_c - M_r (mc_v)_{n.c.} T_c + \alpha L_{yz},$$

где ξ_z — коэффициент выделения тепла, определяющий собой ту долю теплотворной способности, которая на участке sz цикла идёт на увеличение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы;

αL_{yz} — теплота, эквивалентная работе газов на участке yz ;

M_r — количество молей остаточных газов.

После ряда преобразований уравнение примет вид:

$$(\beta_0 + \gamma) (mc_p)_{n.c.} T_z = (mc_v)_B T_c + \gamma (mc_v)_{n.c.} T_c + \lambda (1 + \gamma) 1,985 T_c + \frac{\xi_z H_u}{\alpha L'}. \quad (31)$$

По уравнению (31) определится температура конца видимого сгорания T_z для сов-

ременных быстроходных двигателей высокого сжатия.

Во всех полученных уравнениях сгорания фигурирует величина коэффициента выделения тепла ξ_z , которым при расчёте процесса сгорания приходится задаваться.

Величина этого коэффициента зависит от качества смесеобразования, формы камеры сгорания, физико-химических свойств топлива, числа оборотов двигателя. Чем лучше смесеобразование, чем меньше потери в стенку и чем выше скорости сгорания топлива, тем большее значение имеет коэффициент выделения тепла. Коэффициент выделения тепла разных двигателей имеет меньшее значение для двигателей, работающих с большим числом оборотов, так как с увеличением быстроходности двигателя в период видимого сгорания при тех же скоростях реакции может выделяться меньшее количество тепла.

Малые значения коэффициента ξ_z указывают на большое догорание топлива в процессе расширения, поэтому при выборе показателя длины расширения p_z , зависящего, как будет видно из дальнейшего, от величины догорания, значение этого показателя необходимо связывать с выбираемым значением коэффициента выделения тепла ξ_z .

В зависимости от указанных факторов при термодинамическом расчёте процесса сгорания двигателей коэффициент выделения тепла выбирается в пределах

$$\xi_z = 0,75 - 0,95.$$

Значения этого коэффициента, полученные опытным путём для различных двигателей, приведены в табл. 23.

Таблица 23

Коэффициент выделения тепла

Тип двигателя	Коэффициент выделения тепла ξ_z
Нефтяные	0,75—0,85
Газовые	0,80—0,88
Автомобильные и авиационные	0,85—0,95
Двигатели высокого сжатия	0,80—0,90

Определение наибольшего давления p_z .
По найденному значению температуры конца видимого сгорания T_z может быть определено наибольшее давление:

для карбюраторных двигателей со сгоранием при постоянном объёме:

$$p_z = p_c \beta \frac{T_z}{T_c}, \quad (32)$$

где

p_c — давление в конце сжатия;
 T_c — температура в конце сжатия;
 T_z — температура в конце сгорания;

$\beta = \frac{\gamma_0 + \gamma}{1 + \gamma}$ — действительный коэффициент молекулярного изменения;

для двигателей высокого сжатия с самовоспламенением, работающих по смешанному циклу, величина p_z определится из уравнения:

$$\frac{p_z}{p_c} \frac{v}{v_c} = \frac{T_z}{T_c}.$$

Так как

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} \text{ — степень увеличения давления;}$$

$$\rho = \frac{v_z}{v_c} \text{ — степень предварительного расширения,}$$

следовательно

$$\lambda_\rho = \beta \frac{T_z}{T_c}, \quad (33)$$

откуда

$$\rho = \frac{\beta}{\lambda} \frac{T_z}{T_c}. \quad (34)$$

По этой формуле определяется степень предварительного расширения ρ и объём v_z в конце видимого сгорания смешанного цикла.

Величиной λ , характеризующей степень увеличения давления во время сгорания, при расчёте задаются. Как уже указывалось, это увеличение давления не должно быть большим, так как большие λ приводят к жёсткой работе двигателя и высокому наибольшему давлению p_z .

Величина λ зависит от факторов, влияющих на развитие процесса сгорания и его управляемости, т. е. степени сжатия вихревых движений воздуха, качества распыливания, момента впрыскивания топлива и др.

В двигателе с выбранными параметрами рабочего процесса степень увеличения давления λ может регулироваться моментом впрыскивания топлива.

В современных бескомпрессорных двигателях высокого сжатия без наддува степень увеличения давления λ имеет значения, приведённые в табл. 24.

Таблица 24

Степень увеличения давления

Тип двигателя высокого сжатия	Степень увеличения давления двигателя λ
Предкамерные с вихревыми камерами	1,4—1,6
То же с воздушными камерами	1,5—1,8
С непосредственным впрыском топлива	1,7—2,2
Авиационные	1,3

Улучшение рабочего процесса и повышение степени управляемости процессом сгорания приводит к уменьшению величины λ .

По заданной величине λ определяется наибольшее давление в цилиндре

$$p_z = \lambda p_c, \quad (35)$$

и таким образом становятся известными все параметры (p_z , v_z и T_z) в конце видимого сгорания, т. е. в точке z.

Применяемые в настоящее время наибольшие давления p_z в различных двигателях без наддува приведены в табл. 25.

В табл. 26 приведены средние значения P_z для двигателей высокого сжатия с самовоспламенением топлива с различными способами смесеобразования без поддува.

Таблица 25
Наибольшие давления сгорания

Тип двигателя	Наибольшие давления $p_{z \text{ ат}}$
Карбюраторные	25—50
Нефтяные	18—25
Газовые	18—35
Стационарные двигатели высокого сжатия	45—55
Быстроходные двигатели высокого сжатия	45—100

Таблица 26
Средние значения наибольшего давления сгорания в двигателях высокого сжатия с различными способами смесеобразования

Способ смесеобразования в двигателях высокого сжатия	Среднее значение $p_z \text{ ат}$
Непосредственный впрыск	70
Вихревые камеры	57
Предкамерный процесс	54
Воздушный аккумулятор	54

В табл. 27 средние значения T° абс. для некоторых типов двигателей

Таблица 27
Средние значения наибольших температур сгорания

Тип двигателя	$T_z^\circ \text{ абс}$
Карбюраторные автогазотракторные, работающие на бензине	2 300—2 700
Авиационные карбюраторные с наддувом	2 800—3 200
Двигатели высокого сжатия	1 700—2 200
Калоризаторные и нефтянки	1 300—1 700

Процесс расширения. В идеальном цикле процесс расширения подчиняется адиабатическому закону. В действительности, однако, расширение газов в цилиндре двигателя отличается от адиабатического и протекает значительно сложнее.

На изменение состояния газов в процессе расширения оказывают главным образом влияние теплопередачи от газов в стенки, а также догорание топлива, не успевшего полностью сгореть на линии видимого сгорания cz (фиг. 86).

Если процесс расширения на небольших участках линии z подчинить политропическому закону с постоянными показателями n_2 , то этот показатель имеет различные значения на каждом участке (фиг. 86).

Явление догорания топлива по линии расширения приводит к уменьшению показателя действительного процесса расширения.

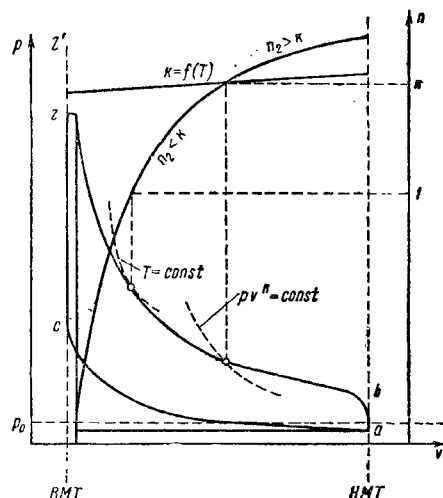
Догорание по своей интенсивности непостоянно, т. е. на различных участках процесса количество подведенного к газу тепла меняется.

В действительном процессе расширения одновременно проявляются и теплопередача в стенки и догорание топлива.

В большинстве случаев догорание занимает довольно значительную часть процесса рас-

ширения, при этом наиболее интенсивное догорание наблюдается в начале расширения. Поэтому в этой части теплопередача с избытком компенсируется выделяющимся теплом и расширение сопровождается как бы притоком тепла извне. В результате этого показатель политропических процессов на отдельных участках начала расширения меньше показателя адиабаты, а в самом начале расширения может даже принимать значение, меньшее единицы.

В дальнейшем за счет уменьшения догорания теплопередача превалирует над выделяющимся теплом, и показатель n_2 на отдельных участках приобретает значения, больше k .



Фиг. 86. Действительный процесс расширения

Таким образом, совместное влияние догорания и теплопередачи в стенки приводит к тому, что действительный процесс расширения в силу большого количества факторов, влияющих на этот процесс, представляет собой весьма сложный процесс, который не может быть описан термодинамическими соотношениями. Поэтому так же, как и при расчёте линии сжатия, действительный процесс расширения приходится заменять фиктивным политропическим, с постоянным значением показателя политропы n_2

$$pv^{n_2} = \text{const.} \quad (36)$$

Средний показатель линии расширения n_2 должен быть выбран таким образом, чтобы кривая расширения, построенная по закону политропы, возможно более точно соответствовала действительному расширению в цилиндре.

В зависимости от сочетания различных факторов, влияющих на ход расширения, средний показатель политропы расширения может иметь значение в пределах

$$n_2 = 1,1 - 1,35.$$

Чем меньше догорание, тем большее значение имеет показатель n_2 . С увеличением числа оборотов догорание при расширении обычно увеличивается, теплопередача же

в стенки за счёт большей скорости всего процесса уменьшается. Поэтому у быстроходных двигателей показатель n_2 всегда имеет меньшие значения.

Следует отметить, что чем меньше коэффициент выделения тепла ξ_2 , тем меньше выделяется тепла на участке видимого сгорания ϵ_2 и тем, следовательно, при данном числе оборотов большее значение имеет догорание по линии расширения, почему показатель n_2 имеет меньшее значение. Наоборот, с увеличением коэффициента ξ_2 должен увеличиваться и показатель политропы расширения.

В табл. 28 приведены значения средних показателей n_2 политропы расширения для различных типов двигателей.

Таблица 28

Значения политропы расширения

Тип двигателя	n_2
Карбюраторные, бензиновые	1,25—1,3
Калоризаторные	1,20—1,25
Газовые	1,25—1,30
Двигатели высокого сжатия с самовоспламенением, тихоходные	1,23—1,32
Быстроходные транспортные	1,15—1,25

Расчёт параметров в конце процесса расширения может быть произведён по следующим формулам:

$$p_b = \frac{p_r}{\delta^{n_2}} \text{ кг/см}^2; \quad (37)$$

$$T_b = \frac{T_r}{\delta^{n_2-1}}. \quad (38)$$

Для двигателей высокого сжатия

$$p_b = 2 \div 4 \text{ кг/см}^2;$$

$$T_b = 800 \div 1300^\circ \text{ абс.}$$

Для карбюраторных и газогенераторных двигателей

$$p_b = 3 \div 5 \text{ кг/см}^2;$$

$$T_b = 1400 \div 1800^\circ \text{ абс.}$$

Степень расширения

$$\delta = \frac{v_a}{v_z};$$

для карбюраторного двигателя

$$\delta = \epsilon; \quad (39)$$

для бескомпрессорного двигателя высокого сжатия

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho}. \quad (40)$$

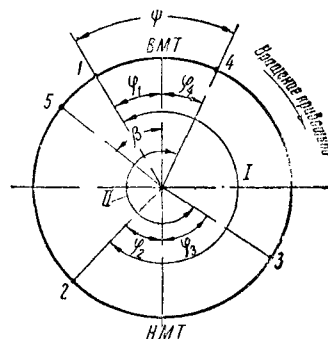
Процесс выпуска. В реальных двигателях этот процесс с отводом тепла заменяется выпуском отработавших газов в окружающую среду с тем, чтобы в дальнейшем во время всасывания в цилиндр поступила новая порция свежего воздуха или свежей смеси для осуществления следующего рабочего процесса.

Так как очистка цилиндра от остаточных газов зависит от разности давления и время сечения, то приходится начинать процесс выпуска до прихода поршня в *НМТ*, под-

бирая предварение выпуска таким образом, чтобы, очищая цилиндр от остаточных газов, не уменьшить значительно полезную работу на линии расширения.

Во время выталкивания, ввиду переменной скорости поршня, появляются упругие колебания, поэтому в этот период меняется давление выталкивания.

При соответствующем подборе длины выпускного трубопровода и использовании инерции движущегося столба газов для более интенсивного удаления из камеры сжатия остаточных газов и подсасывания свежей смеси выхлопной клапан может быть закрыт после *ВМТ*.



Фиг. 87. Общая диаграмма газораспределения четырёхтактного двигателя внутреннего сгорания

Указанные мероприятия могут привести к увеличению коэффициента наполнения, улучшению качества сгорания топлива и повышению мощности, развиваемой двигателем.

Общая диаграмма газораспределения четырёхтактного двигателя внутреннего сгорания представлена на фиг. 87, где

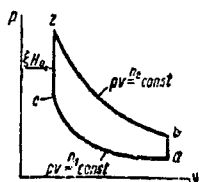
- 1 — момент начала открытия всасывающего клапана;
- 2 — момент закрытия всасывающего клапана;
- 3 — момент начала открытия выпускного клапана;
- 4 — момент закрытия выпускного клапана;
- 5 — момент зажигания (карбюраторный двигатель) или начало впрыскивания топлива (двигатель высокого сжатия);
- I — фаза всасывания;
- II — фаза выпуска;
- φ₁ — угол предварения открытия всасывающего клапана;
- φ₂ — угол запаздывания закрытия выпускного клапана;
- φ₃ — угол предварения открытия выпускного клапана;
- φ₄ — угол запаздывания закрытия выпускного клапана;
- β — угол опережения зажигания (карбюраторный двигатель) или впрыскивания топлива (двигатели высокого сжатия);
- ψ — угол перекрытия клапанов всасывания и выпуска.

Таблица 29
Значения отдельных фаз газораспределения
четырёхтактных двигателей внутреннего
сгорания

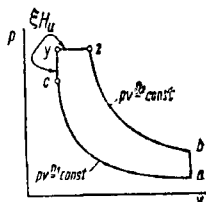
Положение клапана	Двигатель высокого сжатия	Карбюраторные двигатели
Открытие всасывающего клапана до ВМТ φ_1	10—40°	0—150°
Закрытие всасывающего клапана после НМТ φ_2	20—50°	20—60°
Открытие выпускного клапана до НМТ φ_3	30—50°	40—60°
Закрытие выпускного клапана после ВМТ φ_4	10—50°	5—10°
Угол перекрытия клапанов φ	20—90°	5—25°

ИНДИКАТОРНЫЕ ДИАГРАММЫ ДВИГАТЕЛЯ

При последовательном построении диаграммы процессов всасывания, сжатия, сгорания и выпуска с параметрами в конечных точках получается теоретическая индикаторная диаграмма двигателя (фиг. 88, 89).



Фиг. 88. Теоретическая индикаторная диаграмма со сгоранием при $v = \text{const}$



Фиг. 89. Теоретическая индикаторная диаграмма цикла бескомпрессорного двигателя высокого сжатия

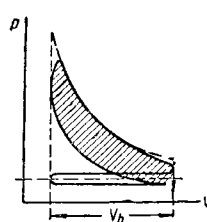
Точка a соответствует параметрам в конце всасывания p_a и T_a . Линия сжатия подчиняется политропическому закону с постоянным средним показателем n_1 , процесс сгорания предполагается идущим или при $v = \text{const}$ или при $p = \text{const}$ или частью при $v = \text{const}$ и частью при $p = \text{const}$.

Во всех случаях количество сообщенного тепла принимается равным $\xi_s H_u$. Линия расширения подчиняется политропическому закону с постоянным средним показателем n_2 , процессы выталкивания и всасывания идут при постоянных давлениях p_r и p_a .

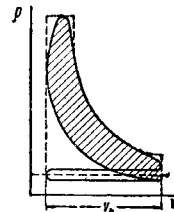
При построении теоретической индикаторной диаграммы открытие и закрытие клапанов предполагается в мертвых точках; опережение зажигания или впрыскивания топлива не принимается во внимание.

Действительные индикаторные диаграммы отличаются от теоретических тем, что, во-первых, процесс сгорания отклоняется от линий $v = \text{const}$ и $p = \text{const}$, начинается с некоторым опережением и протекает во времени; во-вторых, выпускной клапан открывается с предварением, вследствие чего процесс выпуска не соответствует линии $v = \text{const}$; в-третьих, процессы сжатия и расширения отклоняются от политроп со средними показателями n_1 и n_2 .

На фиг. 90, 91 действительные диаграммы, изображенные сплошными линиями, вписаны в теоретические диаграммы, обозначенные пунктиром. При рассмотрении диаграммы видно, что отмеченные выше отклонения действительных диаграмм от теоретических приводят к тому, что площадь действительной диаграммы получается несколько меньше, и, следовательно, несколько меньшей получается мощность, развиваемая двигателем.



Фиг. 90. Действительная индикаторная диаграмма цикла со сгоранием $v = \text{const}$



Фиг. 91. Действительная индикаторная диаграмма цикла бескомпрессорного двигателя высокого сжатия

В термодинамическом расчёте рабочего процесса указанные отклонения не могут быть определены расчётом, и поэтому уменьшение площади действительной индикаторной диаграммы производится приближённо по формуле

$$L_i = \varphi L'_i, \quad (41)$$

где L_i — площадь действительной диаграммы;

L'_i — площадь теоретической диаграммы;
 φ — коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Величина коэффициента полноты диаграммы оценивается по опытным данным и при расчёте выбирается в пределах

$$\varphi = 0,92 \div 0,97.$$

ЭЛЕМЕНТЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЁТА ДВИГАТЕЛЯ

Среднее индикаторное давление

Площадь индикаторной диаграммы F (фиг. 92) представляет собой полезную индикаторную работу цикла L_i кгм. Для двигателя заданных размеров величина этой работы будет различной в зависимости от применяемого цикла, степени сжатия, качества сгорания, коэффициента избытка воздуха и прочих факторов, оказывающих влияние на рабочий процесс двигателя.

Чем больше работа L_i , тем больше использовано заданного рабочего объема цилиндра v_h , т. е. литража двигателя.

Величина L_i характеризует, таким образом, в двигателе заданных размеров степень эффективности рабочего процесса с точки зрения развиваемой индикаторной работы.

Для данных размеров цилиндра, т. е. данного литража v_h , работа L_i эквивалентна так называемому среднему индикаторному давлению p_i и может быть выражена в виде произведения:

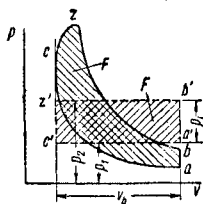
$$L_i = p_i v_h, \quad (42)$$

где p_i — среднее индикаторное давление.

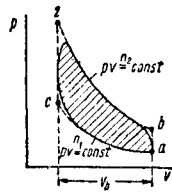
Для получения понятия о среднем индикаторном давлении p_i разберём индикаторную диаграмму, изображённую на фиг. 93.

Отрицательная работа сжатия L_1 , определяющаяся площадью под процессом ac , может быть представлена прямоугольником с высотой p_1 и основанием v_h . Положительная же работа L_2 , определяющаяся площадью под процессом ca , может быть представлена прямоугольником с высотой p_2 и основанием v_h . Тогда разность площадей взятых прямоугольников даст площадь прямоугольника $a'c'z'b'$, работа которого будет равна индикаторной работе L , т. е.

$$L_i = L_2 - L_1,$$



Фиг. 92. Геометрическое представление среднего индикаторного давления



Фиг. 93. Теоретическая и действительная индикаторные диаграммы цикла со сгоранием при $v = \text{const}$

Полученный прямоугольник $a'c'z'b'$, по площади равновеликий индикаторной диаграмме, имеет некоторую постоянную высоту p_i , имеющую размерность давления. Это давление и называется средним индикаторным давлением двигателя.

Для различных двигателей среднее индикаторное давление имеет различные значения в зависимости от применяемого цикла, коэффициента избытка воздуха, степени сжатия и др.

Достигнутые в настоящее время величины p_i для различных двигателей указаны в табл. 30.

Таблица 30

Значения средних индикаторных давлений

Тип двигателя	p_i в кг/см ²
Нефтяные	2,5—4,5
Газовые	4,0—7,0
Керосиновые	4,0—6,0
Бензиновые автомобильные	6,0—10,0
Бензиновые авиационные (без наддува)	9,0—11,0
Бензиновые авиационные с наддувом	12—18
Стационарные высокого сжатия	5,5—6,5
Быстроходные (без наддува)	7,0—9,0

Малые величины среднего индикаторного давления в нефтяных двигателях объясняются высокой величиной коэффициента избытка воздуха в этих двигателях ($\alpha = 2,0—2,2$) и, следовательно, малой степенью использования рабочего объема.

Наибольшее среднее индикаторное давление достигается в бензиновых авиационных двигателях, в которых рабочий процесс осуществляется с минимальными коэффициентами избытка воздуха ($\alpha = 0,85—0,95$).

В двигателях высокого сжатия среднее индикаторное давление ниже, чем в карбюраторных двигателях.

Объясняется это тем, что рабочий процесс двигателей высокого сжатия осуществляется при коэффициентах избытка воздуха, больших, чем в карбюраторных двигателях, т. е. двигатели высокого сжатия работают на более бедных свежих смесях. Поэтому использование рабочего объема в двигателях высокого сжатия ниже, чем в карбюраторных двигателях.

Термодинамический расчёт среднего индикаторного давления

Цикл для двигателя со сгоранием при постоянном объеме. Среднее индикаторное давление для теоретической индикаторной диаграммы (фиг. 93)

$$p_i' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left(\frac{p_z}{p_c} \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right), \quad (43)$$

где p_c — давление сжатия в кг/см².

Действительное среднее индикаторное давление p_i будет несколько меньше давления, определённого по формуле (40), за счёт скругления диаграммы на участке сгорания и в конце расширения.

Действительное среднее индикаторное давление:

$$p_i = \varphi p_i', \quad (44)$$

где φ — коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Смешанный цикл бескомпрессорного двигателя высокого сжатия. Среднее индикаторное давление p_i' теоретической индикаторной диаграммы (фиг. 94)

$$p_i' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \lambda \rho \frac{1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right], \quad (45)$$

где $\rho = \frac{v_z}{v_c}$;

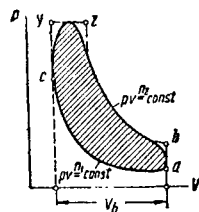
$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}.$$

Полученное уравнение и является расчётной формулой для определения среднего индикаторного давления теоретической диаграммы бескомпрессорных двигателей высокого сжатия.

Действительное среднее индикаторное давление (табл. 31)

$$p_i = \varphi p_i',$$

где φ — коэффициент полноты индикаторной диаграммы.



Фиг. 94. Теоретическая и действительная индикаторные диаграммы бескомпрессорного двигателя высокого сжатия

Таблица 31
Средние значения индикаторного давления p_i
двигателей высокого сжатия

Тип двигателей высокого сжатия	p_i в кг/см ²
Четырёхтактные	6—10
Двухтактные	5,5—7,8

ИНДИКАТОРНАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Мощность, передаваемая газами на поршень за цикл, называется индикаторной мощностью двигателя N_i . Другими словами, индикаторной мощностью N_i будет являться мощность, соответствующая индикаторной работе диаграммы L_i .

Работа цикла

$$L_i = p_i \cdot v_h \text{ и. л. с.}$$

Общая формула для определения индикаторной мощности двигателей внутреннего сгорания:

$$N_i = \frac{p_i v_h n i}{225 \cdot k},$$

где k — число тактов в рабочем процессе двигателя (для четырёхтактных двигателей $k = 4$, для двухтактных $k = 2$);

i — число цилиндров двигателя;

p_i — среднее индикаторное давление в кг/см²;

v_h — рабочий объём одного цилиндра в л;

n — обороты двигателя в минуту.

Для четырёхтактного двигателя, делающего n об/мин., число циклов в минуту равно $\frac{n}{2}$.

Мощность, развиваемая в каждом цилиндре

$$N'_i = \frac{p_i v_h n}{2 \cdot 60 \cdot 75} \text{ и. л. с.}, \quad (47)$$

или

$$N'_i = \frac{p_i v_h n}{9000} \text{ и. л. с.}, \quad (48)$$

где p_i — среднее индикаторное давление, выраженное в кг/м²;

v_h — рабочий объём одного цилиндра, выраженный в м³.

Для многоцилиндрового двигателя с числом цилиндров, равным i , общая мощность двигателя будет

$$N_i = \frac{p_i v_h n i}{9000} \text{ и. л. с.} \quad (49)$$

Очень часто при расчёте двигателя среднее индикаторное давление берут в кг/см², а объём цилиндра в литрах.

В этом случае для двухтактного двигателя

$$N_i = \frac{p_i v_h n i}{450} \text{ и. л. с.}; \quad (50)$$

для четырёхтактного двигателя

$$N_i = \frac{p_i v_h n \cdot i}{900} \text{ и. л. с.} \quad (51)$$

Для сравнительной оценки различных двигателей с точки зрения развиваемой мощности служит, так называемая, литровая мощность, представляющая собой мощность, приходящуюся на 1 л рабочего объёма цилиндра.

Таким образом, литровой мощностью двигателя является

$$\frac{N_i}{i v_h} = \frac{p_i n}{225 k} \frac{\text{и. л. с.}}{\text{л.}}. \quad (52)$$

Литровая мощность двигателя является функцией только двух величин: среднего индикаторного давления p_i и числа оборотов n .

ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Термический коэффициент полезного действия. Как известно из теории идеальных циклов, из всего располагаемого тепла Q_1 лишь часть тепла $Q_1 - Q_2$ превращается в работу цикла L_r . Теплота Q_2 представляет собой неизбежную с термодинамической точки зрения потерю тепла в холодильник.

Поэтому термический к. п. д. идеального цикла

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{AL_t}{Q_1}, \quad (53)$$

где

Q_1 — располагаемая теплота;

Q_2 — теплота, отдаваемая холодному источнику;

$Q_1 - Q_2 = AL_t$ — теплота, эквивалентная работе идеального цикла.

Если отнести выражения (53) к количеству тепла, соответствующему теплотворной способности 1 кг топлива, то

$$\eta_t = \frac{AL_t}{H_u}. \quad (54)$$

В действительном рабочем процессе имеет- ся целый ряд дополнительных потерь, вызванных отклонением линий сжатия и расширения от адиабат вследствие наличия диссоциации газов при высоких температурах догорания топлива по линии расширения, а также отдачи тепла стенкам камеры в процессе сгорания.

В результате работа действительного цикла L_i будет иметь меньшее значение, чем работа идеального цикла L_t , т. е. $L_i < L_t$.

Отношение работы L_i к работе L_t характеризует степень совершенства действительного рабочего процесса по отношению к идеальному циклу и называется относительным к. п. д. η_k .

Таким образом

$$\eta_k = \frac{AL_i}{AL_t} = \frac{L_i}{L_t}. \quad (55)$$

Величина η_k для различных циклов может колебаться в пределах

$$\eta_k = 0,6 - 0,8.$$

Индикаторный коэффициент полезного действия. Степень использования тепла в действительной индикаторной диаграмме с

учётом всех тепловых потерь оценивается индикаторным к.п.д. η_i .

Индикаторным к.п.д. называется отношение тепла, превращённого в индикаторную работу двигателя, ко всему затраченному теплу Q_1 .

Таким образом,

$$\eta_i = \frac{A_i L_i}{Q_1},$$

или для Q_1 , эквивалентного теплотворной способности топлива:

$$\eta_i = \frac{A_i L}{H_u}. \quad (56)$$

Так как

$$L_i < L_t,$$

то, очевидно, и

$$\eta_i < \eta_t.$$

Сопоставление выражений (54, 55, 56) даёт:

$$\eta_{ig} = \frac{\eta_i}{\eta_t} \quad (57)$$

и

$$\eta_{it} = \eta_{ig} \eta_t.$$

Значение индикаторного к. п. д. в современных двигателях колеблется в пределах $\eta_i = 0,25 - 0,50$. Меньшие цифры относятся к двигателям с малыми степенями сжатия и невысокими показателями рабочего процесса (нефтяные и керосиновые двигатели); большие значения η_i относятся к двигателям с более совершенным рабочим процессом и высокой степенью сжатия.

Индикаторный расход топлива. Количество тепла в кг или г, расходуемого в двигателе на каждую индикаторную лошадиную силу в течение часа, называется индикаторным расходом топлива. Таким образом, если расход топлива в двигателе в 1 час составляет c_h кг/час, а индикаторная мощность равна N_i и. л. с., то индикаторный расход топлива:

$$c_i = \frac{c_h}{N_i} \text{ кг/л.с.-час.}$$

Индикаторный расход топлива характеризует экономичность рабочего процесса и может быть связан с индикаторным к. п. д.

$$\eta_i = \frac{632}{c_i \cdot H_u}, \quad (59)$$

или

$$c_i = \frac{632}{\eta_i \cdot H_u}, \quad (60)$$

где H_u — теплотворная способность топлива в кал/кг;

632 — тепловой эквивалент 1 л.с.-час.

Соотношения, связывающие между собой p_i , N_i , η_i и c_i . Индикаторная мощность двигателя может быть определённым образом связана с расходом воздуха и расходом топлива. В приводимых ниже выражениях и формулах приняты обозначения:

c_h — часовой расход топлива в кг/час;

c_i — индикаторный расход топлива в кг/л.с.-час;

L_h — часовой расход воздуха в кг;

L_a — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива;

α — коэффициент избытка воздуха.

Часовой расход топлива:

$$c_h = c_i N_i;$$

часовой расход воздуха

$$L_h = c_h \alpha \cdot h_0 = c_i N_i \alpha L_0,$$

откуда

$$N_i = \frac{L_h}{c_i \alpha L_0} \quad (61)$$

или после ряда преобразований

$$N_i = \frac{30}{632} \frac{H_u}{L_0} v_h n \gamma_v \gamma_0 \frac{\eta_i}{\alpha} t, \quad (62)$$

где γ_0 — удельный вес воздуха на всасывании в кг/м³;

γ_v — коэффициент наполнения;

i — число цилиндров двигателя;

v_h — рабочий объём одного цилиндра в м³.
Для литровой мощности

$$\frac{N_i}{i v_h} = \frac{30}{632} \frac{H_u}{L_0} n \gamma_v \gamma_0 \frac{\eta_i}{\alpha}. \quad (63)$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{27}{632} \frac{H_u}{L_0} \gamma_v \gamma_0 \frac{632}{c_i H_u \alpha}, \quad (64)$$

откуда

$$c_i = 27 \frac{\gamma_0}{\alpha L_0} \frac{\gamma_v}{p_i}. \quad (65)$$

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \frac{632}{27} \frac{\alpha L_0}{H_u} \frac{p_i}{\gamma_v \gamma_0}$$

или после некоторых преобразований:

$$\eta_i = 0,686 \frac{T_0 L_0 \alpha p_i}{p_0 H_u \gamma_v}, \quad (66)$$

где p_0 — давление воздуха на всасывание в кг/см²;

T_0 — температура воздуха на всасывании абс.

Мощность трения. Индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре двигателя без наддува, распределяется между мощностью трения $N_{тр}$ и полезной, так называемой эффективной, мощностью, передаваемой на вал двигателя N_e .

Таким образом

$$N_i = N_e + N_{тр}. \quad (67)$$

Соответственно полученному соотношению для мощностей можно написать

$$p_i = p_e + p_{тр},$$

где p_i — среднее индикаторное давление;

p_e — среднее эффективное давление;

$p_{тр}$ — среднее давление трения.

По аналогии с p_i среднее эффективное давление представляет собой некоторое условное постоянное давление на поршень, которое, действуя в течение хода расширения, создаёт работу, равную эффективной работе на валу двигателя.

Среднее давление трения также можно представить в виде некоторого постоянного

давления на поршень, действие которого в течение хода расширения создаёт работу, равную работе трения. Мощность трения представляет собой сумму различных потерь, к числу которых относятся; 1) потери на трение трущихся деталей двигателя, 2) на привод в движение механизма распределения, 3) на привод в движение вспомогательных механизмов (водяная помпа, масляный насос, топливный насос, магнето и др.), 4) насосные потери и др.

С увеличением отмеченных потерь увеличивается мощность трения, соответственно уменьшается полезная эффективная мощность двигателя, и в результате этого понижается экономичность двигателя. Поэтому всегда следует стремиться к уменьшению мощности трения и увеличению полезной отдачи на валу двигателя.

В табл. 32 приведены опытные данные для одного из двигателей высокого сжатия и карбюраторного двигателя.

Таблица 32

Примерное распределение потерь на трение по опытным данным

Наименование потерь	Двигатель высокого сжатия		Карбюраторный двигатель	
	в кг/см ²	в % от мощности трения	в кг/см ²	в % от мощности трения
Трение поршня	0,82	60	0,505	58
Трение подшипника	0,245	18	0,126	15
Насосные потери	0,315	22	0,238	27
Среднее давление трения p_r	1,33	100	0,869	100
Среднее индикаторное давление p_i	6,68	—	9,169	—
Среднее эффективное давление p_e	5,3	79	8,3	90

Как показывают все приведённые опытные данные, основной составляющей частью мощности трения является трение поршня. В среднем можно считать, что на трение поршня приходится 55—60% мощности трения. Трение в подшипниках шатуна и коленчатого вала составляет незначительную величину и в процентах от мощности трения равняется 10—15%. Несколько большую величину (15—20%) составляют насосные потери.

На основании опытов с прокручиванием двигателя можно сделать заключение, что с увеличением числа оборотов мощность трения возрастает по некоторому криволинейному закону. При этом составные части мощности трения могут изменяться различно. Так, например, трение поршня изменится в зависимости от числа оборотов в меньшей степени, а насосные потери в большей степени.

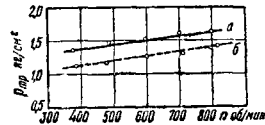
Для карбюраторных двигателей и дизелей изменение мощности трения в целом в зависимости от числа оборотов может быть представлено уравнением.

$$N_{mp} = A \cdot n^m, \quad (69)$$

где A — постоянный для данного двигателя коэффициент;

m — средний показатель степени, имеющий для различных двигателей значение, равное $1,5 \div 2$.

На фиг. 95 приведена зависимость среднего давления трения $p_{тр}$ за вычетом насосных потерь для одноцилиндрового быстроходного двигателя высокого сжатия по опытам НАТИ. Как видим, работа трения изменяется по числу оборотов по линейному закону.



Фиг. 95. Зависимость среднего давления трения $p_{тр}$ от числа оборотов. Одноцилиндровый быстроходный двигатель высокого сжатия (опыты НАТИ): а — с крышкой; б — со снятой крышкой

Линия a отвечает опытам с поставленной головкой, а линия b — со снятой головкой.

Так как, связывая между собой величины N_{mp} и $p_{тр}$, можно написать для двигателей внутреннего сгорания

$$N_{mp} = \frac{p_{mp} v_h n i}{225 k}, \quad (70)$$

где n — число об/мин.;

i — число цилиндров;

k — число тактов,

то при линейном законе изменения $p_{тр}$ мощность трения N_{mp} в функции от числа оборотов будет изменяться по квадратной зависимости, т. е.

$$N_{mp} = A n^2.$$

Эффективная мощность двигателя. Эффективная мощность представляет собой мощность, развиваемую двигателем и используемую для совершения полезной работы на валу двигателя.

Эффективная мощность меньше индикаторной и может быть получена как разность индикаторной мощности и мощности трения, т. е.

$$N_e = N_i - N_{mp}; \quad (72)$$

Соответственно соотношению между мощностями может быть получено и соотношение между средним давлением (табл. 33).

$$p_e = p_i - p_{тр}. \quad (73)$$

Таблица 33

Среднее эффективное давление

Тип двигателя	p_e кг/см ²
Двигатели высокого сжатия четырёхтактные	5÷7
Двигатели высокого сжатия двухтактные	4,5÷6,5
Двигатели бензиновые автомобильного типа	5÷9
Авиационные бензиновые	8÷14
Керосиновые	3,48÷5
Газовые	4 ÷ 5,5

Определение эффективной мощности при испытании двигателей производится непо-

средственным замером при помощи тормоза, установленного на валу двигателя.

Если при этом по индикаторной диаграмме определена индикаторная мощность, то формулу (72) можно использовать для определения мощности трения и по формуле (70) найти среднее давление трения.

Так как среднее эффективное давление p_e представляет собой условное постоянное давление, действие которого на поршень в течение хода расширения развивает эффективную мощность, то аналогично уравнению индикаторной мощности можно написать:

$$N_e = \frac{p_e v_h n i}{225 \cdot k} \quad (74)$$

При определении эффективной мощности на испытательном стенде при помощи тормоза, пользуясь уравнением (74), можно определить среднее эффективное давление. Определение эффективной мощности по найденной индикаторной мощности ведут при помощи механического коэффициента полезного действия η_m , оценивающего механические потери в двигателе.

Механическим к. п. д. двигателя называется отношение

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (75)$$

Значения механического к. п. д. приведены в табл. 34.

Таблица 34

Механический к. п. д.

Тип двигателя	η_m
Автотракторные карбюраторные	0,80—0,90
Авиационные карбюраторные	0,85—0,92
Двигатели высокого сжатия четырёхтактные стационарные судовые	0,75—0,85
Двухтактные стационарные и судовые	0,70—0,75
Лёгкие быстроходные	0,75—0,83

Таким образом, задавшись значением механического к. п. д., эффективную мощность двигателя можно определить по формуле:

$$N_e = \eta_m \cdot N_i \quad (76)$$

Аналогичным образом можно определить и среднее эффективное давление

$$p_e = \eta_m p_i \quad (77)$$

ЭКОНОМИЧНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Эффективный коэффициент полезного действия. Степень использования тепла в двигателе с учётом всех тепловых потерь, а также механических потерь оценивается эффективным к. п. д.

Отношение тепла, превращённого в полезную эффективную работу на валу, ко всему затраченному теплу Q_1 , т. е.,

$$\eta_e = \frac{AL_e}{Q_1},$$

называется эффективным к. п. д. двигателя.

Для Q_1 , эквивалентного теплотворной способности топлива

$$\eta_e = \frac{AL_e}{H_u} \quad (78)$$

Выражение η_e через механический и индикаторный к. п. д.

$$\eta_e = \eta_m \eta_i \quad (79)$$

или

$$\eta_e = \eta_g \eta_m \eta_i \quad (80)$$

Как видим, эффективный к. п. д. отличается от термического к. п. д. идеального цикла, лежащего в основе работы данного двигателя, ввиду того, что при определении η_e учитываются потери тепловые и механические.

Таким образом, эффективный к. п. д. (табл. 35) показывает, какая доля введённого в двигатель тепла топлива превращается окончательно в полезную эффективную работу. Другими словами, эффективный к. п. д. даёт представление об экономичности двигателя.

Таблица 35

Эффективный к. п. д.

Тип двигателя	η_e
Калоризаторные	0,16—0,20
Автотракторные карбюраторные	0,18—0,24
Авиационные карбюраторные	0,25—0,30
Двигатели высокого сжатия: стационарные и судовые тихоходные	0,30—0,34
быстроходные лёгкие	0,33—0,40

Дизели, как обладающие наибольшей степенью сжатия, являются наиболее экономичными двигателями из всех двигателей внутреннего сгорания.

Эффективный расход топлива. Количество расходуемого в двигателе топлива в кг или г на каждую эффективную лошадиную силу в течение часа называется эффективным расходом топлива.

Если часовой расход топлива в двигателе составляет c_h кг/час, а эффективная мощность N_e л.с., то эффективный расход топлива

$$c_e = \frac{c_h}{N_e} \text{ кг/л.с.-час} \quad (81)$$

Так как по формуле (58) индикаторный расход топлива определяется соотношением

$$c_i = \frac{c_h}{N_i},$$

то, взяв отношение

$$c_e k c_i,$$

можно получить:

$$\frac{c_e}{c_i} = \frac{N_i}{N_e} = \frac{1}{\eta_m},$$

откуда

$$c_e = \frac{c_i}{\eta_m} \quad (82)$$

Таким образом, расход топлива на эффективную лошадиную силу в час больше, чем на

индикаторную. Это является следствием дополнительных механических потерь при получении эффективной работы.

Эффективный расход топлива характеризуется экономичностью двигателя и может быть связан с эффективным к. п. д.

Согласно определению эффективного к.п.д.

$$\eta_e = \frac{AL_e}{Q_1}.$$

Если это уравнение применять для работы, равной 1 л.с.-час, то

$$AL_e = 632 \text{ кал.}$$

Затраченное тепло при этом будет

$$Q_1 = c_e H_u.$$

Поэтому

$$\eta_e = \frac{AL_e}{Q_1} = \frac{632}{c_e H_u} \quad (83)$$

или

$$c_e = \frac{632}{\eta_e H_u}. \quad (84)$$

Очень часто экономичность двигателя оценивают по эффективному расходу топлива (табл. 36).

Таблица 36

Расход топлива на 1 э. л. с.-час

Тип двигателя	c_e [г/э. л. с.-час]
Калоризаторные	320—400
Автотракторные карбюраторные . .	270—350
Авиационные карбюраторные . .	215—250
Двигатели высокого сжатия:	
стационарные и судовые тихоходные	180—210
быстроходные лёгкие	160—200

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛАВНЫХ РАЗМЕРОВ ДВИГАТЕЛЯ

Формулы эффективной мощности двигателя позволяют определить главные размеры цилиндров, т. е. диаметр цилиндра D и ход поршня S .

Согласно формуле

$$N_e = \frac{p_e v_h n l}{900},$$

откуда рабочий объём цилиндра

$$v_h = \frac{900 N_e}{p_e n l}. \quad (85)$$

Рабочий объём

$$v_h = \frac{\pi D^2}{4} S. \quad (86)$$

Диаметр цилиндра D и ход поршня S можно определить двумя способами.

Первый способ заключается в том, что устанавливается дополнительная связь между D и S в виде отношения $\frac{S}{D}$ (табл. 25), величина которого имеет определённое значение для различных двигателей и поэтому при расчёте может быть выбрана.

По формуле (86) имеем:

$$D^2 = \frac{4 v_h}{\pi S},$$

или

$$D = \sqrt{\frac{4 v_h}{\pi \left(\frac{S}{D}\right)}}, \quad (87)$$

где v_h — в л;
 $\frac{S}{D}$ — в дм.

По определённому значению D и заданному отношению $\frac{S}{D}$ легко определяется ход поршня S .

Таблица 37

Отношение хода к диаметру поршня

Тип двигателя	$\frac{S}{D}$
Двигатели высокого сжатия:	
стационарные	1,4—1,75
судовые и тепловозные	0,93—1,50
быстроходные лёгкие	1,3—1,6
Автотракторные карбюраторные . .	1,5—2,0
Авиационные карбюраторные . . .	1,0—1,4

Второй способ заключается в том, что ход поршня связывают со средней скоростью поршня, величина которой также имеет определённое значение для различных двигателей и может быть выбрана.

Для кривошипно-шатунного механизма средняя скорость поршня

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30}, \quad (88)$$

откуда

$$S = \frac{30 C_m}{n} (м), \quad (89)$$

где C_m в м/сек.

После подстановки (89) в (87) находим:

$$D = \sqrt{\frac{4 v_h n}{\pi \cdot 30 \cdot C_m}}, \quad (90)$$

где v_h — [литр];

D — [дм];

C_m — [м/сек].

Задавшись средней скоростью поршня C_m по формуле (89), определяем ход поршня S и по формуле (90) — диаметр цилиндра D .

Однако можно предварительно объём v_h перевести в м³, среднюю скорость поршня C_m оставить в м/сек (табл. 38) и тогда диаметр цилиндра будет получен в м.

Таблица 38

Средняя скорость движения поршня

Тип двигателя	C_m м/сек
Автотракторные карбюраторные .	7—14
Авиационные карбюраторные . . .	10—18
Двигатели высокого сжатия:	
стационарные	4,5—6,5
судовые и тепловозные	6,5—9,0
быстроходные лёгкие	7—14

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Общее распределение тепла, полученного при сгорании топлива, вводимого в цилиндр, называется тепловым балансом двигателя.

В идеальном двигателе тепловой баланс представляется весьма простой схемой. Из всего располагаемого тепла в идеальном двигателе часть тепла идёт на совершение полезной работы, а остальная часть уходит в холодильник.

В реальном двигателе картина распределения тепла значительно сложнее. Помимо тепловой потери, обусловливаемой вторым законом термодинамики, здесь имеется ряд дополнительных потерь. Основными тепловыми потерями в реальном двигателе являются: 1) потери тепла в охлаждающую воду и масло, Q_w ; 2) потери тепла с выпускными газами, имеющими температуру более высокую, чем температура свежей смеси, поступающей в цилиндр, $Q_{газ}$; 3) потери тепла во внешнюю среду за счёт радиации стенок двигателя, Q_a ; 4) потери тепла на трение, $Q_{тр}$; 5) потери, связанные с неполнотой сгорания, $Q_{неп}$.

Таким образом, уравнение теплового баланса можно написать в следующем виде:

$$Q = Q_e + Q_w + Q_{газ} + Q_a + Q_{тр} + Q_{неп}, \quad (91)$$

где

Q — располагаемое тепло;

Q_e — теплота, обращённая в полезную эффективную работу;

Q_w ; $Q_{газ}$; Q_a ; $Q_{тр}$; $Q_{неп}$ — указанные выше потери тепла.

Обычно определение теплового баланса двигателя производится экспериментальным путём, что связано с трудностями и значительными ошибками. Поэтому опытные данные по тепловому балансу двигателей (табл. 39) являются лишь ориентировочными и служат для получения общего представления о распределении тепла в двигателе.

Таблица 39

Ориентировочный тепловой баланс

Распределение тепла	Количество тепла в %	
	двигатели высокого сжатия	карбюра- торные дви- гатели
Тепло, обращённое в эффективную работу	33—40	20—30
Потери на трение	6—8	4—6
Потери тепла выпускными газами	28—33	40—45
Потери тепла в систему охлаждения и неполнота сгорания	26—30	20—25

Процент тепла, обращённого в полезную эффективную работу, выше у двигателя высокого сжатия, что в основном является следствием более высокой степени сжатия. По этой же причине в двигателях высокого сжатия больший процент тепла падает на потери на трение. Значительно выше потери тепла с выпускными газами у карбюраторных дви-

гателей, так как температуры выпускных газов у этих двигателей более высокие, чем у двигателей высокого сжатия, вследствие меньших степеней расширения.

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

При создании теплового двигателя целью конструктора является получение возможно большей мощности в цилиндре данных размеров, т. е. получение наибольшего значения литровой мощности.

Литровая мощность определяется формулой:

$$\frac{N_e}{i v_h} = \frac{p_e n}{225 k}.$$

Эту мощность можно также выразить следующим уравнением:

$$\frac{N_e}{i v_h} = \frac{p_e n \tau}{225 k}, \quad (92)$$

где τ — коэффициент использования полости цилиндра (для двигателей простого действия $\tau = 1$, двойного $\tau = 2$);
 k — коэффициент тактности.

Последняя формула показывает, что литровая мощность является функцией четырёх величин: среднего эффективного давления p_e , числа оборотов n , коэффициента использования полости цилиндра τ и коэффициента тактности k .

Величина среднего эффективного давления при выбранной степени сжатия определяется в основном коэффициентом избытка воздуха и качеством смесеобразования.

Для карбюраторных двигателей, работающих при α , близкой к единице, среднее эффективное давление нормального двигателя с всасыванием свежей смеси имеет почти предельное значение и вряд ли может быть заметно повышено.

В двигателях высокого сжатия коэффициент избытка воздуха $\alpha > 1$, и поэтому в этих двигателях имеются возможности за счёт дальнейшего улучшения качества распыливания и смесеобразования увеличить среднее эффективное давление и повысить литровую мощность двигателя.

Однако, как уже отмечалось, с приближением α к единице трудности осуществления рабочего процесса в двигателях высокого сжатия с малыми значениями α возрастают.

Помимо увеличения p_e за счёт качества смесеобразования и осуществления рабочего процесса при теоретически необходимых количествах воздуха, повышение среднего эффективного давления оказалось возможным получить путём увеличения давления воздуха на всасывании. Этот метод увеличения среднего эффективного давления и литровой мощности двигателя носит название метода наддува.

Число оборотов двигателя выбирается в зависимости от назначения двигателей, условий их работы, а также срока службы.

Карбюраторные двигатели в настоящее время работают с числом оборотов

$$n = 3\,000 - 4\,000 \text{ об/мин.}$$

Дальнейшее увеличение числа оборотов лимитируется значительным ростом инерционных усилий и быстрым износом двигателя.

Следует отметить, что существуют специальные гоночные двигатели, работающие с числом оборотов до 8 000 об/мин. Однако срок службы этих двигателей исчисляется несколькими часами.

В двигателях высокого сжатия следует ожидать дальнейшего повышения числа оборотов коленчатого вала двигателя. В настоящее время наибольшее число оборотов в лёгких двигателях составляет 2 000—2 500 об/мин. и лишь в некоторых опытных образцах доходит до 5 000—8 000 об/мин. Улучшение качества смесеобразования и увеличение скоростей сгорания позволит повысить число оборотов лёгких двигателей высокого сжатия до значений, принятых сейчас в карбюраторных двигателях, и тем самым позволит ещё более увеличить литровую мощность этих двигателей.

Литровая мощность зависит от коэффициента использования полостей цилиндра K . Переход на работу двойного действия позволяет на 80—85% увеличить мощность двигателя тех же размеров. Такой переход сопряжён с усложнением конструкции двигателя ввиду необходимости иметь в двигателе вторую головку, более сложное распределение, скалку и крейцкопф. Наконец, литровая мощность двигателя является функцией времени осуществления одного рабочего цикла. Чем меньше времени отводится при всех прочих равных условиях на осуществление одного рабочего цикла, тем выше мощность двигателя. Это время характеризуется коэффициентом тактности k . Переход на двухтактный процесс уменьшает коэффициент k с 4 до 2 и тем самым увеличивает развиваемую мощность двигателя.

Одним из основных методов повышения мощности двигателей внутреннего сгорания является метод наддува двигателей.

Обратимся к формуле среднего эффективного давления p_e (77)

$$p_e = \gamma_m \cdot p_i = \frac{27}{632} \frac{H_u}{L_0} \gamma_v \frac{\gamma_i}{\alpha} \gamma_m.$$

Из этого выражения видно, что при всех прочих равных условиях среднее эффективное давление является функцией удельного веса воздуха γ . С увеличением γ увеличивается среднее эффективное давление p_e и, следовательно, мощность двигателя N_e .

Увеличение удельного веса воздуха γ можно получить предварительным сжатием его в компрессоре и нагнетанием в цилиндр в период всасывания. В этом случае в цилиндре в конце всасывания будет повышено p_a и, следовательно, количество поступившего воздуха по весу увеличится.

В соответствии с большим количеством воздуха в цилиндре при том же коэффи-

циенте избытка воздуха α окажется возможным ввести в цилиндр через форсунку большее количество топлива (в двигателях высокого сжатия) и, следовательно, получить большую мощность.

В карбюраторных двигателях при наддуве в цилиндр поступает большее количество свежей смеси, сгорание которой в последующем даёт большее количество выделившегося тепла и, следовательно, большую развиваемую мощность.

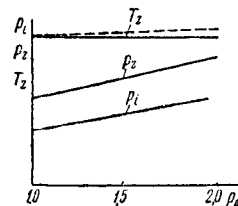
На фиг. 96 показан характер изменения параметров цикла в зависимости от степени наддува двигателя. Из диаграммы видно, что с увеличением степени наддува, т.е. p_a , увеличивается среднее индикаторное давление p_i и наибольшее давление p_z , наибольшая температура цикла T_z остаётся без изменения. Последнее справедливо для случая, когда в начале сжатия температура воздуха одинакова.

Если же в результате сжатия воздуха в компрессоре температура T_a' несколько повышается, то соответственно будут повышены и все остальные температуры цикла, в том числе и температура T_z . Этот случай на диаграмме (фиг. 96) показан пунктирной линией.

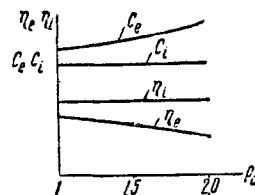
На фиг. 97 показано изменение расхода топлива c_i и индикаторного коэффициента η_i . Ввиду того, что степень сжатия ϵ остаётся без изменения и также не меняется коэффициент избытка воздуха α , то для всех степеней наддува экономичность цикла остаётся одинаковой. На этой же диаграмме даётся изменение величин c_e и η_e для двигателя, наддув которого производится от приводного компрессора.

Ввиду того, что на привод компрессора затрачивается некоторая мощность и, следовательно, несколько уменьшается механический к. п. д., экономичность двигателя понижается — расход топлива c_e увеличивается, эффективный к. п. д. уменьшается. Однако для двигателей, оборудованных турбокомпрессорами, т.е. когда для привода компрессора используется тепло выпускных газов, экономичность двигателя с наддувом увеличивается.

Наддув двигателей может быть осуществлён поршневыми компрессорами, роторными и центробежными нагнетателями. В настоящее время повышение мощности двигателя методом наддува находит себе широкое применение.



Фиг. 96. Характер изменения параметров цикла в зависимости от степени наддува двигателя



Фиг. 97. Зависимость расхода топлива c_i и индикаторного коэффициента η_i от наддува

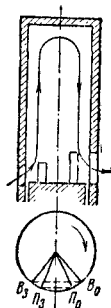
ДВУХТАКТНЫЙ ПРОЦЕСС

Одним из способов повышения мощности двигателей являются применение двухтактного процесса и создание двигателей двойного действия.

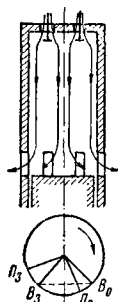
При этом в первую очередь двойное действие нашло себе применение в двухтактных двигателях как двигателях, обладающих значительно более простой схемой распределения. В судостроении процент выпускаемых теплоходов с двухтактными двигателями высокого сжатия непрерывно увеличивается, в настоящее время он составляет не менее 65%. В карбюраторных двигателях, в связи с необходимостью продувать цилиндр свежей смесью, двухтактный процесс не получил широкого распространения. Однако теперь, при осуществлении непосредственного впрыскивания бензина в цилиндр двигателя перевод на двухтактный процесс двигателей, работающих по циклу карбюраторного двигателя с принудительным зажиганием, является целесообразным.

Схемы продувки двухтактных двигателей

Щелевая продувка (фиг. 98). В этом случае выпускные, или продувочные, окна расположены в нижней части цилиндра и открытие и закрытие их осуществляются движущимся поршнем. Выпускные окна боль-



Фиг. 98. Схема щелевой продувки двухтактного двигателя



Фиг. 99. Схема продувки при помощи клапанов

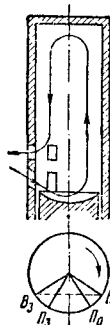
ших размеров по высоте расположены с одной стороны цилиндра, а продувочные — меньшие — с другой стороны. При ходе поршня вниз в период расширения сначала открываются выпускные окна (момент B_3) и происходит выпуск отработавших газов в атмосферу. После того как в цилиндре давление газов упадет до давления продувочного воздуха, открываются продувочные окна (момент P_0) и начинается продувка. Направление воздуха вверх по оси цилиндра осуществляется или соответствующим направлением продувочных окон или установленным на поршне козырьком. После НМТ при ходе поршня вверх сначала закрываются продувочные окна (момент P_2) и затем выпускные (момент B_2), после чего начинается сжатие воздуха.

Продувка при помощи клапанов (фиг. 99). В этой схеме окна, расположенные в нижней части цилиндра, служат для выпуска газов, а клапаны, расположенные в головке двигателя, — для продувки. Распределение открытия

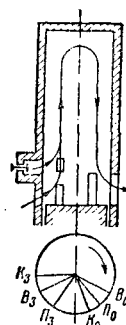
выпускных окон осуществляется поршнем, а открытие и закрытие клапанов — при помощи распределительного механизма, приводящегося в движение от коленчатого вала.

Рассматриваемая схема даёт возможность осуществить начало продувки после предварительного выпуска и вместе с тем иметь закрытие продувочных клапанов после закрытия выпускных окон. Последнее не только не даёт потери в воздухе, а приводит к наддуву двигателя и, следовательно, некоторому увеличению мощности.

Существенным недостатком схемы продувки с продувочными клапанами является необходимость иметь распределительный механизм привода в движение клапанов и усложнение конструкции двигателя.



Фиг. 100. Схема петлевой продувки



Фиг. 101. Схема продувки с добавочным клапаном

Петлевая продувка (фиг. 100). В этой схеме и выпускные и продувочные окна располагаются с одной стороны нижней части цилиндра, при этом нижние окна служат для продувки, а верхние для выпуска газов.

При ходе поршня вниз сначала открываются выпускные окна и затем, когда давление в цилиндре сравняется с давлением продувочного воздуха, открываются продувочные окна.

Продувка с добавочным клапаном (фиг. 101). Эта схема создана с целью устранить потерю воздуха, имеющую место в простой щелевой продувке. Здесь, помимо обычных, выпускных и продувочных окон, имеется второй ряд продувочных окон, расположенных над основными продувочными окнами и снабжённых распределительным клапаном.

При этой схеме продувки получается наддув и некоторое увеличение мощности двигателя, что достигается усложнением конструкции.

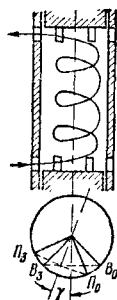
Продувка в двигателях с встречно движущимися поршнями (фиг. 102). Продувка в двухтактных двигателях со встречно движущимися поршнями осуществляется по особой схеме (фиг. 102). Продувочные и выпускные окна располагаются по краям цилиндров. Нижние окна обычно являются продувочными, а верхние — выпускными. В момент сгорания два поршня находятся в центре цилиндра на минимальном расстоянии друг от друга. При расширении газов поршни расходятся и последовательно открывают сначала выпускные окна и затем продувочные. Последнее достигается смещением кривошипов шатунного ме-

ханизма поршня по отношению к кривошипному механизму верхнего поршня на некоторый угол γ , обычно равный $10-15^\circ$.

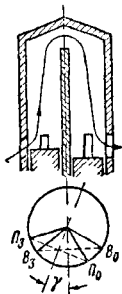
Схема отличается простотой ввиду отсутствия головки двигателя; при этом осуществляется наддув, обеспечивается прямооточность продувки и вследствие этого имеет место хорошая очистка цилиндра от остаточных газов. Опыты показывают, что коэффициент остаточных газов в двигателях с этой схемой продувки колеблется в пределах

$$\gamma = 0,02 - 0,05.$$

Сложная продувка двойных цилиндров (фиг. 103). По этой схеме продувка происходит через ряд окон, расположенных по всей окружности одного из цилиндров. Выпускные окна расположены по всей окружности другого цилиндра. Рассмотренная схема продувки позволяет осуществить наддув, для чего кинематические соотношения выбираются таким образом, что продувочный поршень является запаздывающим в своём движении по отношению к выпускному.



Фиг. 102. Схема продувки двигателя со встречно движущимися поршнями



Фиг. 103. Схема сложной продувки двойных цилиндров

Кривошипно-камерная продувка (фиг. 104). В двигателях с подобной продувкой отсутствует отдельный продувочный насос. Роль последнего выполняют поршень двигателя и кривошипная камера, которая должна быть герметически уплотнена и снабжена всасывающим клапаном D , действующим автоматически за счёт разности давлений. В нижней части цилиндра располагаются выпускные m и продувочные окна n , при этом последние соединены трубопроводом с кривошипной камерой.

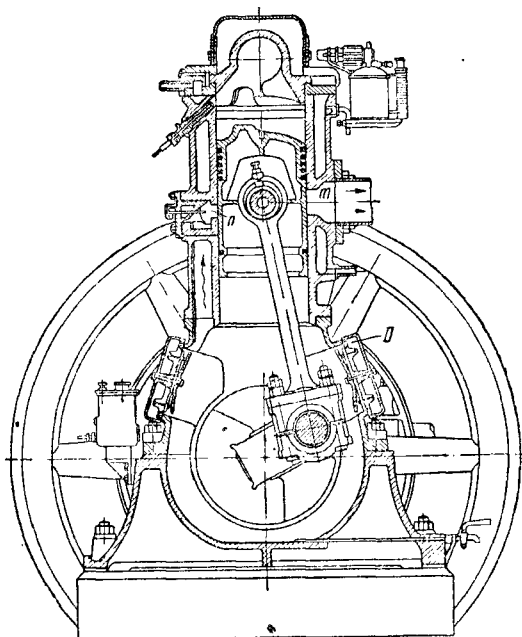
При ходе поршня вверх, когда в цилиндре двигателя происходит сжатие, в кривошипной камере осуществляется всасывание воздуха через всасывающий клапан.

После сгорания топлива при ходе поршня вниз в цилиндре двигателя происходит расширение газов, а в кривошипной камере сжатие воздуха при незначительной степени сжатия.

После открытия поршнем продувочных окон сжатый до давления продувки продувочный воздух устремляется через окна в цилиндр и продувает его, вытесняя через выпускные окна сгоревшие газы.

Удовлетворительную продувку цилиндра при кривошипно-камерной схеме получить невозможно, так как с учётом потерь при вса-

сывании воздуха в кривошипную камеру, количество продувочного воздуха на $20-30\%$ меньше количества воздуха в рабочем объёме цилиндра.



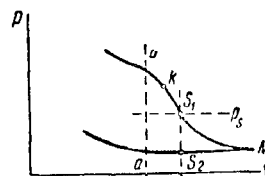
Фиг. 104. Кривошипно-камерная продувка двухтактного двигателя

Опыты показывают, что в подобных двигателях свежий заряд сильно загрязняется оставшимися в цилиндре газами и коэффициент остаточных газов в этих двигателях имеет очень высокое значение, достигающее до $\gamma = 0,2 - 0,3$.

Расчёт процесса выпуска и продувки двухтактных двигателей

Продувка цилиндра и расчёт её могут быть разбиты на три участка (фиг. 105).

1. С момента открытия выпускных окон (точка b) истечение газов идёт при крити-



Фиг. 105. Диаграмма выпуска и продувки двухтактного двигателя

ческой скорости w_k . Этот надкритический случай истечения будет иметь место до тех пор, пока в цилиндре не установится критическое отношение давлений (точка k);

$$\frac{p}{p_a} = \left(\frac{p}{p_a} \right)_k = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}.$$

На диаграмме фиг. 105 надкритический случай истечения происходит на протяжении кривой $b-k$.

2. После точки k устанавливается отношение давлений и

$$\frac{p}{p_a} < \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}},$$

истечение происходит с подкритическими скоростями w , зависящими от отношения давлений.

Этот случай соответствует участку кривой kS_1 .

3. Участок S_1MS_2 соответствует продувке цилиндра. В тот момент, когда давление в цилиндре упадет до давления продувочного воздуха p_s , открываются продувочные окна (точка S_1) и происходит продувка цилиндра.

Время, соответствующее выпуску газов на участке кривой bkS_1 , представляет собой предварение выпуска.

Аналитический способ расчёта продувки двухтактных двигателей даёт возможность подсчитать размеры окон непосредственно по формулам: по графоаналитическому способу определяется из формул необходимое время — сечение, а размеры окон получаются по диаграмме хода поршня.

Ниже приводится один из графоаналитических способов, дающий удовлетворительные результаты и вместе с тем обладающий наглядностью.

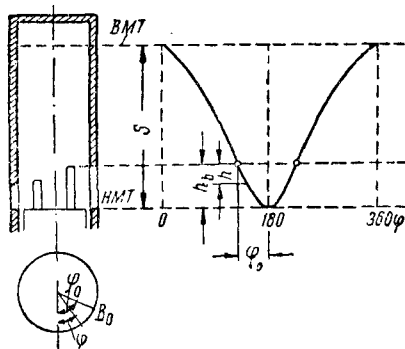
Расчёт выпуска. Текущее расстояние поршня от верхней мёртвой точки:

$$S = r \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left(\cos \varphi + \frac{\gamma}{4} \cos 2\varphi \right) \right], \quad (93)$$

где r — радиус кривошипа;

φ — угол поворота кривошипа от ВМТ;

$\lambda = \frac{r}{L}$, L — длина шатуна.



Фиг. 106. Кривая открытия выпускного окна по времени

По геометрическим соотношениям рассматриваемого двигателя строим кривую открытия выпускного окна по времени (фиг. 106).

Путь, пройденный поршнем с момента начала открытия выпускного окна, может быть определён по приближённым соотношениям для кривошипно-шатунного механизма в предположении, что шатун бесконечной длины

$$h = r (\cos \varphi - \cos \varphi_0), \quad (94)$$

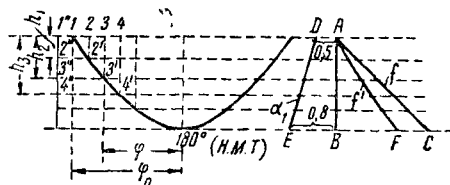
где h — ход поршня;

r — радиус кривошипа;

φ_0 — угол кривошипа, отсчитываемый от НМТ, при котором происходит открытие или закрытие выпускного окна;

φ — текущий угол кривошипа, отсчитываемый от НМТ.

На фиг. 107 представлена кривая открытия выпускного окна в увеличенном виде. Разделим абсциссу кривой открытия окна от её начала до максимума на N частей. Для получения удовлетворительных результатов число делений N должно быть не меньше 20.



Фиг. 107. Кривая открытия выпускного окна в увеличенном виде

Тогда продолжительность каждой части будет

$$Z = \frac{\varphi}{bnN} \text{ сек.}, \quad (95)$$

где n — число об/мин. двигателя.

Через точки деления 1, 2, 3 и т. д. проведём вертикали до пересечения с кривой открытия окна. Получим точки 1', 2', 3' и т. д. Горизонталы, проведённые через эти точки, разделяют окно на части 1'—2', 2'—3', 3'—4' и т. д. неравной длины, представляющие ход поршня h_1, h_2, h_3 и т. д., в равные промежутки времени Z .

Так как ширина окон b представляет постоянную величину и может быть установлена по конструктивным соображениям, то открываемые сечения окон будут

$$f = h_i b.$$

Откладывая на фиг. 107 полученные величины сечения вправо от вертикальной прямой AB , получим прямую AC , абсциссы которой и дадут сечения окон f .

С учётом коэффициента сужения струи α_1 действительное сечение для прохода газов будет

$$f' = \alpha_1 f.$$

Коэффициент сужения струи изменяется с открытием окон по закону прямой в пределах от начального значения $\alpha_1 = 0,5$ до конечного $\alpha_1 = 0,8$ (прямая DE).

Произведение f и α_1 даёт действительное сечение f' в виде кривой AF (фиг. 107).

Величины, относящиеся к началу рассматриваемого участка, обозначим индексом b с цифрой, обозначающей этот участок по счёту (например, p_{b1} будет означать давление в начале первого участка, т. е. в точке 1; T_{b1} — температура в начале пятого участка и т. д.). Величины же, которые берутся в значениях, средних для рассматриваемого участка, будут снабжены номером этого участка (например, f_2 — среднее сечение на втором участке).

Для момента открытия выхлопных окон, т. е. для точки 1, имеем

$$v_{b_1} = v_h' + v_c$$

и

$$\begin{aligned} G_{b_1} &= \frac{c_e N_e}{60 \pi i} [1 + \alpha L_0 + \gamma_2 L_0] = \\ &= \frac{c_e N_e}{60 \pi i} [1 + \alpha L_0 (1 + \gamma)], \end{aligned} \quad (96)$$

где c_e — расход топлива в кг/л.с.·час;

π — число об/мин.;

N_e — эффективная мощность двигателя;

i — число цилиндров;

α — коэффициент избытка воздуха;

L_0 — теоретически необходимое количество воздуха;

γ — коэффициент остаточных газов.

Удельный вес газов в точке 1:

$$\gamma_{b_1} = \frac{G_{b_1}}{v_{b_1}}.$$

Температура газов в точке 1 должна удовлетворять уравнению

$$p_{b_1} \cdot v_{b_1} = G_{b_1} R_{b_1} T_{b_1},$$

где R_{b_1} — газовая постоянная сгоревших газов.

Вес сгоревших газов, определённый по часовому расходу ($C_e N_e$), подставленный вместе с P_b и T_b из теплового расчёта в написанное уравнение, должен превращать уравнение в тождество, что может служить проверкой правильности определённых величин и увязки теплового расчёта.

Предположим, что поршень перешёл из положения 1 в положение 2.

Вес газа, вытекшего из цилиндра за этот период:

$$g_1 = (\alpha_1 f)_1 w_{b_1} \gamma_k' k z, \quad (97)$$

где $(\alpha_1 f)_1$ — действительное сечение окон в середине первого участка;

w_{b_1} — скорость истечения в начале первого участка;

γ_k' — удельный вес газа в выходном отверстии.

Если для рассматриваемого участка имеет место надкритический случай истечения, т. е. если

$$\frac{p_{b_1}}{p_a} > \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

то скорость истечения

$$w_{b_1} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \frac{p_{b_1}}{\gamma_{b_1}}}, \quad (98)$$

а удельный вес

$$\gamma_k' = \gamma_{b_1} \left(\frac{p_k}{p_{b_1}} \right)^{\frac{1}{k}},$$

где

$$p_k' = \beta_k p_{b_1},$$

$$\beta_k = \left(\frac{1}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

поэтому

$$\gamma_k' = \gamma_{b_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (99)$$

Если на рассматриваемом участке имеет место подкритический случай истечения, т. е. если

$$\frac{p_{b_1}}{p_a} < \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

то скорость истечения

$$w_{b_1} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \frac{p_{b_1}}{\gamma_{b_1}} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_{b_1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (100)$$

а удельный вес

$$\gamma_k' = \gamma_{b_1} \left(\frac{p_a}{p_{b_1}} \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (101)$$

После определения величины g_1 можно найти количество газов в точке 2:

$$G_{b_2} = G_{b_1} - g_1.$$

Объём цилиндра

$$v_{b_2} = v_{b_1} + \frac{\pi D^2}{4} h_1.$$

Удельный вес газов

$$\gamma_{b_2} = \frac{G_{b_2}}{v_{b_2}}.$$

Считается, что изменение состояния газов в цилиндре подчиняется политропическому закону при переменном количестве газов с показателем m

$$p_{b_1} v_{b_1}^m = p_{b_2} v_{b_2}^m.$$

Температура газов T_{b_2}

$$p_{b_2} v_{b_2} = G_{b_2} R_{b_2} T_{b_2}.$$

Таким же образом можно произвести расчёт параметров для точек 3, 4, 5 и т. д., пока текущее значение давления p_{b_n} не станет равным давлению продувки p_s .

В первые моменты истечения, когда

$$\frac{p_{b_n}}{p_a} > \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

следует использовать формулы (98) и (99). Эти формулы будут справедливы до тех пор, пока в результате уменьшения давления в цилиндре отношение давлений не станет равным критическому отношению

$$\frac{p_{b_n}}{p_a} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

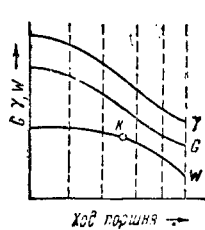
что соответствует точке k на диаграмме (фиг. 105). Давление в цилиндре в этот момент

$$(p_{b_n})_k = p_a \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{p_a}{\beta_k}. \quad (102)$$

Как только давление в цилиндре станет меньше величины, определяемой формулой (100), отношение давлений будет

$$\frac{p_{bn}}{p_a} < \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Истечение будет подчиняться законам подкритического случая, и в расчёте следует использовать формулы (100) и (101).



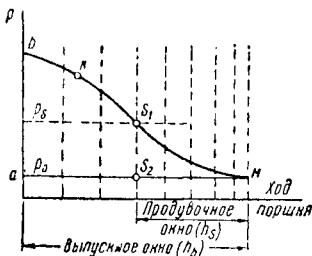
Фиг. 108. Графики изменения скорости истечения, удельного веса и количества оставшегося газа в процессе выпуска

Величины W , γ , G , T и p можно изобразить в виде графиков, которые будут иллюстрировать всё протекание выпуска в зависимости от хода поршня. Такие графики даны на фиг. 108. По оси ординат на графиках в соответствующем масштабе отложены найденные расчётом величины W , γ , G и p . По оси абсцисс—ходы поршня соответственно точкам по диаграмме на фиг. 107.

Как показывают диаграммы, скорость истечения на участке bk (фиг. 105) в соответствии с надкритическим случаем истечения остаётся почти постоянной; некоторое падение скорости на этом участке является результатом уменьшения температуры газов в цилиндре T . После точки k в подкритической области скорость истечения резко падает, так как теперь эта скорость зависит не только от температуры, но и от отношения давлений

$$\frac{p_{bn}}{p_a}.$$

Удельный вес γ и количество оставшихся в цилиндре газов G падают по мере увеличения открытия выпускных окон.



Фиг. 109. График изменения давления газов в процессе выпуска

Давление газов уменьшается по ходу поршня, достигая вблизи НМТ значения, равного давлению в выпускном трубопроводе p_a . Точка M на диаграмме (фиг. 105) соответствует крайнему правому положению поршня (НМТ), полученному по величине заданной относительной высоты выхлопного окна h_b .

Если на диаграмме давлений (фиг. 109) провести линию, соответствующую давлению продувочного воздуха p_s , то получим точку S_1 , в которой давление в цилиндре p_{bn} бу-

дет равно давлению продувочного воздуха p_s , и когда, следовательно, можно будет открыть продувочные окна.

Таким образом, можно определить часть высоты выпускных окон, на которой осуществляется период предварения выпуска (участок bs_1), и найти высоту продувочных окон.

Расчёт продувки. Продувка цилиндра на участке S_1MS_2 (фиг. 109) идёт при переменной разности давлений:

$$\Delta p_s = p_s - p_{an}.$$

Однако ввиду того, что выпускные окна в начале продувки имеют значительно большее сечение, чем продувочные, уравнивание давлений в цилиндре пойдёт быстрее, чем подача свежего воздуха, и в цилиндре быстро установится давление, равное давлению p_a . Поэтому при расчёте продувки можно положить, что для всего процесса продувки разность давлений остаётся постоянной и равной

$$\Delta p_s = p_s - p_a = \text{const.}$$

Постоянство разности давлений, под действием которой продувочный воздух поступает в цилиндр через продувочные окна, приводит к постоянству скорости истечения воздуха w_s .

Принимая начальную скорость воздуха в ресивере перед окнами равной нулю, по уравнению Бернули получим:

$$\Delta p_s = (1 + \xi) = \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s, \quad (103)$$

откуда

$$w_s = \sqrt{2g\Delta p_s \frac{1}{(1 + \xi)\gamma_s}}, \quad (104)$$

где $\gamma_s = \frac{p_s}{RT_s}$ — удельный вес продувочного воздуха;

ξ — коэффициент сопротивления, выбираемый в пределах $\xi = 0,6 - 0,8$.

Необходимое количество воздуха для продувки цилиндра

$$G_s = \gamma_{v_h} v_{nac} \gamma_0, \quad (105)$$

где γ_{v_h} — коэффициент подачи насоса или кривошипной камеры;
 v_{nac} — рабочий объём насоса;
 γ_0 — удельный вес окружающего воздуха.

Коэффициент подачи насосов колеблется в пределах $\gamma_{v_h} = 0,8 - 0,85$ и при расчёте γ_{v_h} им необходимо задаваться.

Рабочий объём насоса

$$v_{nac} = \varphi v_h, \quad (106)$$

где $\varphi = \frac{v_{nac}}{v_h}$ — объёмный коэффициент продувочного насоса.

Для двухтактных двигателей с отдельными продувочными насосами $\varphi = 1,5 - 1,8$, для двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой $\varphi = 1$.

$$G_s = \psi v_h \gamma_0. \quad (107)$$

Здесь $\psi = \gamma_{vH}$; $\varphi = \gamma_{vH} \cdot \frac{v \cdot ac}{v_h}$ — коэффициент продувки, равный отношению объёма подаваемого через продувочные окна воздуха за один ход к рабочему объёму цилиндра.

Для двигателей с продувочным насосом

$$\psi = 1,35 - 1,7,$$

для двигателей с кривошипно-камерной продувкой

$$\psi = 0,8 - 0,85.$$

С другой стороны, расход воздуха через продувочные окна за время dt :

$$dG_s = \alpha f_s w_s \gamma_s dt, \quad (108)$$

где f_s — проходное сечение продувочных окон;

α — коэффициент сужения струи, равный 0,75.

Так как для продувки величины w_s , γ_s и α остаются постоянными, то (после интегрирования)

$$G_s = \alpha w_s \gamma_s \int f_s dt = w_s \gamma_s \alpha F_s, \quad (109)$$

где F_s — время — сечение продувки.

Интеграл $\int f_s dt$ берётся за время от момента открытия и до момента закрытия продувочных окон.

Зная величины G_s , w_s , γ_s и α , можно определить необходимое время — сечение продувочных окон F_s :

$$F_s = \frac{G_s}{w_s \gamma_s \alpha}. \quad (110)$$

Действительное время — сечение F_{sg} должно быть увеличено ввиду того, что расчёт продувки вёлся при $w_s = \text{const}$, соответствующей наибольшей разности давлений.

$$\Delta p_s = p_s - p_a = \text{const}.$$

Поэтому практически полученное расчётом по формуле (110) время — сечение F_s увеличивают для двигателей с продувочным насосом на 40—60% и для двигателей с кривошипно-камерной продувкой на 80—100%.

Таким образом, для двигателей с продувочным насосом

$$F_{sg} = (1,4 - 1,6) F_s; \quad (111)$$

для двигателей с кривошипно-камерной продувкой

$$F_{sg} = (1,8 - 2,0) F_s. \quad (112)$$

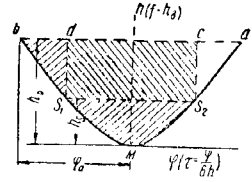
Для проверки высоты продувочных окон, полученной ранее по диаграмме, и соответствия времени — сечения их с расчётными необходимыми значениями F_{sg} поступаем следующим образом.

Возьмём полученную ранее кривую хода поршня. Изменим масштабы взятой диаграммы, умножив величины хода поршня h на постоянную величину b — ширину окон и разделив углы φ на постоянную величину δ .

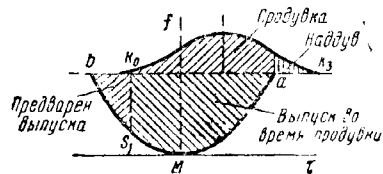
Тогда та же диаграмма будет представлять зависимость сечения окон f от времени τ , а площадь этой диаграммы будет давать время — сечение окон (фиг. 110).

Отложив на диаграмме высоту продувочных окон h_s и проведя горизонтальную линию, мы получим точки S_1 и S_2 , соответствующие моментам открытия и закрытия продувочных окон. Тогда площадь S_1MS_2 , взятая в масштабе величин f и τ , будет представлять собой время — сечение продувки — при тех размерах окон, которые были получены по диаграмме на фиг. 110. Если это время — сечение соответствует найденному расчётом значению F_{sg} , то окна достаточны по размерам.

Если время — сечение по диаграмме окажется меньше величины F_{sg} , то размеры окон взяты недостаточные и их следует увеличить.

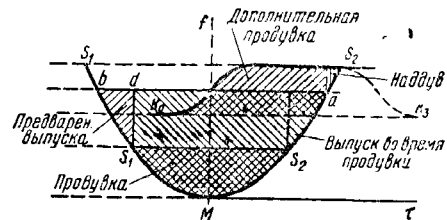


Фиг. 110. Диаграмма времени—сечения выпуска и продувки двигателя с щелевой продувкой



Фиг. 111. Диаграмма времени—сечения выпуска и продувки двигателя с клапанной продувкой

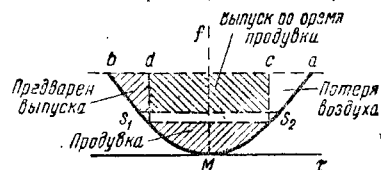
личить, произведя заново весь расчёт. Если расчёт даёт обратное соотношение, то это будет указывать на большие размеры окон



Фиг. 112. Диаграмма времени—сечения выпуска и продувки двигателя с дополнительной продувкой через клапан

и их следует уменьшить с последующей проверкой полученного времени — сечения.

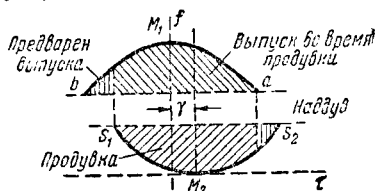
Площадь bS_1d на диаграмме фиг. 110 даёт время — сечение предварения выпуска, пло-



Фиг. 113. Диаграмма времени—сечения выпуска и продувки двигателя с петлевой продувкой

щадь bS_1MS_2 — общее время — сечение выпуска, площадь S_2ac — время — сечение потери воздуха после закрытия продувочных окон. Подобные диаграммы с указанием времени — сечения предварения выхлопа, общего времени — сечения выпуска, времени — сечения

продувки и времени—сечения наддува или потери воздуха для некоторых разобранных схем продувок даны на фиг. 111—114.



Фиг. 114. Диаграмма времени—сечения выпуска и продувки двигателя со встречно движущимися поршнями

РЕГУЛИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Задачей регулирования двигателей является поддержание соответствия между нагрузкой двигателя и количеством преобразуемого в механическую работу тепла топлива, т. е. развиваемой двигателем мощностью.

Рассмотрим регулирование двигателя при постоянном числе оборотов.

Предположим, что в связи с уменьшением нагрузки, прикладываемой к двигателю, требуется при том же числе оборотов уменьшить мощность двигателя с N_1 и N_2 .

Произвести требуемое уменьшение мощности двигателя возможно различными способами.

Мощность двигателя

$$N_e = \frac{p_e v_h n i}{225 k} = f(p_e).$$

При постоянном числе оборотов мощность двигателя пропорциональна среднему эффективному давлению. В свою очередь среднее эффективное давление

$$p_e = \tau_m p_i = \frac{27}{632} \frac{H_u}{L_0} \gamma_0 \gamma_m \frac{\gamma_i}{\alpha} = k \tau_m \gamma_0 \frac{\gamma_i}{\alpha}. \quad (113)$$

Следовательно, среднее эффективное давление, а также и мощность двигателя можно изменить изменением величин γ_m , γ_0 , γ_i и α .

Однако практически изменение мощности двигателя достигается путём изменения двух параметров: плотности воздуха на всасывании γ_0 и коэффициента избытка воздуха α , изменение которых позволяет изменить мощность двигателя без заметного ухудшения работы. Изменение плотности воздуха приводит к изменению наполнения двигателя и, следовательно, мощности при том же качестве свежей смеси. Этот способ регулирования носит название количественного регулирования.

Изменение коэффициента избытка воздуха α , практически достигаемое изменением количества подаваемого в цилиндр топлива при том же количестве воздуха, приводит к изменению мощности и даёт так называемое качественное регулирование.

Наконец, в некоторых двигателях (например, газовых) применяется смешанное регулирование, представляющее собой комбинирование качественного и количественного регулирования.

Количественное регулирование. Сущность количественного регулирования заключается

в том, что свежая смесь постоянного качества, т. е. с $\alpha = \text{const}$, поступает в цилиндр в меньшем количестве по мере уменьшения мощности.

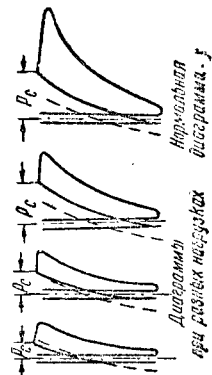
Практически уменьшение количества поступающей в цилиндр свежей смеси достигается включением дополнительного сопротивления в виде дроссельной заслонки во всасывающем трубопроводе. Поворачивая дроссельную заслонку, можно увеличивать и уменьшать проходное сечение для свежей смеси при всасывании и тем самым регулировать количество поступающей в цилиндр двигателя смеси. В том месте, где находится заслонка, происходит дросселирование газа с уменьшением давления после дроссельной заслонки почти при постоянной температуре смеси. Чем более заслонка прикрывает проходное сечение, тем ниже давление всасывания p_a и тем, следовательно, меньше мощность двигателя. Это понижение давления всасывания является недостатком количественного регулирования при постоянном числе оборотов.

При малых нагрузках двигателя количественное регулирование приводит к значительному снижению давления всасывания и сжатия. Инерционные усилия поступательно движущихся частей, остающиеся одинаковыми при всех нагрузках (пунктирные линии на фиг. 115), могут оказаться больше давления сжатия, в результате чего в момент вспышки за счёт резкого увеличения давления газов все поступательно движущиеся части будут прижиматься к противоположным сторонам вкладышей и ввиду наличия трёх зазоров эта перемена давлений вызовет стуки в кривошипном механизме. При регулировании двигателя с изменением числа оборотов отмеченный недостаток существенного влияния не имеет.

Преимуществом количественного регулирования является хорошее качество процесса сгорания на всех нагрузках благодаря постоянству состава смеси ($\alpha = \text{const}$).

Качественное регулирование. При качественном регулировании остаётся постоянным количество подаваемого воздуха, но меняется количество топлива в смеси и, следовательно, меняется качество её, т. е. меняется коэффициент избытка воздуха α . С уменьшением нагрузки коэффициент избытка воздуха увеличивается.

Ввиду того что количество поступающего в цилиндр воздуха с изменением нагрузки не меняется, при качественном регулировании давление всасывания и давление сжатия остаются неизменными. Недостаток, связанный с понижением давления сжатия при количественном регулировании, отпадает и на малых нагрузках никаких стуков в криво-



Фиг. 115. Изменение индикаторных диаграмм при количественном регулировании

шипном механизме при качественном регулировании не наблюдается.

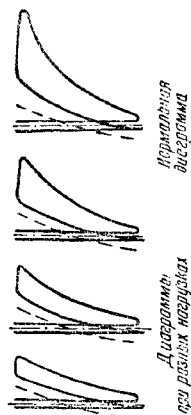
Однако недостатком качественного регулирования в применении к карбюраторным двигателям является ухудшение качества процесса сгорания на малых нагрузках.

Если для нормальной нагрузки подобран наиболее выгодный состав смеси, то с уменьшением нагрузки коэффициент избытка воздуха α увеличивается. Смесь становится более бедной, уменьшается скорость распространения пламени и линия $\epsilon\zeta$ всё более отклоняется от вертикали, что приводит к ухудшению индикаторного использования (фиг. 116).

При холостом ходе, при слишком обеднённой смеси работа двигателя становится неустойчивой, воспламенения может не быть и двигатель работает с пропусками вспышек. Поэтому качественное регулирование в карбюраторных двигателях нерационально и допустимо лишь на диапазоне от режима наибольшей мощности до режима наибольшей экономичности двигателя, когда требуется изменить значение коэффициента избытка воздуха от

$$\alpha = 0,85 - 0,9 \text{ до } \alpha = 1,0 - 1,05.$$

В двигателях высокого сжатия качественное регулирование имеет широкое применение. В этих двигателях при постоянном количестве засасываемого в цилиндр воздуха через форсунку подаётся большее или меньшее количество топлива и тем регулируется количество выделяющегося при сгорании тепла и, следовательно, мощность двигателя.



Фиг. 117. Диаграмма двигателя при разных нагрузках при смешанном регулировании

При больших нагрузках регулирование мощности идёт за счёт изменения качества смеси, при переходе же к малым нагрузкам регулируется количество смеси.

На фиг. 117 показаны диаграммы двигателя при разных нагрузках при смешанном регулировании. Диаграммы показывают, что

даже при малых нагрузках протекание процесса сгорания является вполне удовлетворительным, а инерционные усилия (пунктирные линии) остаются всё время меньше давления сжатия.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Кривые, показывающие изменение мощности и расхода топлива при перемене условий работы двигателя, называются характеристиками двигателя.

Наибольший интерес и практическое значение имеют внешняя характеристика двигателя, винтовая характеристика, нагрузочная характеристика и для авиационных двигателей — высотные характеристики.

Внешняя характеристика двигателя. Зависимость мощности и расхода топлива от числа оборотов при полном открытии дросселя называется внешней характеристикой карбюраторного двигателя. Состав смеси и опережение зажигания при этом устанавливаются таким образом, чтобы мощность двигателя имела наибольшее значение.

Для двигателей высокого сжатия внешняя характеристика представляет собой кривую изменения мощности и расхода топлива по числу оборотов при постоянном количестве топлива, подаваемого в цилиндр на один рабочий ход.

В отношении последнего определения следует только отметить, что в действительности подача насоса за один впрыск при постоянном положении рейки насоса не может оставаться постоянной при разных оборотах, так как с изменением оборотов меняется коэффициент подачи топливного насоса. Однако опыты показывают, что коэффициент подачи топливного насоса изменяется в очень небольших пределах, и поэтому практически, при данной регулировке топливного насоса, подачу можно считать постоянной на всех оборотах.

Так как внешняя характеристика относится к работе двигателя при полностью открытом дросселе и допустимой подаче топлива насосом, то она даёт значения наибольших мощностей, которые можно получить от двигателя на разных оборотах.

Любая мощность, расположенная на диаграмме внешней характеристики ниже кривой мощности, может быть получена или соответствующим дросселированием в карбюраторном двигателе, или уменьшением подачи топлива насосом в двигатель высокого сжатия.

Внешняя характеристика обычно получается экспериментальным путём.

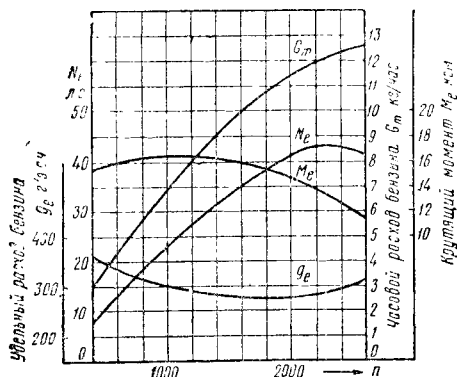
На фиг. 118 представлена внешняя характеристика карбюраторного двигателя.

Дроссельная характеристика двигателя. В карбюраторных и газовых двигателях регулировка мощности двигателя основана на количественном способе изменения мощности при помощи прикрытия или открытия дроссельной заслонки.

Оценка работы двигателя на прикрытом дросселе обычно производится на основании так называемых дроссельных характеристик, которые представляют собой зависимости мощности и удельного расхода топлива от

оборотов двигателя по мере прикрытия дроссельной заслонки.

Так как двигатель работает на то или иное тормозное устройство (винт, ведущие колёса автомобиля, локомотива и т. п.), то закон изменения мощности у двигателя по дроссельной характеристике будет одновременно и характеристикой тормозного устройства. Иными словами, дроссельная характеристика есть характеристика всей двигательной установки в целом: двигателя и движителя. Закон изменения мощности от оборотов по этой характеристике будет определяться законом

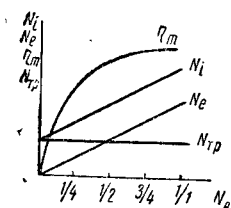


Фиг. 118. Внешняя характеристика карбюраторного двигателя

изменения мощности, потребной на приведение в движение движителя при различных оборотах.

Нагрузочная характеристика. Изменение мощности двигателя и расхода топлива в зависимости от нагрузки при постоянном числе оборотов называется нагрузочной характеристикой.

Изменение мощности двигателя при постоянном числе оборотов достигается дросселированием свежей смеси или изменением подачи топлива насосом.



Фиг. 119. Изменение N_i и N_e по нагрузочной характеристике

Практический смысл нагрузочной характеристики заключается в том, что она даёт возможность отыскать максимальные режимы работы двигателя на данном числе оборотов.

Изменение индикаторной мощности N_i и эффективной N_e по нагрузочной характеристике показано на фиг. 119. Эффективная мощность N_e растёт с нагрузкой по прямой, проходящей через начало координат.

Так как по оси абсцисс нагрузочной характеристики откладывается полезная нагрузка, прикладываемая к двигателю, то в начале координат эффективная мощность $N_e = 0$, двигатель работает вхолостую и мощность, развиваемая в цилиндре, расходуется на преодоление вредных сопротивлений, т. е. в этот момент

$$N_i = N_{mp}$$

Так как мощность трения по нагрузочной характеристике ($n = \text{const}$) может считаться постоянной, то индикаторная мощность N_i возрастает с увеличением нагрузки по прямой, параллельной N_e и отстающей от прямой N_e на одну и ту же величину мощности трения N_{mp} .

Постоянство мощности трения по нагрузочной характеристике приводит к увеличению механического к. п. д. с нагрузкой.

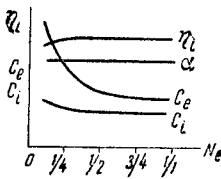
Действительно,

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{N_e + N_{mp}}$$

Так как $N_{mp} = \text{const}$, а N_e увеличивается с нагрузкой, то числитель выражения механического к. п. д. η_m растёт быстрее знаменателя и механический к. п. д. увеличивается с увеличением нагрузки. Диаграмма на фиг. 119 показывает, что при малых нагрузках η_m резко увеличивается с увеличением мощности двигателя, а при больших — темп возрастания механического к. п. д. значительно уменьшается.

Характер изменения расхода топлива по нагрузочной характеристике различен для карбюраторных двигателей и для двигателей высокого сжатия.

В карбюраторных двигателях изменение мощности двигателя при постоянном числе оборотов достигается дросселированием. Регулирование двигателя выполняется по схеме количественного регулирования, следовательно, состав смеси, т. е. α , не меняется с изменением нагрузки (фиг. 120). Индикаторный к. п. д., зависящий главным образом от состава смеси, остаётся также постоянным. Некоторое уменьшение η_i по нагрузочной характеристике возможно лишь на очень малых нагрузках при большом дросселировании ввиду заметного увеличения процентного содержания остаточных газов. Кривая изменения индикаторного расхода топлива C_i протекает по закону, обратному для изменения коэффициента η_i . Индикаторный расход остаётся почти неизменённым за исключением некоторого увеличения C_i на малых нагрузках, эффективный расход топлива резко увеличивается с уменьшением нагрузки. Эффективный расход C_e имеет резкое увеличение при малой нагрузке двигателя.



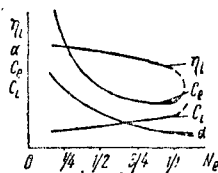
Фиг. 120. Изменение α , η_i , C_i , C_e с изменением нагрузки в карбюраторных двигателях

В двигателях высокого сжатия изменение мощности по нагрузочной характеристике осуществляется качественным регулированием. В этих двигателях коэффициент избытка воздуха уменьшается с увеличением нагрузки двигателя и при нормальной нагрузке имеет значение, обеспечивающее развитие нормальной мощности при высококачественном протекании рабочего процесса. Поэтому для двигателей высокого сжатия нагрузочная характеристика часто строится в зависимости от величины коэффициента избытка воздуха α . С увеличением нагрузки индикаторная

торный к.п.д. непрерывно снижается, а индикаторный расход соответственно увеличивается (фиг. 121). Подобное изменение величины η_i и C_i объясняется тем, что при $n = \text{const}$ с увеличением нагрузки и приближением коэффициента избытка воздуха α к предельным минимальным значениям ухудшается сгорание топлива за счёт переобогащения смеси.

Следует отметить, что в двигателях внутреннего сгорания не допускаются значительные перегрузки.

В карбюраторных двигателях перегрузка невозможна, так как нормальный режим происходит при полностью открытом дросселе и, следовательно, при данном числе оборотов дальнейшее увеличение мощности невозможно.



Фиг. 121. Изменение α , η_i , C_i , C_g с увеличением нагрузки для двигателя высокого сжатия

В двигателях высокого сжатия хотя и возможно увеличение подачи топлива сверх нормальной и, следовательно, дальнейшее увеличение мощности двигателя, получающаяся перегрузка двигателя приводит к резкому ухудшению качества рабочего процесса за счёт снижения коэффициента избытка воздуха α , при котором заметно ухудшается сгорание топлива, увеличивается догорание топлива, снижается индикаторный к. п. д. и резко увеличивается расход топлива (пунктирные кривые на фиг. 121). Поэтому длительная перегрузка двигателя сверх номинальной мощности недопустима.

ТОПЛИВОПОДАЮЩАЯ СИСТЕМА В ДВИГАТЕЛЯХ ВЫСОКОГО СЖАТИЯ

Основными элементами системы впрыскивания в двигателе высокого сжатия являются топливный насос, форсунка и нагнетательные трубопроводы. От работы этих элементов топливopодающей системы зависит нормальная и бесперебойная работа двигателя.

Топливopодающая система в бескомпрессорном двигателе высокого сжатия должна: 1) обеспечивать заданный момент начала впрыскивания топлива в цилиндр, 2) хорошо распыливать топливо, 3) правильно распределять частицы распыленного топлива по камере сгорания, 4) обеспечивать данный закон подачи топлива в цилиндр, 5) регулировать количество впрыскиваемого топлива.

Конструкция топливopодающей системы должна быть простой, легко управляемой и доступной для ремонта и исправлений.

Система впрыскивания в быстроходных двигателях высокого сжатия должна отмеривать крайне малые порции топлива и при этом в весьма ограниченные промежутки времени. Например, при числе оборотов

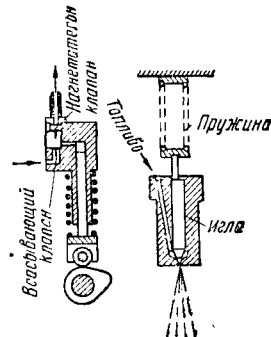
$$n = 2000 \text{ об/мин.}$$

период впрыскивания, равный $20 - 30^\circ$ поворота кривошипа, соответствует времени $\tau = 0,002 \text{ сек.}$, а объем впрыскиваемого топлива при полной нагрузке за один ход колеб-

лется в пределах $0,07 - 0,9 \text{ см}^3$, уменьшаясь при холостом ходе до $0,02 - 0,2 \text{ см}^3$.

Давления впрыскивания, применяемые на практике, имеют очень высокие значения — в пределах от 100 до 700 ат. В связи с этим сопловые отверстия форсунок должны быть выполнены весьма малых размеров ($d = 0,2 - 0,3 \text{ мм}$).

По способу впрыскивания в современных бескомпрессорных двигателях высокого сжатия наиболее распространенной является си-



Фиг. 122. Схема топливного насоса и закрытой форсунки

стема, в которой впрыскивание топлива в цилиндр производится через открытую или закрытую автоматическую форсунку.

У последней игла прижимается к седлу сильной пружиной; открытие иглы осуществляется давлением выходящего топлива. Закон подачи в такой системе определяется профилем кулачка, приводящего в движение плунжер топливного насоса.

Схема топливного насоса и автоматической закрытой форсунки изображена на фиг. 122.

Кулачок насоса, приводимый в движение от распределительного или коленчатого вала двигателя, действует на плунжер насоса, который осуществляет подачу выходящего топлива как по времени, так и по количеству. При ходе плунжера вниз под действием пружины в пространство над плунжером через всасывающий клапан насоса всасывается топливо. При ходе плунжера вверх топливо нагнетается через нагнетательный клапан и трубопровод в форсунку. Закрытая форсунка имеет дифференциальную (ступенчатую) иглу. Последняя при определенном давлении топлива поднимается и топливо впрыскивается в цилиндр. После прекращения подачи топлива и падения давления в трубопроводе игла закрывается под действием сильной пружины. Затяжкой пружины регулируются начало и конец впрыскивания, а также давление топлива в период впрыскивания.



Фиг. 123. Диаграмма давлений в насосе

На фиг. 123 представлена диаграмма давлений в насосе. Точка А на диаграмме соответствует закрытию всасывающего клапана, т. е. началу сжатия топлива при восходящем

движении плунжера. В точке *B* давление в камере насоса сравнивается с давлением, которое осталось в нагнетательном трубопроводе от предыдущего впрыскивания. В этот момент происходит открытие нагнетательного клапана, в дальнейшем давление растёт до точки *C*. В точке *C* поднимается игла форсунки и начинается впрыскивание топлива в цилиндр. В период впрыскивания давление в точке *D* увеличивается до максимального значения, после чего происходит отсечка подачи топлива, падение давления и закрытие форсунки.

Куйбышевский карбюраторно-арматурный (ККАЗ) и Челябинский тракторный (ЧТЗ) заводы выпускают стандартную топливную аппаратуру для маломощных быстроходных двигателей высокого сжатия.

Эта аппаратура отличается удобством обслуживания, точностью регулировки момента подачи топлива, возможностью выбора любого закона впрыскивания, взаимозаменяемостью основных деталей насосов и форсунок, экономичностью и другими преимуществами.

Топливные насосы

Топливный насос является важнейшей частью системы впрыска топлива. Основными деталями насоса являются: плунжер, втулка цилиндра, клапаны, пружины, направляющая скалка с роликом и кулачок.

Плунжер должен быть тщательно отшлифован и хорошо пригнан к своей втулке. Уплотнительные набивки в насосе не применимы, так как они не выдерживают высоких давлений, крошатся, дают пропуски и засоряют трубопроводы. Клапаны и их седла должны быть выполнены из твёрдого материала, отшлифованы и иметь малую поверхность соприкосновения. Кулачок, приводящий в движение плунжер, должен иметь заданный профиль и обладать большой жёсткостью, рабочая поверхность его должна быть тщательно отшлифована.

Топливные насосы имеют примерно одни и те же конструктивные формы и состоят из одних и тех же деталей, но отличаются друг от друга регулировкой подачи топлива.

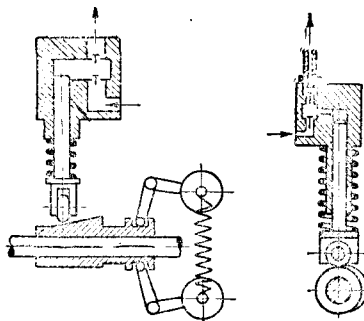
Применяемые способы регулировки подачи топлива можно разбить на три основные группы: 1) регулирование изменением хода плунжера; 2) регулирование дросселирующей иглой и 3) регулирование перепуском топлива.

Схема топливного насоса с регулированием топлива изменением хода плунжера изображена на фиг. 124.

Изменение хода плунжера производится при помощи косоугольного кулачка. Последний может перемещаться от руки или от воздействия регулятора вдоль оси вала.

Изменения хода плунжера можно достигнуть также при помощи перемещения конца толкателя плунжера по качающемуся рычагу. Существенным недостатком регулирования подачи топлива изменением хода плунжера является замедленная подача топлива в конце впрыскивания ввиду малых скоростей плунжера вблизи ВМТ. Кроме того, при использовании для впрыскивания топлива всего хода плунжера нет резкого прекращения подачи.

Замедленная подача в конце впрыскивания и отсутствие резкой отсечки вызывают подтекание топлива у сопла форсунки, ухудшение распыливания и догорания топлива. Поэтому



Фиг. 124. Схема топливного насоса с регулированием топлива изменением хода плунжера

этот способ регулирования подачи топлива не получил распространения.

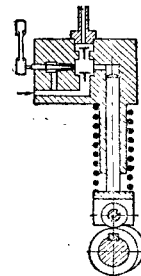
Схема регулирования подачи при помощи дросселирующей иглы изображена на фиг. 125.

Дросселирующая игла помещается в камере насоса между всасывающим и нагнетательным клапанами. При закрытом положении иглы всё топливо при ходе плунжера вверх подаётся через нагнетательный клапан в трубопровод и в форсунку. Если несколько вывернуть иглу и открыть отверстие, соединяющее камеру насоса с пространством всасывания насоса, то при нагнетательном ходе плунжера часть топлива в течение всего хода плунжера будет отводиться через это отверстие и подача в цилиндр будет уменьшена. Изменяя положение дросселирующей иглы и регулируя площадь проходного сечения, можно изменять количество топлива, отводимого во всасывающее пространство насоса, и тем самым изменять подачу топлива.

Как и в предыдущей схеме, насосы с дросселирующей иглой используют для подачи топлива весь ход плунжера. Поэтому недостатки, отмеченные для первой схемы регулирования подачи, полностью сохраняются и здесь. Кроме того, значительным недостатком второго способа регулирования подачи является понижение давления впрыскивания при увеличении проходного сечения дросселирующего отверстия и, следовательно, ухудшение качества распыливания топлива и сгорания при неполных нагрузках.

В связи с изложенным насосы с дросселирующей иглой не могут применяться в двигателях высокого сжатия со струйным распыливанием топлива и широкого распространения не получили.

Регулирование перепуском топлива может быть осуществлено по трём схемам: 1) изме-

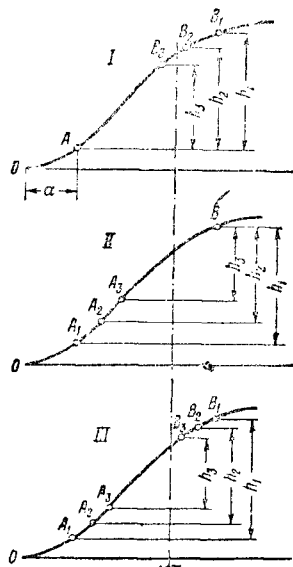


Фиг. 125. Схема насоса с дросселирующей иглой

нением конца впрыскивания, 2) изменением начала впрыскивания и 3) изменением одновременно начала и конца впрыскивания.

Все три случая регулировки схематически изображены в виде диаграммы на фиг. 126.

Горизонтальная линия на каждой диаграмме представляет собой развёрнутую основную окружность кулачка, кривая линия — траекторию центра ролика. Полезный ход плунжера соответствует вертикальным отрезкам h . Точка O на диаграммах соответствует набеганию ролика на выступ кулачка, в этот момент плунжер начинает своё движение вверх. Однако при этом подачи топлива ещё не происходит.



Фиг. 126. Различные схемы регулировки насоса с перепуском топлива

Некоторая часть хода плунжера расходуется на деформации трубопроводов и сжатие топлива. В закрытых форсунках, кроме этого, необходимо поднять давление впрыскивания до величины, соответствующей давлению затяжки пружины. В результате этого подача топлива начинается в точке A .

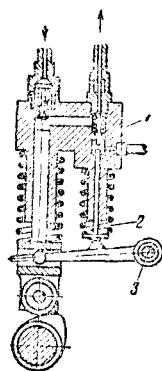
Период времени, соответствующий углу α , представляет собой запаздывание впрыскивания, которое зависит от жёсткости трубопроводов, их длины и количества топлива, находящегося в пространстве между форсункой и плунжером.

Чем жёстче трубопроводы, тем меньше их деформация и тем меньше запаздывание впрыскивания. Запаздывание впрыскивания уменьшается также с уменьшением длины трубопроводов и количества сжимаемого топлива.

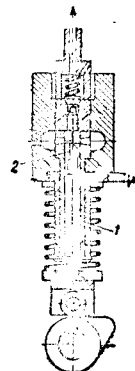
Наибольшее распространение в настоящее время получила первая из указанных выше схем (фиг. 127). В этом случае начало подачи (точка A) остаётся всё время неизменным. Конец впрыскивания, обозначенный точками B_1, B_2, B_3 , в зависимости от нагрузки двигателя меняется и таким образом меняется полезный ход плунжера

Конструктивно эта схема регулирования может быть осуществлена двумя способами: 1) перепуском топлива через специальный перепускной клапан (фиг. 127) и 2) перепуском топлива через впускное отверстие при помощи специальных вырезов 2, сделанных в плунжере 1 (фиг. 128).

В первом случае регулировка подачи производится ранним или поздним открытием перепускного клапана 1 (фиг. 127). Последнее производится изменением зазора между толкателем 2 и клапаном 1 при помощи поворота эксцентрика 3. При увеличении зазора перепускной клапан будет открываться позже, это приведёт к большему полезному ходу плунжера и увеличению подачи. При уменьшении зазора перепускной клапан от-



Фиг. 127. Топливный насос с перепуском топлива через перепускной клапан



Фиг. 128. Топливный насос с перепуском топлива через окно

кроется раньше, полезный ход плунжера уменьшится, и это приведёт к уменьшению подачи топлива в цилиндр и увеличению перепуска топлива.

Во втором случае, т. е. с перепуском топлива через всасывающее отверстие, регулировка подачи топлива производится поворотом плунжера.

Этот насос имеет вместо всасывающего клапана впускные окна, а плунжер снабжён выфрезерованной винтовой канавкой и прорезом для сообщения полости канавки с нагнетательной частью насоса. При ходе плунжера вниз топливо засасывается через впускные окна. Начало сжатия топлива остаётся неизменным и совпадает с тем моментом, когда плунжер при движении вверх закрывает впускные окна.

Начало подачи произойдёт с некоторым запаздыванием ввиду наличия сжатия топлива и деформации трубопровода. Конец подачи наступает тогда, когда кромка канавки освобождает впускное окно и перепускает лишнюю часть топлива во всасывающую линию насоса.

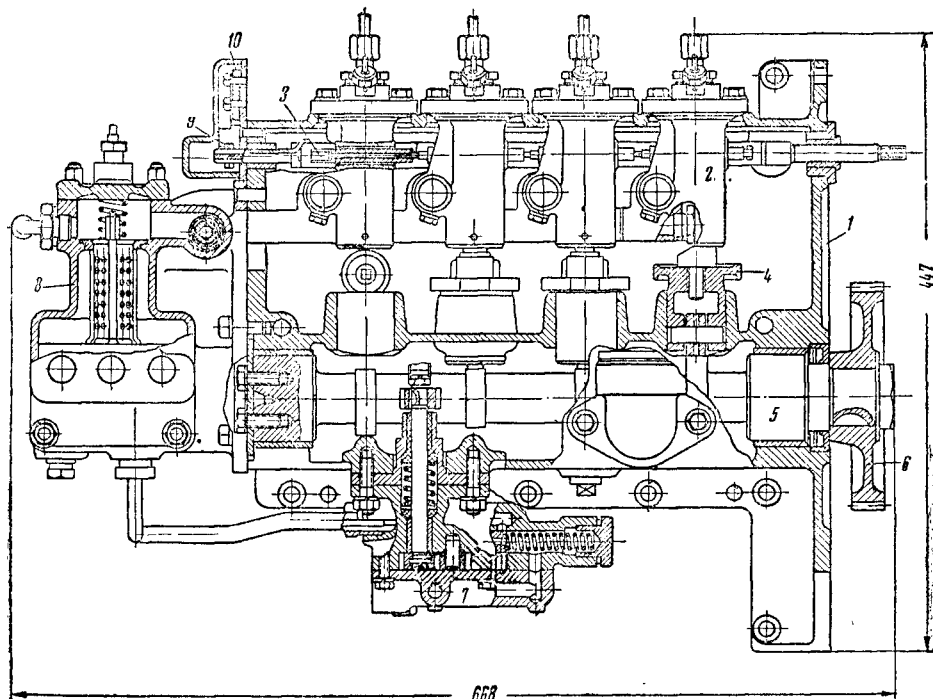
Поворачивая плунжер, можно раньше или позже соединить нагнетательное пространство насоса через канавку с впускным отверстием и тем изменить конец подачи.

Для транспортных двигателей, работающих с большим диапазоном скоростного режима, помимо регулировки количества подаваемого топлива в насосах с перепуском топ-

лива предусматривается также специальная регулировка начала подачи.

Такая регулировка необходима ввиду того, что на малом числе оборотов начало впрыскивания, оставаясь неизменным по углу поворота кривошипа, по времени происходит значительно раньше. В связи с этим при малом числе оборотов большая часть топлива может сгорать до прихода поршня в ВМТ и в результате этого в цилиндре могут развиваться высокие давления. Поэтому с уменьшением числа оборотов начало впрыскивания топлива регулируется на поздний момент — угол опе-

начало подачи и отсечка топлива. С уменьшением нагрузки двигателя начало впрыскивания переносится в точки A_2 , A_3 , а конец впрыскивания в точки B_2 , B_3 . Размер подачи будет соответствовать отрезкам h_2 , h_3 . При этом комбинированном регулировании для процесса впрыскивания используется только центральная часть хода плунжера с большой скоростью впрыскивания. Такое регулирование подачи топлива позволяет наилучшим образом согласовать период впрыскивания с нагрузкой и числом оборотов двигателя. Конструкция насоса с комбинированной



Фиг. 129. Топливный насос ЧТЗ

режения впрыскивания уменьшается, наоборот, с увеличением числа оборотов угол опережения впрыскивания делается большим.

Для транспортных двигателей высокого сжатия, работающих с переменным числом оборотов, возможна также схема регулирования насоса с изменением начала подачи, но с постоянным моментом отсечки топлива (фиг. 126, II). Как видно из диаграммы, конец впрыскивания (точка B) здесь остаётся неизменным, а начало впрыскивания (точка A) в соответствии с нагрузкой двигателя переносится. На диаграмме последовательное перемещение точек A_1 , A_2 , A_3 соответствует уменьшению нагрузки с полезной частью хода плунжера h_1 , h_2 , h_3 .

В этом случае при уменьшении нагрузки и одновременно уменьшении числа оборотов начало подачи приближается к мёртвой точке и процесс сгорания топлива более правильно располагается по времени, в результате чего в цилиндре двигателя не будет чрезмерно повышаться давление на малых оборотах.

По третьему способу регулирования (фиг. 126, III) одновременно изменяются и

схемой регулирования сложна и поэтому применяется сравнительно редко.

Преимуществом всех рассмотренных схем регулировки насосов перепуском топлива является прекращение подачи топлива при больших скоростях плунжера до прихода его в ВМТ. В этом случае отсечка происходит быстро при больших скоростях впрыскивания и поэтому в этих насосах не наблюдается явления подтекания, свойственного насосам с полным рабочим ходом плунжера.

Ниже рассматриваются конструкции некоторых типичных топливных насосов, применяемых в быстроходных двигателях высокого сжатия.

На фиг. 129 изображён насос ЧТЗ. Насос представляет собой чугунный корпус 1, разделённый горизонтальной перегородкой на две части. В верхней половине помещаются четыре насосные секции 2. Регулирующие рейки насоса объединяются тягой 3. Нижняя часть корпуса является картером кулачкового валика 5. В горизонтальной перегородке сделаны приливы, в отверстиях которых помещаются алюминиевые толкатели 4. Кулачко-

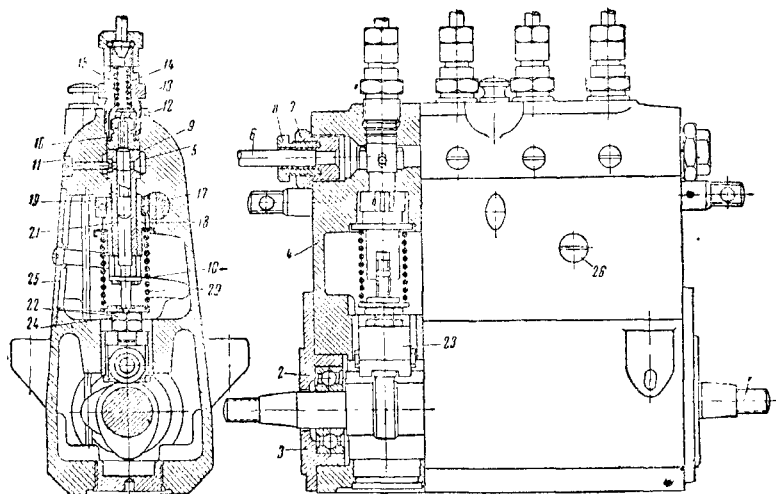
вый валик 5 получает вращение через шестерню 6. Кулачковый валик с четырьмя кулачками вращается в двух бронзовых втулках. От продольного перемещения валик удерживается упорной стальной шайбой. На переднем конце вала напрессована на шпонке шестерня 6. От кулачкового валика движение передается толкателям, в бобышках которых запрессована ось ролика. На корпусе насоса установлены вспомогательные узлы — подкачивающий шестерёнчатый насос 7 и фильтр 8.

Так как насосная секция может быть снята отдельно, то регулирующая рейка должна

Поворотное устройство выполнено так же, как у ЧТЗ, и отличается только тем, что рейка не составная, а сплошная.

Рейка 17 соединяется с поворотной втулкой 18, вверху которой помещается съёмный зубчатый сектор 19. Роликовый толкатель 23 имеет регулировочный болт 24 с контргайкой для регулирования момента начала подачи, а также пружину 20, которая заключена между шайбами 21 и 22.

Насос ЧТЗ имеет вспомогательный подкачивающий шестерёнчатый насос. Подкачивающий насос ККАЗ, в отличие от ЧТЗ,—



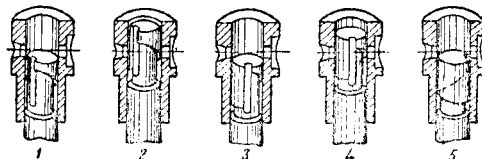
Фиг. 130. Топливный насос ККАЗ

иметь приспособление для одинаковой установки подачи топлива всеми секциями. Ограничитель 9 регулирует максимальную подачу топлива, а корректор 10 обеспечивает необходимую характеристику насоса. Все рейки отдельных насосных секций после их установки соединяются общей тягой с двумя упорными закалёнными кулачками. Движение тяги передается сразу всем рейкам. Каждый топливный насос снабжается нагнетательным клапаном, разобщающим рабочую полость насосного элемента от нагнетательного трубопровода.

На фиг. 130 изображён четырёхплунжерный насос ККАЗ. Кулачковый валик насоса 7 снабжён на концах резьбой и насадочными конусами. В зависимости от расположения на двигателе соединительная муфта между топливным насосом и приводом может быть установлена с любого конца. Кулачковый валик вращается в двух шарикоподшипниках магнетного типа 2, запрессованных в крышках 3. В верхней части корпуса топливного насоса проходит топливная камера 5, которая заполняется топливом, подводимым к насосу по трубке 6, закрепляемой гайкой 7 и контргайкой 8. В зависимости от числа цилиндров в корпусе топливного насоса делаются выточки для установки насосных элементов: втулок 9, плунжеров 10, стопорных винтов 11, гвёзд нагнетательных клапанов 12 с клапанами 13 и пружинной 14. Весь насосный элемент крепится в корпусе штуцером 15 через медную прокладку 16.

поршневой. В корпусе насоса сделана крышка 25, которая удерживается винтами 26 и предназначена для обеспечения доступа к элементам насоса.

В насосах ЧТЗ регулировка равномерности подачи осуществляется перемещением рейки секции, что вызывает поворот плунжера данной секции в гильзе. В насосе ККАЗ это осуществляется поворотом ослабленного шестерёнчатого венца той или другой гильзы плунжера с одновременным перемещением всей рейки насоса, что, после закрепления



Фиг. 131. Принцип действия и регулировка насоса ККАЗ

шестерёнчатого венца данной секции и передвижения всей рейки в первоначальное положение вызывает поворот плунжера в гильзе.

Принцип действия насоса и его регулировка становятся понятными из фиг. 131.

При нижнем положении плунжера (положение 1) оба средних отверстия, соединяющих цилиндр со всасывающей камерой, открыты и пространство над плунжером заполнено топливом.

В начале хода плунжера вверх небольшое количество топлива перегоняется обратно во

всасывающую камеру до тех пор, пока плунжер не закроет оба средних отверстия.

С этого момента начинается подача топлива через нагнетательный клапан и трубопровод в форсунку соответствующего цилиндра двигателя.

Таким образом, подача топлива всегда начинается в один и тот же момент, когда плунжер при ходе вверх своей верхней кромкой перекроет оба средних отверстия, конец же подачи определяется нижней косой кромкой плунжера.

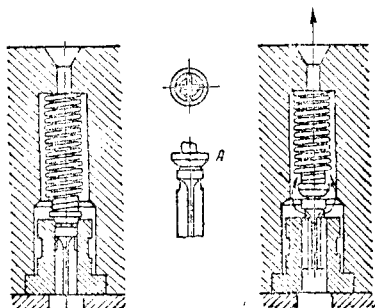
Как только косая кромка плунжера поминется настолько, что правое отверстие откроется, то посредством вертикальной канавки на левой стороне плунжера нагнетательное пространство над плунжером сообщается со всасывающей камерой и подача топлива прекращается (положение 2).

Положения 1 и 2 на фиг. 131 соответствуют максимальной подаче топлива насосом. Для уменьшения подаваемого количества топлива необходимо повернуть плунжер вправо, что, как уже указывалось выше, производится продвижением регулирующей тяги.

Положения 3 и 4 на фиг. 131 соответствуют средней подаче топлива. При этом положении плунжера, при ходе его вверх нагнетательное пространство раньше соединяется со всасывающей камерой и, следовательно, подача топлива в цилиндр уменьшается.

Нулевая подача насоса соответствует положению 5 на фиг. 131. При этом положении плунжера вертикальная канавка на нём сообщена всё время с правым отверстием, благодаря чему топливо вовсе не подаётся в цилиндр.

На фиг. 132 изображён нагнетательный клапан насоса. Этот клапан, кроме разобщения напорного трубопровода от цилиндра насоса после окончания подачи, обеспечивает разгрузку напорного трубопровода.



Фиг. 132. Нагнетательный клапан в насосе ККАЗ

Разгрузка необходима для того, чтобы достичь быстрой посадки форсуночной иглы и тем самым избежать последующего подтекания топлива из форсунки в камеру сгорания.

Клапан имеет внизу длинный цилиндрический хвостовик и короткую цилиндрическую часть А, точно пригнанную к каналу седла. К цилиндрической части сверху примыкает коническая часть клапана. При окончании подачи топлива нагнетательный клапан садится на своё седло. При этом сначала в ка-

нал седла опускается цилиндрическая часть А, которая сейчас же разъединяет топливный напорный трубопровод от пространства цилиндра насоса. При дальнейшем опускании клапана на своё седло объём трубопровода с топливом увеличивается, благодаря чему давление быстро падает, форсунка закрывается и образование балластной капли затрудняется.

Форсунки

Форсунки бескомпрессорных двигателей высокого сжатия служат для непосредственного впрыскивания топлива в цилиндр двигателя, распыливания топлива на мелкие части и распределения его внутри камеры сжатия.

Все существующие форсунки можно разделить на открытые и закрытые.

Открытые форсунки. В открытых форсунках внутреннее пространство форсунки всё время соединено с камерой сгорания, никаких запирающих устройств у них не имеется.

Требуемое для распыливания давление топлива обеспечивается одним лишь гидравлическим сопротивлением в выходных отверстиях сопла. Изменяя размеры отверстий сопла, можно изменить величину давления топлива и тем самым получить требуемое качество распыливания.

На фиг. 133 представлена одна из конструкций открытых форсунок.

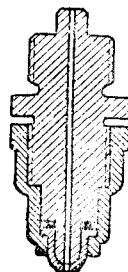
Конструктивно открытые форсунки весьма просты.

Основное преимущество открытых форсунок — в отсутствии подвижных запорных деталей. Однако отсутствие иглы, запирающей топливную линию после окончания впрыскивания, вызывает в связи со сжимаемостью топлива подтекание. Последнее усиливается за счёт колебаний столба жидкости во впрыскивающей системе. Как уже отмечалось ранее, открытая форсунка работает неудовлетворительно при переменном режиме двигателя. На малых оборотах двигателя резко понижается давление впрыскивания, вследствие чего сильно ухудшается качество распыливания топлива.

В настоящее время открытые форсунки, несмотря на их простоту, применяются редко. Большею частью на бескомпрессорных двигателях высокого сжатия стоят закрытые форсунки.

Закрытые форсунки. У закрытых форсунок топливная линия между насосом и выходным отверстием форсунки перекрыта иглой. К своему седлу форсунка прижата сильной пружиной, подъём иглы производится автоматически давлением топлива.

Регулированием затяжки пружины обеспечивается подъём иглы при давлении, необходимом для хорошего распыливания топлива. В момент открытия иглы давление топлива действует на кольцевую поверхность, внешний диаметр которой равен диаметру стержня иглы, а внутренний — диаметру наконечника иглы.

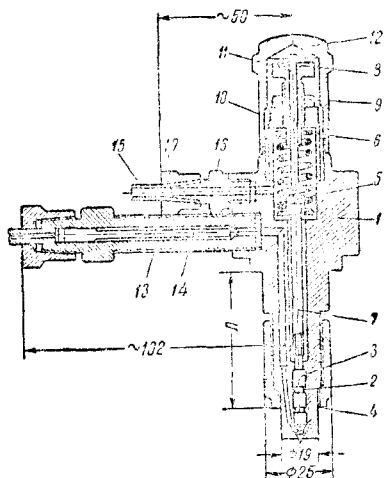


Фиг. 133. Открытая форсунка

После открытия иглы давление распространяется на всю площадь стержня иглы и, следовательно, давление, необходимое для удержания иглы в открытом виде, ниже, чем для её открытия.

На фиг. 134 представлена конструкция закрытой форсунки ККАЗ со съёмным игольчатым распылителем.

К корпусу форсунки 1 крепятся сверху детали, управляющие работой иглы распылителя: снизу — распылитель сбоку — штуцеры для топлива. Распылитель 2 с иглой 3 укрепляется в корпусе гайкой 4. Сверху игла распылителя нагружена пружиной 5, нахо-



Фиг. 134. Закрытая форсунка ККАЗ

дящейся между двумя шайбами 6 и 7. Шайба 7 составляет одно целое со стержнем, непосредственно соприкасающимся с иглой распылителя.

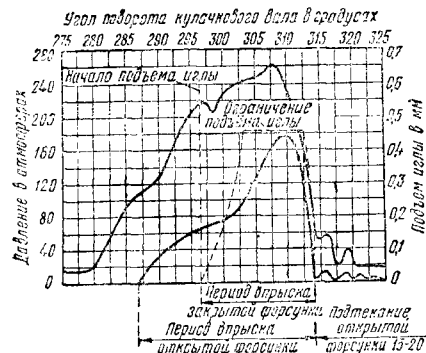
Натяжение пружины регулируется болтом 8; он закрепляется контргайкой 9 в стакане пружины 16. Для контроля работы иглы распылителя имеется стержень 11, который иногда выводится наружу колпака 12. Топливо подводится к форсунке по штуцеру 13, в котором находится целевой фильтр 14. Просочившееся через неплотности распылителя топливо отводится из форсунки по трубке 15, закреплённой на штуцере 16 гайкой 17.

Основным преимуществом закрытых форсунок является отсутствие подтекания и хорошее распыливание топлива в первые периоды впрыскивания, так как игла открывается только при достижении в нагнетательной системе расчётного давления.

Разница в работе открытой и закрытой форсунок иллюстрируется диаграммой на фиг. 135, у открытой форсунки давление впрыскивания нарастает постепенно и достигает максимума вблизи окончания подачи. После отсечки топлива давление резко падает, но процесс впрыскивания ещё продолжается некоторый период времени вследствие колебаний давления в нагнетательном трубопроводе.

У закрытой форсунки давление начала впрыскивания составляет около 220 ат, а закрытие иглы начинается при 140 ат и заканчивается при 40 ат. Колебания давления

в нагнетательной системе при закрытых форсунках после закрытия иглы происходят так же, как и при открытых форсунках, однако они недостаточны для открытия иглы. Поэтому подтекания топлива в закрытых форсунках не происходит.



Фиг. 135. Диаграмма работы закрытой и открытой форсунок

Процесс впрыскивания у закрытой форсунки происходит всё время при высоких давлениях топлива, и это обеспечивает хорошее качество распыливания на протяжении всей подачи.

КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

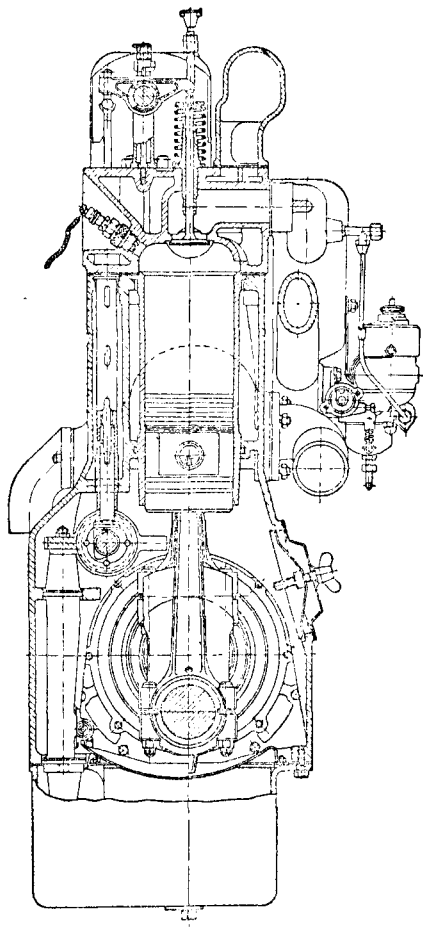
Нефтяные двигатели (калоризаторные). Двигатели с калоризатором строятся почти исключительно двухтактного типа с картерной продувкой. Двигатели устаревшей конструкции работают с пониженным сжатием по циклу быстрого сгорания. Более современные двигатели имеют повышенное сжатие, и горение топлива совершается в них по смешанному циклу. Топливом для двигателей этого типа служит нефть или моторное топливо. Двигатели с калоризатором имеют низкое сжатие, которое не обеспечивает создания высокой температуры в цилиндре, необходимой для самовоспламенения топлива. Для обеспечения воспламенения горючего необходимо искусственное приспособление. Таким устройством служит чугунный или стальной калоризатор (калильная головка), обычно имеющий форму шара, отлитый заодно с крышкой цилиндра или укрепленный на ней на шпильках.

Внутренняя полость калоризатора соединяется с цилиндром каналами. Для возможности пуска двигателя в ход калоризатор нагревается снаружи до вишнево-красного каления. Нефть, вытекающая из форсунки, ударяется о раскалённые стенки калоризатора и испаряется, а затем воспламеняется и быстро сгорает почти при полном объёме цилиндра. В двигателях с калоризаторами воздух, необходимый для продувки и зарядки цилиндра, обычно подаётся из картера, служащего продувочным насосом двигателя.

Карбюраторные двигатели. Карбюраторные двигатели являются основными типами двигателей в автотракторной промышленности и авиации.

На фиг. 136 представлен поперечный разрез четырёхтактного карбюраторного двигателя СТЗ мощностью $N_e = 30$ л. с. при $n = 1100$ об/мин.

Блок отлит из серого чугуна; нижняя половина блока является верхней частью картера, в ней устанавливается коленчатый вал цилиндра. Цилиндры выполнены в виде стальных гильз. Головка цилиндров отъёмная. Снизу к блоку крепится масляный насос.

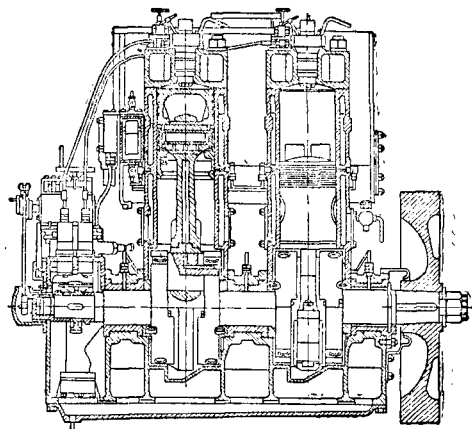


Фиг. 136. Поперечный разрез двигателя СТЗ

Коленчатый вал вращается в двух шариковых подшипниках, которые вставлены в гнезда, закреплённые в стенках блока. Поршни из серого чугуна. Шатуны двутаврового сечения. Нижняя крышка отъёмная, крепится четырьмя болтами. Распределительный вал вращается в трёх бронзовых втулках, закреплённых в блоке. С левой стороны двигателя имеется карбюратор, охлаждение термосифонное, состоит из водяной рубашки двигателя, радиатора, соединительных труб и вентилятора.

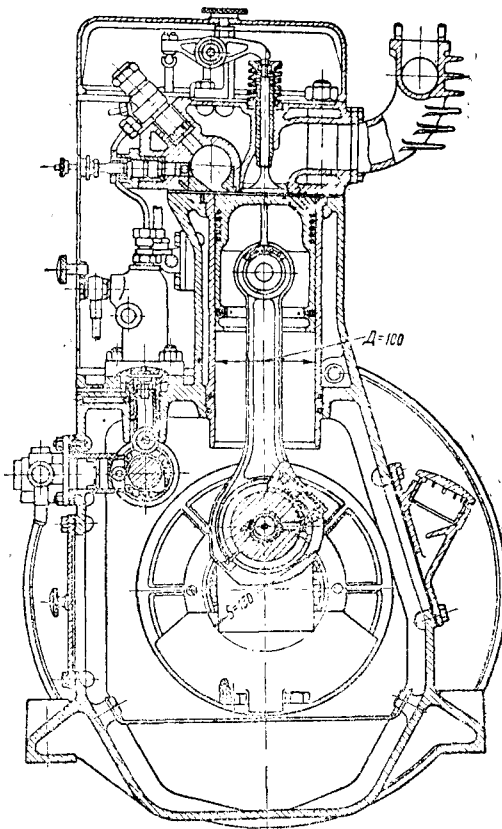
Масло подаётся насосом в главную магистраль, откуда вливается в корытце картера. Смазка двигателя осуществляется разбрызгиванием из корытца.

Шатунные подшипники и верхние головки шатунов смазываются через отверстия в головках шатунов.



Фиг. 137. Продольный разрез двигателя 2Д $\frac{16}{20}$

Двигатели высокого сжатия с самовоспламенением топлива. Двигатели высокого

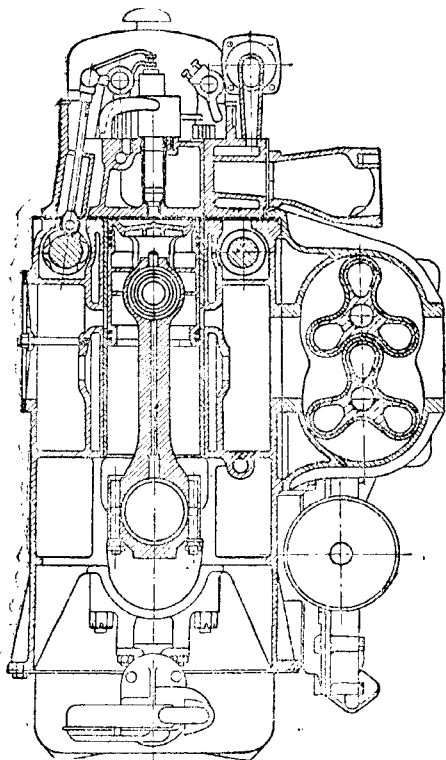


Фиг. 138. Продольный разрез двигателя 2Ч $\frac{100}{130}$

сжатия применяются в стационарных и судовых установках, в автотракторной промышленности и в авиации.

В настоящее время строят только бескомпрессорные двигатели высокого сжатия.

На фиг. 137 представлен продольный разрез стационарного двухтактного двигателя высокого сжатия $2Д\frac{16}{20}$ мощностью 30 л. с. при $n = 690$ об/мин.



Фиг. 139. Поперечный разрез двигателя $2Ч\frac{100}{130}$

Остов двигателя чугунный. Рабочие цилиндры выполнены в виде отдельных стоек и крепятся к фундаментной раме шпильками.

Коленчатый вал цельнокованый с противовесами. Шатун круглого сечения с отъемной нижней головкой. Поршень чугунный.

На коленчатом валу установлены кулачковые шайбы топливных насосов и распределители пускового газа.

Топливные насосы установлены отдельно на каждый цилиндр. Форсунка закрытого типа с одним отверстием подает топливо в форкамеру. Давление распыливания 95—105 ат.

На фиг. 138, 139 представлен поперечный разрез четырехтактного быстроходного двигателя высокого сжатия $2Ч\frac{100}{130}$. Картер дви-

гателя шатунного типа. В блок вставляются мокрые гильзы цилиндра. Двигатель имеет вихревую камеру сгорания.

Распределительный вал установлен на двух шариковых опорах и выполнен заодно с топливными и распределительными кулачками. Поршень чугунный. Шатун двутаврового сечения, с разъемом нижней головки под углом 45°. Нижняя крышка шатуна крепится в его теле двумя болтами с резьбой.

Коленчатый вал устанавливается на двух роликоподшипниках. На щеках установлено по одному противовесу. Смазка: циркуляционная под давлением для шатунных подшипников; все остальные места смазываются разбрызгиванием; охлаждение водяное.

В двухтактном автомобильном двигателе высокого сжатия Д-5 мощностью 110 л. с. при $n = 2000$ об/мин. цилиндры и стенки отлиты заодно в один блок. Гильза вставная, сухая. Поршень из ковкого чугуна. Шатун двутаврового сечения. Верхняя головка имеет палец с игольчатым подшипником. Коленчатый вал откован заодно с противовесами. Имеются дополнительные противовесы на контровале и распределительном вале для уравнивания сил инерции возвратнодвижущихся масс.

Каждый цилиндр имеет отдельную насосфорсунку. Смазка циркуляционная под давлением; охлаждение—по замкнутой системе—регулируется термостатом. Пуск осуществляется электростартером.

ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

ГЕНЕРАТОРНЫЙ ГАЗ

Из искусственных газов наибольшее применение в стационарных и транспортных двигателях внутреннего сгорания получил генераторный газ.

В зависимости от взаимного направления движения потоков воздуха (газа) и топлива различают следующие способы получения генераторного газа: прямой, обратный и горизонтальный (поперечный).

Прямой способ газификации (фиг. 140, а): воздух 7 поступает под колосниковую решетку, на которой располагается слой шлака 1 и поднимается вверх. Над шлаковой подушкой происходит горение топлива, эта зона 2 называется зоной горения, здесь происходит практически полное расходование кислорода, сопровождающееся энергичным выделением тепла ($C + O_2 = CO_2 + 97\,200$ ккал/моль),

вследствие чего вышележащие слои топлива прогреваются.

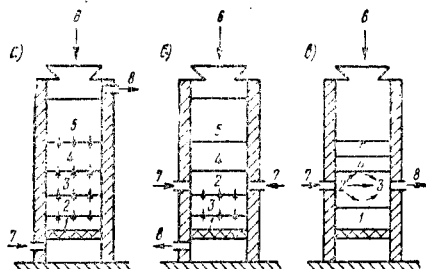
Газ, в котором преобладает двуокись углерода (углекислота CO_2), подымаясь вверх и встречая на своём пути раскалённый углерод топлива, вступает с последним в реакцию восстановления ($CO_2 + C = 2CO - 38\,766$ ккал/моль).

Эта зона 3 называется зоной восстановления, над которой располагаются зоны сухой перегонки 4 и подсушки 5.

Подача топлива 6 и отбор газа 8 осуществляются сверху. В зонах горения и восстановления в результате реакции водяного пара с углеродом топлива, а также вследствие диссоциации влаги топлива и дутья образуется водород H_2 и окись углерода CO .

В генераторах обратного дутья (фиг. 140, б) дутьё 7 подаётся в средней части слоя топлива, а газ 8 отбирается снизу. В генераторах гори-

горизонтального дутья (фиг. 140, в) подвод воздуха 7 и отвод газа 8 осуществляются с противоположных сторон шахты генератора, поперечно перемещающемуся слою топлива. Зона горения 2 и восстановления 3 располагаются по направлению дутьевого потока. В газогенераторах обратного и горизонтального дутья, так же как и в генераторах прямого дутья, зоны сухой перегонки 4 и подсушки 5 располагаются в верхней части рабочей шахты газогенератора, но в отличие от генераторов прямого дутья газ не пронизывает эти зоны, и процесс под-



Фиг. 140. Схема газификации твёрдых топлив

готовки топлива осуществляется менее интенсивно.

Качество газа зависит от физико-химических свойств газифицируемого топлива (состав, механическая и термическая стойкость, температура плавления золы, активность, реактивность), состава и скорости дутья, температуры в рабочих зонах топлива, конструкции генератора.

Горючими компонентами генераторного газа являются CO ; H_2 ; CH_4 и тяжёлые углеводороды C_nH_m , которые присутствуют в генераторном газе в долях процента. Балластом являются CO_2 и N_2 . В зависимости от содержания в топливе серы часть последней при газификации переходит в H_2S , SO_2 и SO_3 . Присутствие в газе серных и сернистых соединений, при некоторых условиях, может вызвать коррозию рабочих агрегатов установки (очистители, трубопроводы, смесительные устройства двигателя).

Таблица 40

Теоретически необходимое количество кислорода и воздуха для сжигания различных компонентов генераторного газа

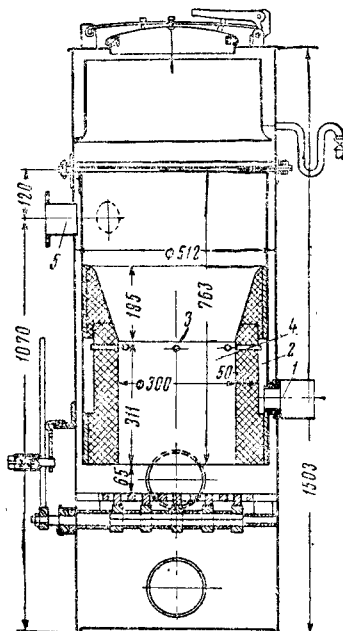
Компоненты	CO	H_2	CH_4	O_2	CO_2	N_2
Параметры						
Молекулярный вес	28	2	16	32	44	28
Количество кислорода, необходимое для полного сжигания 1 м ³	0,5	0,5	2,0	—	—	—
Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 м ³	2,38	2,38	9,52	—	—	—
Высшая теплотворная способность 1 м ³ газа при 0°C и 760 мм ккал/м ³	3 035	3 050	9 530	—	—	—
Низшая теплотворная способность газа в ккал/м ³	3 035	2 570	8 570	—	—	—

Количество кислорода воздуха (в м³), теоретически необходимого для сжигания отдельных компонентов газа, и тепловые эффекты реакций их сжигания приведены в табл. 40.

ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

В энергетике железнодорожного транспорта получили применение газогенераторные установки типов Т20-1, Т20-2, БГ-5, БГ-6, Т-24 (для антрацита, бурых углей и дров) конструкции Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ЦНИИ МПС), Ростовского института инженеров транспорта (РИИЖТ) и газогенераторы Г-2 завода «Двигатель революции». В автомобильном и мотовозном парке применяются также газогенераторы автотранспортного типа для древесных чурок.

На фиг. 141 показан газогенератор обратного дутья производительностью до 100 м³ газа в час — тип Т20-1 для бурых углей и древесных чурок. Воздух поступает через футорку 1 во внутренний фурменный пояс 2, где подогревается за счёт тепла топливника, далее через шесть фурм 3 поступает во внут-

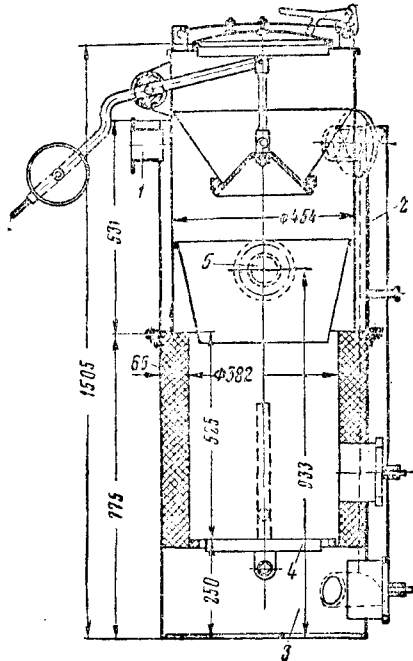


Фиг. 141. Газогенератор Т21-1 для бурых углей и древесных чурок

реннюю рабочую часть топливника 4, который выложен тесаным огнеупорным кирпичом или изготовлен из огнеупорного металла. Воздух, проходя слой топлива, направляется вниз, газ отбирается с надколосникового пространства и, поднимаясь вверх между внутренней и наружной обечайками, охлаждается. Таким образом, часть тепла газ отдаёт топливу, подготавливая его к горению. Из газогенератора газ выходит через патрубок 5.

Как показала практика, в газогенераторе Т20-1 удовлетворительно газифицируется

топливо с повышенной влажностью (до 40%), что облегчается наличием в верхней части бункера конденсатоуловителя 6, в котором скапливается избыточная влага, удаляемая через U-образный патрубок — гидравлический затвор. Газогенератор Т20-1 предназначен для газификации бурого угля, угольных и торфяных брикетов и древесных чурок. В случае газификации топлива с высоким содержанием летучих (дрова, торф), в целях очистки газа от смолистых веществ путём сжигания их в рабочей камере, топливник генератора выкладывается таким образом, что внутренний диаметр его доводится до 120 мм¹.



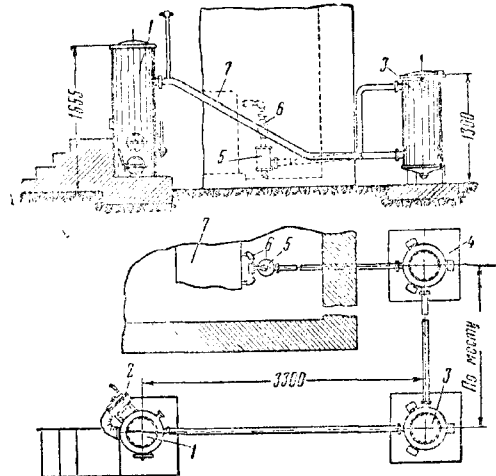
Фиг. 142. Газогенератор Т20-2 для антрацита

Для газификации антрацита применяется газогенератор Т20-2 с прямым дутьём (фиг. 142). Воздух, идущий на газификацию, по патрубку 1 поступает в пароводяную рубашку, увлажняется парами воды и по трубе 2 направляется в зольник 3 под колосниковую решётку 4. Далее паровоздушная смесь через слой топлива поднимается вверх. Генераторный газ отбирается в верхней части через патрубок 5.

Газогенераторы типа Т20-1 и Т20-2 применяются на электростанциях и других силовых установках, оборудованных двигателями мощностью до 50 л. с.

На фиг. 143 представлено рекомендуемое размещение и примерные расстояния между отдельными агрегатами. Газогенераторная установка состоит из газогенератора 1, вентилятора розжига 2, двух сухих очистителей газа — грубого 3 и тонкого 4, сборника конден-

сата 5, смесителя газа с воздухом 6 и двигателя 7. Поверхность очистителей и трубопроводов достаточна для охлаждения газа от 400—450° до 50—60°С (при температуре наружного воздуха +20°С). Для двигателей мощностью более 100—150 л. с. на железнодорожном транспорте применяются механизированные газогенераторы РИИЖТ (табл. 41) и завода «Двигатель революции».



Фиг. 143. Размещение газогенераторной установки

Основные узлы механизированного газогенератора РИИЖТ (фиг. 144), предназначенного для газификации антрацита, следующие: 1—рабочая шахта; 2 — пароводяная рубашка; 3 — загрузочная коробка; 4 — ко-

Таблица 41
Расчётная характеристика газогенератора РИИЖТ

Наименование	Показатели
Топливо	Донецкий антрацит 20 мм
Размер кусков	14 %
Предельное содержание мелочи (меньше 6 мм)	12 %
Содержание золы в рабочем топливе	6 580 ккал/кг
Теплотворная способность топлива, рабочая низшая	135 кг/м ³ час
Весовая форсировка, напряжение сечения шахты генератора (среднее)	165—190 кг/час
Часовая производительность (по топливу)	55—60°С
Температура паровоздушной смеси	2,84 м ³ /кг
Расход воздуха на 1 кг топлива	850 мм
Высота слоя топлива: для АС, АМ	1 050 "
для АК	4 м ³ /кг
Выход газа из 1 кг топлива	660—760 м ³ /час
Часовая производительность по газу	1 150 ккал/м ³
Теплотворная способность газа, низшая	100 мм вод.ст.
Сопротивление газогенератора в рабочем состоянии	200 кг/час
Расход воды с учётом продувки пароводяной рубашки	70%
Коэффициент полезного действия газогенераторной установки, считая по низшим теплотворным способностям газа и воздуха	

¹ Рабочие чертежи газогенераторов Т20-1, Т20-2, БГ-5 и БГ-6 опубликованы в альбомах газогенераторных установок для электростанций стационарных двигателей мощностью от 30 до 75 л. с. моторов и автодрезин. Трансжелдориздат, 1944, 1945, 1946 гг.

Таблица 42а

Характеристика двухтактных газовых двигателей

Характеристика	Единицы измерения	Двигатель высокого сжатия (жидкое топливо)	Газовый двигатель (топливо-генераторный или природный газ)
Диаметр цилиндра	мм	355,6	355,6
Ход поршня	»	355,6	355,6
Число оборотов	об/мин.	333	333
Мощность цилиндра	л. с.	100	100
Давление:			
сжатия в рабочих цилиндрах	ати	30—31	10—11
вспышки	»	55—56	20—23
воздуха для запуска двигателя	»	13—17	13—17
Начало подачи топлива в градусах перед верхней мёртвой точкой (ВМТ)	—	8	—
Зажигание в рабочих цилиндрах в градусах до ВМТ	—	—	25
Открытие воздушных пусковых клапанов в градусах после ВМТ	—	—	5
Открытие газового клапана в градусах после НМТ	—	—	50
Зазор между поршнем и головкой цилиндра	мм	4	—
Давление смазочного масла	ати	2	2
Температура масла:			
на входе в двигатель	°C	49	49
на выходе из двигателя	°C	57	57
Температура охлаждающей воды:			
на входе в двигатель при открытой системе охлаждения	°C	38	45
на выходе из двигателя при открытой системе охлаждения	°C	44	51
Температура выпуска	°C	240—250	275—300
Ограничитель (отсекатель) скорости устанавливается для двигателя:			
двухцилиндрового	об/мин.	375	350
трёхцилиндрового	»	375	375
Выключатель перегрева воды выключает двигатель при температуре	°C	82	—
Порядок вспышек в рабочих цилиндрах:			
в двухцилиндровом двигателе	—	1—2	1—2
в трёхцилиндровом двигателе	—	1—3—2	1—3—2

Рабочие цилиндры четырёхцилиндрового двигателя 4ГЧ $\frac{26}{38}$ отлиты в одном блоке, двух-

цилиндрового двигателя 2ГЧ $\frac{26}{38}$ — в виде

отдельных стоек. Каждый цилиндр имеет отдельную крышку в которой размещены впускной, выпускной, пусковой — предохранительный клапаны и свечи.

Пуск двигателей осуществляется сжатым воздухом (максимальное давление 16 ати, минимальное — 5 ати). В двигателе 4ГЧ $\frac{26}{38}$

пусковые клапаны имеются на двух цилиндрах, у двигателя 2ГЧ $\frac{26}{38}$ — на одном.

На железнодорожном транспорте применяются двухтактные газовые двигатели (табл. 42а).

Эти двигатели могут работать в качестве обычного двигателя высокого сжатия на жидком топливе и, после соответствующего переоборудования, предусмотренного конструкцией, — на генераторном или природном газе.

Переоборудование двигателя высокого сжатия с самовоспламенением в газовый двигатель производится путём:

а) замены поршней и головок рабочих цилиндров и распределительного кулачкового вала;

б) дополнительной установки: компрессорного цилиндра для сжатия газа, клапанов для впуска газа в цилиндры, коромысла с толкателями для открытия газовых впускных клапанов рабочих цилиндров, уравнительного бака (ёмкости) для газа, запальных свечей, газорегулирующего клапана, магнето, ручного смазочного насоса и бака масла для смазки впускных клапанов;

в) устраняются: топливные насосы и форсунки, нефтепровод и вспомогательный насос, подающий топливо к топливным насосам, фильтры горючего и выключатель подачи жидкого топлива при повышении температуры охлаждающей воды.

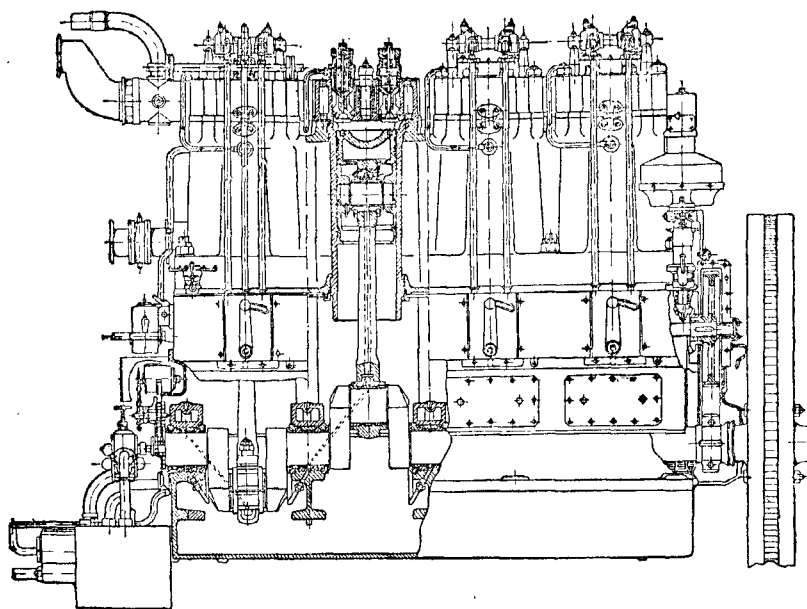
Таблица 43

Характеристика газовых двигателей ГЧ $\frac{26}{38}$

Наименование	2ГЧ $\frac{26}{38}$	4ГЧ $\frac{26}{38}$
Заводское обозначение . . .	2ВГЧ $\frac{26}{38}$	4В $\frac{26}{38}$
Род газа	Генераторный (дрова)	
Мощность э. л. с.	70	140
Число об/мин.	375	375
Диаметр цилиндра в мм . . .	260	260
Ход поршня в мм	380	380
Число цилиндров	2	4
Степень сжатия	9,3	9
Расход дров (+ 10%) кг/э. л. с.-час	1,15	1,1
Степень неравномерности . .	1/110	1/250

Длительная эксплуатация газовых двигателей, особенно двигателей отечественного производства (заводы «Двигатель революции»,

и цилиндрической группы и всего двигателя между ремонтами, безотказность в работе, снижение затрат на ремонт в силу отсутствия топ-



Фиг. 148. Продольный разрез двигателя 4ГЧ $\frac{26}{38}$

«Имени 25 октября»), показала их высокое качество и надёжность в работе. По сравнению с аналогичными дизелями газовые двигатели имеют следующие преимущества: значительное удлинение срока службы поршневой

ливной аппаратуры, более совершенное сгорание, следовательно, уменьшение нагарообразования в цилиндрах, на клапанных седлах и клапанах, уменьшение загрязнения картера и др.

ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Современные поршневые двигатели внутреннего сгорания обладают к. п. д. порядка 25—35%; значительное дальнейшее увеличение мощности двигателя внутреннего сгорания сопровождается соответствующим увеличением веса и габаритов двигателя.

В этом отношении газовые турбины обладают рядом преимуществ.

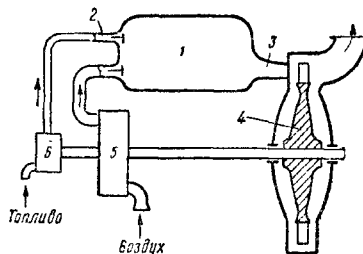
В газовой турбине можно осуществить цикл с более полным расширением газов и тем самым обеспечить больший термический к. п. д. В камерах сгорания газовых турбин можно использовать для сжигания различные сорта топлив. Газовые турбины, вследствие наличия только ротативно движущихся частей, могут работать при больших числах оборотов.

В настоящее время особенно широкое применение газовая турбина получила в качестве двигателя для привода компрессора в авиационных реактивных двигателях (турбореактивные двигатели). В ближайшие годы следует ожидать дальнейшего развития газовых турбин и внедрения их в различные отрасли народного хозяйства. К числу причин, затрудняющих развитие газовых турбин, следует отнести необходимость работы лопаток рабочего колеса турбины при высоких температурах газа, проходящего по лопаткам, и необходимость иметь компрессор с высоким коэффициентом полезного действия.

Современные газовые турбины могут работать с температурой газа перед турбиной 600—700° С (авиационные до 800—850° С).

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Принципиальная схема газовой турбины изображена на фиг. 149.

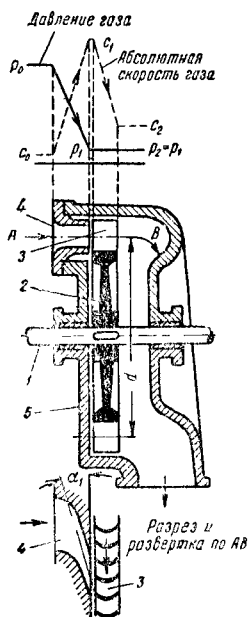


Фиг. 149. Схема газовой турбины

В камере сгорания 1 происходит сгорание топлива, подаваемого через форсунку 2. Продукты сгорания расширяются в направляющем аппарате 3 и, поступая на лопатки газовой турбины 4, производят механическую работу.

Воздух, необходимый для горения, подаётся в камеру сгорания при помощи компрессора 5, сидящего на одном валу с турбиной. Топливо подаётся в камеру сгорания при помощи топливного насоса 6.

Общая схема преобразования теплоты в работу заключается в следующем.



Фиг. 150. Схема одноступенчатой активной турбины

Диск 2, сидящий на валу 1, имеет по периферии рабочие лопатки 3. Продукты сгорания, проходя сопло 4 (их может быть несколько штук), расширяются в нём от начального давления P_0 до конечного давления P_1 , теоретически равного или большего, чем давление окружающей среды P_2 . Отработавшие газы через газосборник 5 удаляются наружу.

При расширении газа и понижении давления скорость его возрастает от начального давления C_0 до конечного C_1 , и следовательно, часть потенциальной энергии газа превращается в кинетическую. Для случая адиабатического расширения газа это увеличение кинетической энергии вытекающей струи газа будет равно соответствующему понижению теплосодержания i :

$$i_0 - i_1 = \frac{A}{2g} (c_1^2 - c_0^2), \quad (1)$$

где $i_0 - i_1$ представляет собой разность на-

чального и конечного теплосодержаний газа (в кал/кг).

Для случая, когда начальная скорость газа равна нулю ($c_0 = 0$), можно написать:

$$c_1 = 91,5 \sqrt{i_0 - i_1} \text{ (м/сек)}. \quad (2)$$

Описанный принцип действия газовой турбины характеризует так называемый активный тип турбины, у которой преобразование потенциальной энергии в кинетическую осуществляется только в неподвижных соплах. Давление же газа при прохождении лопатки не меняется.

Отличительным признаком реактивной турбины является преобразование потенциальной энергии в кинетическую не только в соплах, но и на рабочих лопатках. При этом давление газа непрерывно уменьшается и в соплах и в лопатках турбины. Благодаря тому, что относительная скорость движения газа по лопаткам турбины возрастает при вытекании газа из лопаток, создается добавочный импульс на рабочее колесо турбины, который и определяет собой «реактивное» воздействие газа на лопатки (см. «Реактивные паровые турбины»).

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ГАЗОВЫХ ТУРБИН

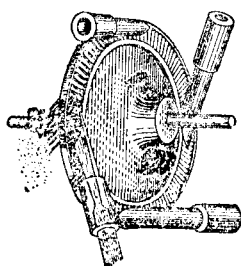
В современных газотурбинных установках камеры сгорания должны работать с очень высоким тепловым напряжением порядка 10^8 ккал/м²час. Поэтому главное значение в организации эффективного рабочего процесса газовой турбины имеет процесс сгорания топлива в соответствующих камерах сгорания, представляющих собой один из важнейших элементов газовой турбины.

Необходимо, чтобы сгорание топлива полностью завершилось перед сопловым аппаратом турбины, так как в противном случае пламя будет попадать на лопатки турбины и разрушать их. Наиболее надёжное и устойчивое сгорание получается при небольших коэффициентах избытка воздуха, близких к единице. Однако продукты сгорания при этом обладают температурой, превышающей допустимую температуру, определяемую из условий термической стойкости лопаток турбины. Поэтому в современных камерах сгорания осуществляется двухступенчатый подвод воздуха. Первичный воздух входит в зону горения через кольцевые отверстия, которые помещены в передней части камеры и снабжены форсунками. Вторичный воздух поступает через дополнительные отверстия в конце камеры, примешивается к продуктам сгорания и понижает их температуру до требуемых пределов (порядка 700°С).

В настоящее время можно произвести классификацию камер сгорания газовых турбин, исходя из количества камер.

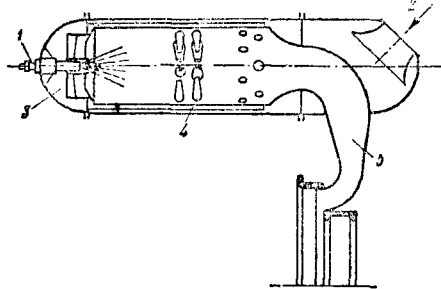
К первой группе камер сгорания относятся кольцевые камеры сгорания. В этом случае двигатели имеют одну общую кольцевую камеру, расположенную в кольцевом пространстве между компрессором и турбиной.

Ко второй группе относятся отдельные трубчатые камеры. В этом случае двигатель снабжается несколькими отдельными каме-



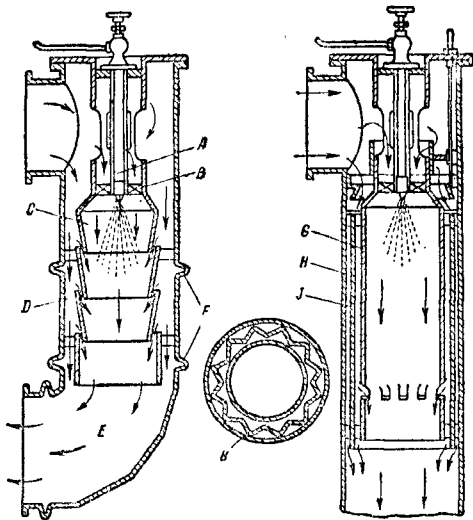
Фиг. 151. Сопло и диск активной турбины

рами, которые вписываются в кольцевое пространство между компрессором и турбиной. Преимущество кольцевых камер заключается в том, что они по сравнению с отдельными камерами имеют меньший вес и габариты.



Фиг. 152. Трубчатая камера сгорания противоточного типа: 1—форсунка; 2—вход воздуха; 3—завихряющие лопатки; 4—насадки; 5—выход газов

Преимуществом отдельных камер является то, что создание и доводка таких сравнительно малых камер представляет собой значительно более простую задачу. По направлению газозвдушного тракта индивидуальные камеры сгорания разделяются на прямоточные и противоточные.



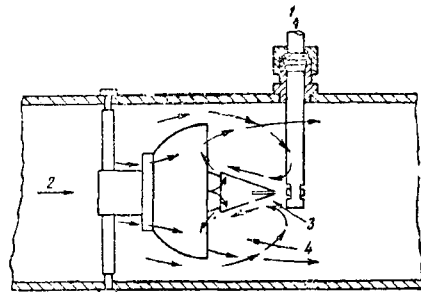
Фиг. 153. Камеры сгорания прямоточного типа: А—топливная форсунка; В—завихритель воздуха; С—внутренняя камера (левая); D—наружный кожух (левой камеры); E—камера смешения; F—компенсатор; G—внутренняя камера (правая); H—наружный кожух (правой камеры); I—промежуточная перегородка; К—гофрированная перегородка

На фиг. 152 представлена схема индивидуальной камеры сгорания газовой турбины противоточного типа, в которой подача жидкого топлива осуществляется путём распыливания через форсунку 1, а воздух на входе в пространство сгорания поворачивается на 180° . Первичная зона горения с высокой температурой отделена от зоны смешения, в которой происходит процесс смешения вто-

ричного воздуха с продуктами сгорания первой зоны.

Вторичный воздух подаётся главным образом через отверстия в стенке огневой камеры, но для обеспечения лучшего проникновения воздуха некоторое количество его вводится через трубчатые насадки 4, направленные радиально.

На фиг. 153 показаны камеры сгорания прямоточного типа, в которых для создания наиболее благоприятного состава смеси в области начального горения пространство сгорания разделено на две части: предкамеру и камеру перемешивания.



Фиг. 154. Экран для стабилизации пламени в сильном воздушном потоке: 1—подача топлива; 2—направление воздушного потока; 3—направление струи топлива; 4—зона противотока

Такое разделение объясняется сравнительно невысокими температурами, допускаемыми газовой турбиной.

Общий коэффициент избытка воздуха α в современных газовых турбинах получается в пределах $3,5 \div 4,5$. Такая бедная смесь плохо горит, создавая неустойчивый режим горения. Поэтому в предкамеру направляется только часть всего воздуха с тем, чтобы обеспечить устойчивое сгорание при $\alpha \approx 1$.

Остальной воздух, используемый для охлаждения отдельных элементов камеры сгорания, подаётся в камеру перемешивания, где происходит некоторое догорание смеси и понижение температуры до величины, гарантирующей стойкость лопаток турбины.

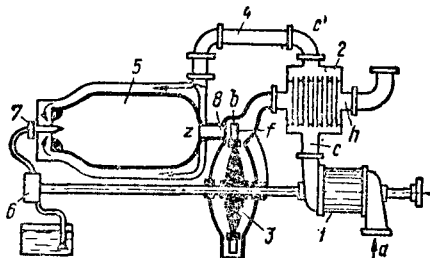
На фиг. 154 показана система камеры сгорания, в которой применены комбинация впрыскивания топлива против направления движения газового потока и поступление воздуха с периферии. В этой системе некоторое количество воздуха поступает и через щели, имеющиеся в центральном конусе для снабжения кислородом зоны воспламенения. Подобная система камеры сгорания обеспечивает стабилизацию процесса сгорания.

ТУРБИНЫ С ПОСТОЯННЫМ ДАВЛЕНИЕМ СГОРАНИЯ

Схема турбины с постоянным давлением сгорания изображена на фиг. 155.

Компрессор 1, приводимый в движение газовой турбиной, подаёт воздух в регенератор 2, в котором происходит подогрев воздуха отходящими из турбины газами. Из регенератора воздух по трубе 4 поступает в камеру сгорания 5. Топливо подаётся в камеру сгорания через форсунку 7 насосом 6, сидящим

на валу турбины. Продукты сгорания расширяются в направляющем аппарате 8 и после этого попадают на рабочие лопатки 3 газовой турбины. По выходе из турбины газы проходят через регенератор и уходят в выхлоп.



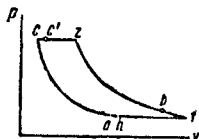
Фиг. 155. Схема газовой турбины с постоянным давлением сгорания

Рабочий процесс рассмотренной установки показан диаграммой в координатах Pv (фиг. 156). Соответствующие точки на фиг. 155 и 156 обозначены одинаковыми буквами.

В компрессоре поступает воздух из атмосферы (состояние a). Сжатие воздуха в компрессоре в идеальном случае происходит по адиабате ac . Процесс нагревания сжатого воздуха в регенераторе изображается линией $c's'$, идущей почти при постоянном давлении.

В камере сгорания происходит сгорание подаваемого топлива, причём подача топлива регулируется так, что процесс идёт при постоянном давлении (линия $c'z$).

Из камеры сгорания газы поступают в сопло 8, в котором происходит адиабатическое расширение почти до атмосферного давления (точка b). При отсутствии трения в рабочих лопатках состояние газа по выходе из лопаток совпадает с точкой b . Практически же при наличии трения газ, проходя через лопатки, несколько нагревается и поэтому увеличивается в объёме при неизменном давлении (точка f).



Фиг. 156. Рабочий процесс газовой турбины со сгоранием при $P = \text{const}$

Линия fh соответствует процессу охлаждения газов в регенераторе. Теоретически при охлаждении газов до температуры окружающей среды точка h совпадает с точкой a . В действительности газы при состоянии h всегда имеют более высокую температуру, чем при состоянии a , и поэтому точка h лежит несколько правее точки a .

При отсутствии регенератора отдача тепла по линии fa идёт в окружающую среду. Кроме того, в этом случае будет отсутствовать процесс нагревания воздуха cc' .

Как видно, идеальным циклом газотурбинной установки является цикл при $P = \text{const}$.

ТУРБИНЫ С ПОСТОЯННЫМ ОБЪЁМОМ СГОРАНИЯ

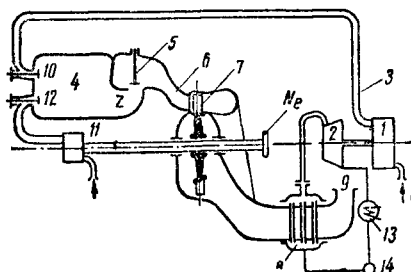
Схема турбины с постоянным объёмом сгорания показана на фиг. 157.

Компрессор 1 приводится в движение паровой турбиной 2, питающейся водяным паром

из парообразователя 8, который обогревается газами, покидающими газовую турбину 7. Выхлоп газов в атмосферу после парообразователя происходит через выхлопную трубу 9.

Воздух, сжатый в компрессоре, по трубе 3 поступает в камеру сгорания 4 через управляемый клапан 10.

Подача топлива производится насосом 11 через управляемый клапан 12 или через форсунку.



Фиг. 157. Схема газовой турбины с постоянным объёмом сгорания

Зажигание смеси в камере осуществляется при помощи электрической свечи. В момент вспышки клапаны 5, 10 и 12 закрыты, и поэтому в камере происходит сгорание топлива при постоянном объёме, т. е. с повышением давления. Благодаря увеличению давления в камере открывается сопловой клапан 5 и продукты сгорания через канал 6 поступают на рабочие лопатки газовой турбины 7. Производя работу в рабочем колесе турбины, газы направляются в парообразователь и затем через выхлопную турбину выбрасываются в атмосферу.

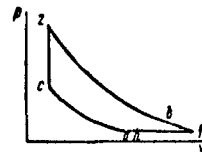
Водяной пар, поступающий из парообразователя в паровую турбину 2, идёт в конденсатор 13, из которого образовавшийся конденсат насосом 14 подаётся обратно в парообразователь.

Открытие клапанов 10 и 12 и закрытие соплового клапана 5 производится при помощи распределительного золотника, который в зависимости от регулировки может работать с разными числами оборотов.

Рабочий процесс рассмотренной установки в Pv координатах показан на фиг. 158.

Состояние a соответствует параметрам воздуха в окружающей среде. В компрессоре происходит сжатие воздуха по линии ac ($P_c \approx 3-4 \text{ атм}$). Линия cz соответствует сгоранию в камере при постоянном объёме ($P_z \approx 14-15 \text{ атм}$). После открытия клапана 5 происходит расширение газов до состояния b . Рабочий процесс в лопатках турбины (активной) идёт по линии bf при постоянном давлении.

Увеличение объёма газа по выходе из лопаток является результатом нагревания газа за счёт трения в лопатках. При отсутствии трения точки b и f совпадают.

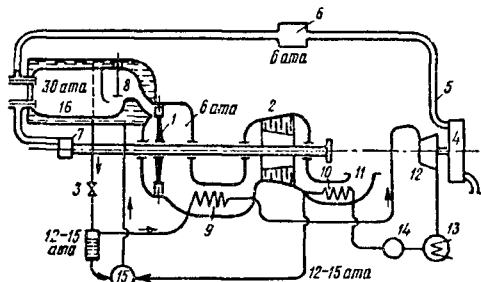


Фиг. 158. Рабочий процесс турбины со сгоранием при $v = \text{const}$

Газы, поступающие после турбины в паробразователь, охлаждаются почти при постоянном давлении по линии fh и выбрасываются в атмосферу с состоянием h . При охлаждении газов в паробразователе до первоначальной температуры точка h должна совпадать с точкой a .

ТУРБИНЫ СМЕШАННОГО ТИПА

Схема турбины смешанного типа показана на фиг. 159. Компрессор 4 приводится в движение отдельной паровой турбиной 12. Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор 13, откуда насосом 14 конденсат подаётся



Фиг. 159. Схема газовой турбины смешанного типа

в подогреватель 10, помещённый в выхлопной трубе 11. Из подогревателя вода с давлением 12—15 ата накачивается насосом 15 в рубашку камеры сгорания 6. В последней происходит подогрев воды до температуры 270—300° С при давлении 40 ата. Так как полученная температура выше температуры кипения при взятом давлении, то рубашка камеры является перегревателем воды. Из рубашки камеры вода проходит через дроссельный клапан 3, в котором происходит дросселирование воды с 40 ата до давления рабочего пара в 12—15 ата. Вследствие падения давления перегретой воды происходят парообразование и образование влажного пара. Полученный пар перегревается в пароперегревателе 9 и затем поступает в турбину 12. Такова схема паровой части установки.

Воздух, сжимаемый компрессором 4 до 6 ата, по трубе 5 через ресивер подаётся в камеру сгорания 6. В эту же камеру через другой клапан или форсунку насосом 7, приводимым в движение газовой турбиной, подаётся топливо. Сгорание в камере 6 происходит при постоянном объёме, в результате чего давление поднимается до 30 ата.

После открытия соплового клапана 8 продукты сгорания расширяются в канале b и затем поступают на рабочие лопатки однодисковой газовой турбины 1. По выходе из газовой турбины 1 газы имеют давление, равное давлению в ресивере, т. е. 6 ата. Такое же давление устанавливается и в камере сгорания. Под влиянием давления воздуха в ресивере воздушный клапан снова открывается, происходит продувка камеры при давлении 6 ата и заполнение её воздухом и топливом для осуществления следующего процесса сгорания.

Газы, отработавшие в турбине 1 при давлении 6 ата, отдают часть тепла паропере-

гревателю 9 и поступают на рабочие лопатки второй газовой турбины 2. Последняя представляет собой многоступенчатую турбину постоянного давления, причём турбина может быть осуществлена или как активная турбина или как реактивная.

Газы, выходящие из второй турбины, проходят через подогреватель 10 и затем выбрасываются через выхлопную трубу в атмосферу.

В отношении температур многоступенчатая турбина находится в благоприятных условиях, так как газы, поступающие на первые рабочие лопатки после перегревателя, имеют температуру порядка 450° С. Что же касается однодисковой турбины 1, то она должна, как и в предыдущих случаях, работать в условиях высоких температур, разрушающих лопатки колеса.

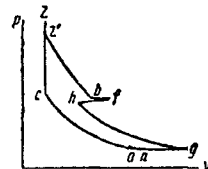
Рабочий процесс газотурбинной установки смешанного типа изображён на фиг. 160.

В компрессоре воздух сжимается по линии ac . Линия cz соответствует процессу сгорания смеси в камере сгорания. Отдача тепла газам воде, заполняющей рубашку камеры сгорания для получения необходимого количества пара, происходит при постоянном объёме (линия zz'). Газы, выходящие из камеры сгорания, расширяются в сопле по линии $z'b$ и затем несколько подогреваются при постоянном давлении при движении через рабочие лопатки турбины 1 за счёт трения (линия bf). При прохождении газов после турбины через перегреватель 9 происходит охлаждение газов по линии fh с некоторым понижением давления.

Расширение газов в турбине 2 происходит по линии hg , при построении которой учитывается небольшой нагрев газа за счёт трения на лопатках.

Охлаждение газов в подогревателе 10 идёт по линии gp . При охлаждении газов до первоначальной температуры точка p совпадает с точкой a .

Преимуществом турбины смешанного типа по сравнению с турбиной $v = \text{const}$ является, во-первых, более устойчивая работа компрессора и, во-вторых, меньшие скорости истечения из сопла турбины. Компрессор при работе по схеме турбин смешанного типа имеет всё время постоянное давление в нагнетательном трубопроводе. Второе преимущество является следствием меньших перепадов давления (5-кратное вместо 15-кратного), благодаря чему могут быть применены наимыгоднейшие отношения окружной скорости колеса к скорости газа и получены более высокие значения k . п. д.

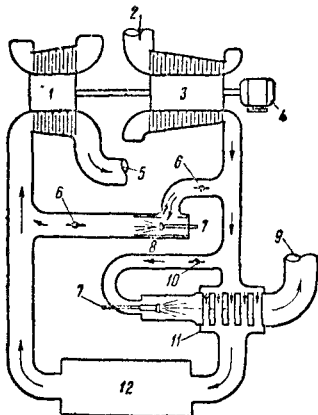


Фиг. 160. Рабочий процесс газовой турбины смешанного типа

ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

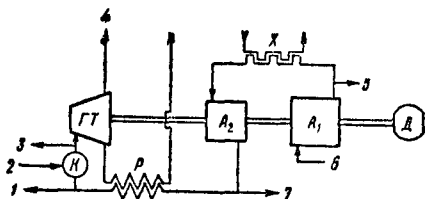
Газовые турбины как вспомогательные двигатели для наддува. В этом случае газовые турбины обычно выполняются по схеме, которая предусматривает специальное устройство для обеспечения последовательно-

сти работы отдельных цилиндров двигателя. Выхлопы из отдельных цилиндров разделены и направляются на турбинные лопатки независимо друг от друга. Подобная схема наиболее часто применяется в судовых, локомотивных и стационарных установках, температура выпускных газов которых $400 - 550^{\circ}\text{C}$.



Фиг. 161. Схема газотурбинной компрессорной установки для технологических нужд: 1—газовая турбина; 2—вход воздуха; 3—воздушный компрессор; 4—генератор небольшой мощности (он же пусковой мотор); 5—выпуск; 6—заслонки (открыты только при запуске); 7—подача топлива; 8—пусковая топочная камера; 9—дымовая труба; 10—заслонка; 11—теплообменник с отдельной топкой; 12—технологическая аппаратура

Газовые турбины в промышленности. За последнее десятилетие нашли себе применение двигательные установки с газовыми турбинами на заводах нефтепергонной и химической промышленности.

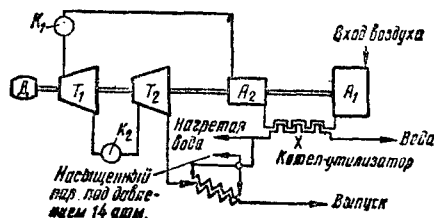


Фиг. 162. Схема установки газовой турбины промышленного применения; А₁—воздушный компрессор низкого давления; А₂—воздушный компрессор высокого давления; ГТ—газовая турбина; К—камера сгорания; Р—регенератор; Х—промежуточный холодильник; Д—генератор; 1—отбор воздуха при $3,5 - 7 \text{ кг/см}^2$ $150 - 300^{\circ}\text{C}$; 2—подача жидкого или газообразного топлива; 3—отбор продуктов сгорания при $3,5 - 7 \text{ кг/см}^2$ и 650°C ; 4—выпускные газы для промышленного использования или для пропускания через регенератор; 5—отбор воздуха при промежуточном давлении; 6—вход воздуха; 7—отбор воздуха при $3,5 - 7 \text{ кг/см}^2$ и $100 - 200^{\circ}\text{C}$

На фиг. 161 показана схема газотурбинной компрессора. Энергия для привода компрессора вырабатывается за счёт отходящих продуктов технологического процесса. Мощность газовой турбины получается при этом большей, чем мощность, потребляемая компрессором, так что излишек мощности используется для получения электроэнергии в небольшом генераторе, сидящем на валу турбины.

Из представленной схемы видно, что обычная камера сгорания используется только для запуска установки. После окончания пускового периода газовая турбина переходит полностью на работу за счёт тепла, получаемого из теплообменника и от химического процесса.

На фиг. 162 представлена схема газотурбинной установки, которая может быть применена в различных отраслях промышленности и в местностях, где имеется дешёвый природный газ. Другая схема изображена на фиг. 163 и представляет собой схему газотурбинной установки большой экономичности. Эта схема может применяться для парового отопления



Фиг. 163. Промышленная установка с газовой турбиной и котлом-утилизатором: А₁—воздушный компрессор низкого давления; А₂—воздушный компрессор высокого давления; Т₁—газовая турбина высокого давления; Т₂—газовая турбина низкого давления; К₁ и К₂—камеры сгорания; Х—промежуточный холодильник; Д—генератор

промышленных зданий, а также в установках с отдачей пара на производство и для получения электроэнергии. В схеме предусмотрены два компрессора с промежуточным холодильником между ними. Вода, проходя через холодильник, не выбрасывается, а используется для промышленного применения в качестве питательной воды для котла-утилизатора.

Газовые турбины на транспорте. За последние годы газовая турбина получила широкое распространение в качестве первичного двигателя в различных видах современного транспорта—судового, железнодорожного, авиационного.

Для судового транспорта было предложено много различных схем газотурбинных установок.

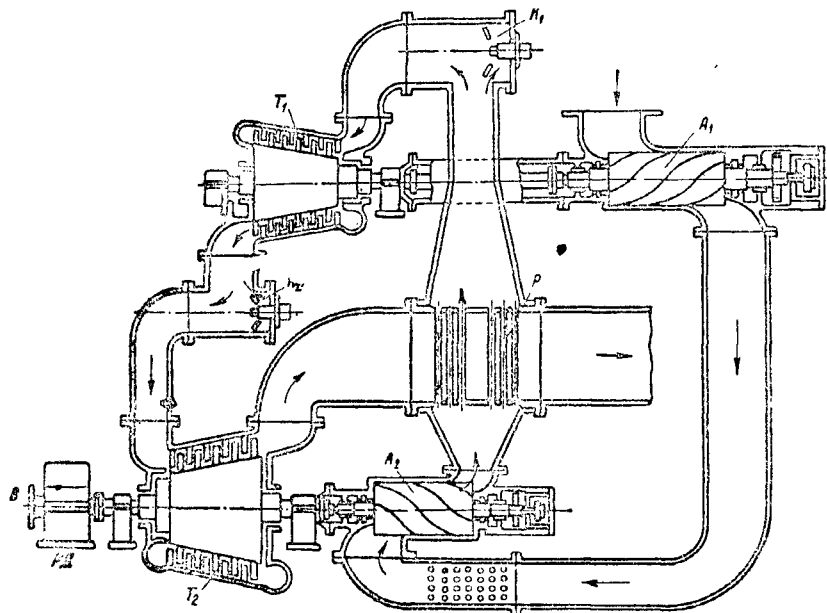
На фиг. 164 представлена схема с установкой реактивных турбин высокого и низкого давления с промежуточным подогревом газа и компрессорами объёмного типа. Регулирование двухвальной схемы осуществляется путём воздействия на количество циркулирующего воздуха, а не на температуру перед турбинами. Компрессор низкого давления не связан с главным валом и может работать с любым числом оборотов. Число оборотов главного приводного вала регулируется в зависимости от режима хода судна. Кривая к. п. д. установки, работающей по данной схеме, показана на фиг. 165.

С 1941 г. на железных дорогах начали применяться локомотивы с газотурбинными двигателями. Мощность газотурбовоза составляет примерно 2 200 л. с. (на валу главного генератора). Электрическая передача обычного типа состоит из тяговых моторов постоянного тока и генератора.

На фиг. 166 показана схема установки и управления газотурбинным локомотивом.

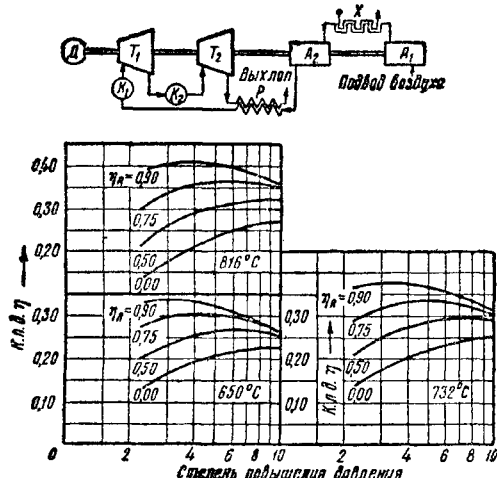
Перспективность газовой турбины в качестве стационарного и тягового двигателя железнодорожного транспорта определяется её специфическими особенностями.

Мощность поршневого двигателя, как известно, зависит от теплового заряда, введённого в цилиндр. Тепловой заряд при прочих равных условиях будет тем больше, чем выше



Фиг. 164. Схема газотурбинной установки для судов: A_1 —воздушный компрессор низкого давления; A_2 —воздушный компрессор высокого давления; X —промежуточный холодильник с водяным охлаждением; P —регенератор; K_1 —камера сгорания высокого давления; T_1 —газовая турбина высокого давления; K_2 —камера сгорания низкого давления; T_2 —газовая турбина низкого давления; B —гребной винт; $PД$ —редуктор

Для железнодорожного транспорта существенным является возможность использования в двигателях местных твёрдых топлив.



Фиг. 165. К. п. д. цикла η с двумя турбинами, промежуточным холодильником и двумя компрессорами: A_1 —воздушный компрессор низкого давления; A_2 —воздушный компрессор высокого давления; T_1 —газовая турбина высокого давления; T_2 —газовая турбина низкого давления; K_1 и K_2 —камеры сгорания; $Г$ —генератор; P —регенератор; X —промежуточный холодильник

Применение твёрдых топлив в поршневых двигателях осуществляется путём предварительной газификации этих топлив.

теплотворная способность газа и чем больше его удельный вес. Следовательно, оборудуя газогенераторной установкой поршневой двигатель, необходимо организовать такой процесс газификации топлива, при котором возможно большая часть химической энергии топлива может быть преобразована в теплоту.

Кроме того, необходимо обеспечить возможно более глубокое охлаждение газа.

Для газовой турбины, на лопатках которой в качестве рабочего тела используется смесь воздуха и продуктов горения, принципиально безразлично, каким путём получена эта смесь. В этом случае теплотворная способность топливовоздушной смеси перестаёт быть решающим фактором, уступая своё значение теплосодержанию продуктов сгорания.

Следовательно, если для нормальной работы поршневого двигателя необходимы надёжная конструкция газогенератора, сортированное топливо и квалифицированное обслуживание, то газовая турбина с одинаковым успехом будет работать совместно с газогенератором, полугазовой, двухступенчатой или обычной топкой, не предъявляя специальных требований к топливу.

Термодинамический расчёт показывает, что, если принять отношение максимальных и минимальных температур цикла $\theta = 4$, что соответствует максимальной температуре 877°C , степень повышения давления $\lambda = 9$, степень регенерации $\phi = 0,7$, внутренний относительный к. п. д. турбины $\eta_{01} = 0,85$ и компрессора $\eta_k = 0,84$, то индикаторный к. п. д. газотурбинной установки для двух-

ступенчатого сжатия и расширения будет равен

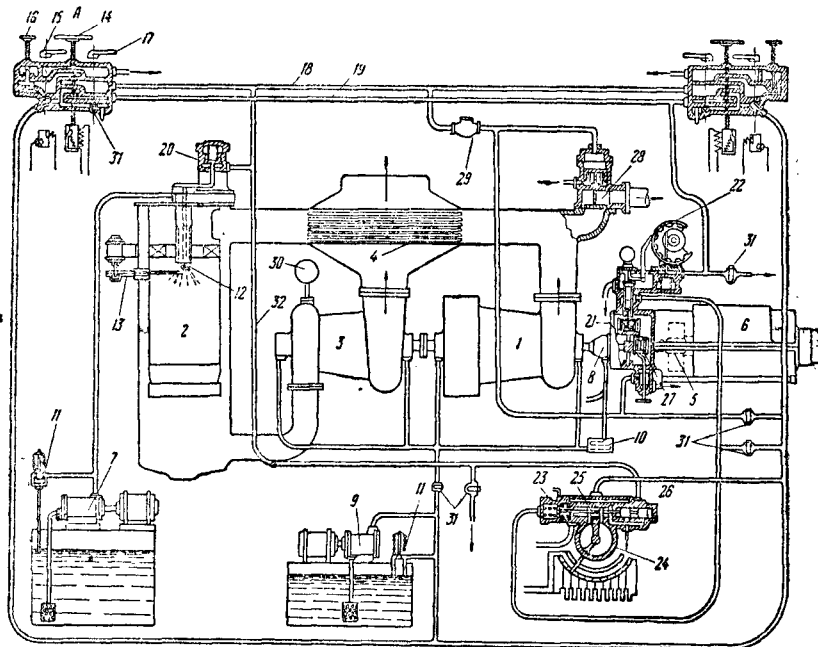
$$\eta_c = 0,363.$$

Принимая к. п. д. электрической передачи с учётом механического к. п. д. турбины и компрессора $\eta_m = 0,82$ и к. п. д. топки $\eta_m = 0,92$, можно оценить ожидаемый полный к. п. д. газотурбинного локомотива $\eta_e = 27,4\%$.

лением его из камеры сгорания на лопатки турбины и др.).

Особенно широкое распространение за последние годы получили газовые турбины в авиации при установке их на самолёты в сочетании с реактивными двигателями (турбореактивные двигатели).

Турбореактивный двигатель с кольцевой камерой состоит из семиступенчатого осевого компрессора, кольцевой камеры сгорания,



Фиг. 166. Схема управления газотурбинной установки: А и В пульты машиниста (по одному с каждого конца локомотива); 1—компрессор; 2—камера сгорания; 3—газовая турбина; 4—генератор; 5—редуктор; 6—генератор; 7—топливный насос; 8—масляный насос системы регулирования и смазки; 9—вспомогательный насос; 10—масляный холодильник; 11—ограничитель давления; 12—форсунка; 13—дистанционное зажигание; 14—маховик управления скоростным регулятором; 15—рукоятка для включения реверса; 16—маховичок регулятора; 17—рукоятка для повышения или понижения скорости вращения вхолостую (перед троганием); 18—труба масляного регулятора подачи топлива; 19—масляное регулирование скорости вращения; 20—регулятор подачи топлива; 21—регулятор скорости; 22—распределительный вал для изменения числа оборотов с поста машиниста (перемещает муфту регулятора 21); 23—гидравлическая передача регулирующих импульсов от регулятора 21 на жидкостный реостат; 24—жидкостный реостат с поворотным клапаном; 25—регулирующий клапан для реостата 24; 26—регулирующий клапан для изменения количества топлива в процессе регулирования; 27—регулятор безопасности для предотвращения чрезмерных скоростей; 28—продувочный клапан; 29—обратный клапан; 30—предохранительный регулятор температуры; 31—масляные заслонки; 32—маслопровод системы регулирования подачи топлива

Применение твёрдого топлива в газотурбинных установках может быть осуществлено по трём схемам: а) газовая турбина работает на продуктах горения или газификации кускового твёрдого топлива, б) рабочим телом, расширяющимся на лопатках турбины, является воздух, который нагревается в специальном воздушном котле, в топке которого, как и в обычных паровых котлах, сжигается кусковое топливо, и в) в камере сгорания турбины сжигается угольная пыль.

В отличие от поршневых двигателей, использование пылевидного топлива в газовой турбине свободно от многих недостатков, присущих поршневым двигателям (отсутствие трущихся поверхностей, возможность предварительной очистки газа от золы перед поступ-

однотупенчатой осевой газовой турбины и реактивного сопла с регулируемым выходным сечением.

Осевой компрессор имеет семь вращающихся колёс, сидящих на одном валу, и восемь неподвижных направляющих аппаратов.

Передний конец вала компрессора опирается на строенный шарикоподшипник, одновременно воспринимающий и осевое усилие компрессора.

Задний конец вала опирается на роликоподшипник.

Сжатый в компрессоре воздух поступает в кольцевую камеру сгорания, в которую через 16 форсунок закрытого типа под давлением, по направлению потока воздуха, непрерывно подается топливо, воспламеняющееся от постоянного пламени в камере.

В камере сгорания имеются дополнительные шесть пусковых форсунок для подачи бензина. Зажигание бензина осуществляется двумя электрическими свечами. Сгорание топлива происходит при постоянном давлении.

Лопатки соплового аппарата и ротора турбины сделаны полыми для продувки через них охлаждающего воздуха.

Воздух для охлаждения лопаток и диска ротора отбирается за четвёртой ступенью компрессора.

Реактивное сопло имеет регулируемое выходное сечение. Изменение сечения производится передвижением конуса.

В полёте реактивное сопло и конус охлаждаются воздухом, поступающим в кожу сопла от встречного потока.

Средняя температура газов на входе в лопатки современных авиационных турбин порядка 700—850° С.

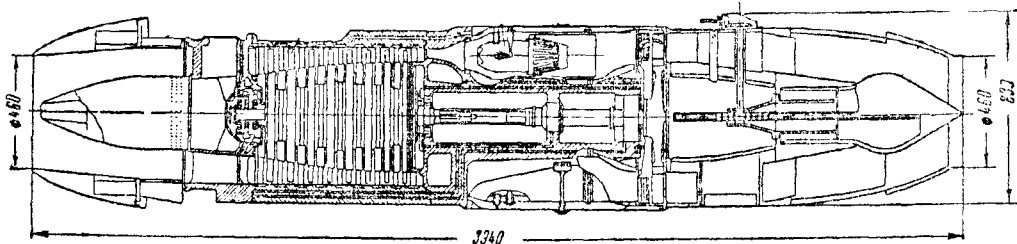
Основным топливом для авиационных турбореактивных двигателей служит керосин.

Сухой вес турбореактивных двигателей колеблется в пределах 670—870 кг.

Ориентировочное распределение веса современных турбореактивных двигателей в %:

Входное устройство	6
Компрессор	30
Камера сгорания	26
Турбина	14
Реактивное сопло	8
Агрегаты, оборудование и т. д.	16

Всего 100



Фиг. 167. Турбореактивный двигатель с индивидуальными камерами сгорания

Смазка двигателя осуществляется под давлением 6—7 ат. Масло из бака подаётся нагнетающей помпой через сетчатый фильтр и форсунки непосредственно к подшипникам вала двигателя.

Турбореактивный двигатель с индивидуальными камерами (фиг. 167) состоит из следующих основных элементов: восьмиступенчатого осевого компрессора, шести камер сгорания, одноступенчатой газовой турбины и регулируемого реактивного сопла.

Воздух засасывается двигателем из атмосферы и сжимается в компрессоре. Сжатый воздух поступает в камеры сгорания. Каждая камера сгорания снабжена одной форсункой, через которую впрыскивается топливо навстречу потоку воздуха. Воспламенение смеси в камерах сгорания при запуске производится от электрической свечи.

Горение происходит при постоянном давлении, которое является максимальным давлением рабочего цикла.

Изменение проходного сечения реактивного сопла, а следовательно и силы тяги, достигается передвижением конуса, перемещаемого автоматом вдоль оси реактивного сопла.

Стационарные газовые турбины имеют число оборотов порядка 3 500—5 500 об/мин. и оборудованы компрессорами, обеспечивающими степень повышения давления порядка 2,5—4. Мощность стационарных газовых турбин в настоящее время колеблется в пределах от 1 000 до 5 000 л. с. и выше. Авиационные газовые турбины в сочетании с реактивным принципом движения самолёта (турбореактивные двигатели) обладают 8 000—14 000 об/мин. и снабжены осевыми центробежными компрессорами, обеспечивающими степень повышения давления 3,5—4,5 ат. Расход воздуха через турбину составляет 20—60 кг/сек и выше.

Как видно, наибольший относительный вес имеют компрессор и затем камера сгорания. Очевидно с увеличением степени повышения давления и повышением температуры перед рабочим колесом турбины относительные веса компрессора и камеры должны увеличиться. Бурное развитие газотурбинного строения в авиации, создавшее уже значительный опыт по конструированию и производству газовых турбин, безусловно отразится на развитии этого типа теплового двигателя и в других отраслях техники. Поэтому в ближайшие годы следует ожидать дальнейшего развития газовых турбин и внедрения их в различные отрасли народного хозяйства.

Нормирование расхода топлива на двигатель или электростанцию в целом производится на 1 кВт-час выработанной энергии (на шинах или зажимах генератора).

НОРМИРОВАНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Нормируемый расход условного топлива определяется уравнениями:

для двигателя, работающего на жидком топливе:

$$b_H = 1,943 \frac{b_e}{\gamma_{пер} \gamma_{ген}} k_e k_H \text{ кг/квт-час;}$$

для двигателя, работающего на генераторном газе,

$$b_H = \frac{q_e}{5130} \frac{k_e k_H}{\gamma_{гз} \gamma_{пер} \gamma_{ген}} \text{ кг/квт-час,}$$

где $1,943 = 1,36 \frac{10\,000}{7\,000}$ — коэффициент пересчёта расхода жидкого топлива теп-

лотворной способностью 10 000 ккал/кг в условное топливо с теплотворной способностью 7 000 ккал/кг, отнесённый к мощности в кВт;

b_e —гарантийный удельный расход на 1 л. с.-час в кг натурального жидкого топлива с теплотворной способностью 10 000 ккал/кг при номинальной мощности двигателя (табл. 46, 47);

q_e —гарантийный удельный расход тепла газа (ккал./л.с.-час), подведённого к двигателю при номинальной нагрузке двигателя (табл. 48);

$$\frac{q_e}{5152} = \frac{q_e}{7000 \cdot 0,736} \text{ — удельный расход условного топлива в кг/квт-час;}$$

$\gamma_{пер}$ —к. п. д. передачи;

$\gamma_{ген}$ —к. п. д. генератора;

$\gamma_{гг}$ —к. п. д. газогенератора, который в среднем можно принимать 0,7—0,75;

k_e —коэффициент, учитывающий увеличение расхода топлива в эксплуатационных условиях по сравнению с парадными (периодический запуск, потери топли-

ва при его подготовке и др.), среднее значение которого приведено в табл. 44; k_H —поправочный коэффициент, учитывающий степень загрузки агрегата, средние значения которого приведены в табл. 45.

Таблица 44

Значение коэффициента k_e

Тип двигателя и вид топлива	k_e
<i>Жидкое топливо</i>	
Двигатели высокого сжатия	1,05
» калоризаторные	1,10
» карбюраторные	1,05
<i>Генераторный газ</i>	
Установки мощностью (в единице) до 100 л. с.: 16 час. работы в сутки	1,03
8 час. работы в сутки	1,10
Установки мощностью (в единице) свыше 100 л. с.: 16 час. работы в сутки	1,015
8 часов работы в сутки	1,03

Таблица 45

Значение коэффициента k_H , учитывающего увеличение удельного расхода топлива по сравнению с удельным расходом при номинальной нагрузке

Род первичного двигателя	Условия работы	Степень нагрузки по отношению к мощности генератора, соответствующая максимально длительной (номинальной) мощности первичного двигателя							Примечание
		0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
Двигатель высокого сжатия бескомпрессорный мощностью до 100 л. с.	Передача от двигателя к электрогенератору—ремень	1,28	1,17	1,10	1,05	1,02	1,00	1,00	Приведённые значения учитывают влияние холостого хода газогенератора
Двигатель высокого сжатия бескомпрессорный мощностью свыше 100 л. с.	Передача от двигателя к электрогенератору: ремень	1,22	1,15	1,08	1,04	1,02	1,00	1,00	
	муфта	1,22	1,13	1,07	1,03	1,01	1,00	1,00	
Двигатель высокого сжатия компрессорный мощностью 100 л. с.	Передача от двигателя к электрогенератору—ремень	1,38	1,19	1,09	1,02	1,00	1,00	1,00	
Калоризаторный двигатель (нефтянка)	То же	1,67	1,45	1,30	1,19	1,11	1,05	1,00	
Двигатель мощностью до 100 л. с. на генераторном газе из дров	» »	1,75	1,50	1,33	1,22	1,13	1,06	1,00	
То же на генераторном газе из антрацита и бурых углей	» »	1,81	1,54	1,36	1,23	1,14	1,06	1,00	
Двигатель мощностью свыше 100 л. с. на генераторном газе из дров	» »	1,57	1,38	1,25	1,16	1,10	1,04	1,00	
То же на генераторном газе из антрацита и бурых углей	» »	1,63	1,42	1,28	1,18	1,11	1,05	1,00	
Двигатель мощностью свыше 100 л. с. на генераторном газе из дров	Передача от двигателя к генератору—муфта	1,54	1,36	1,24	1,15	1,09	1,04	1,00	
То же на генераторном газе из антрацита и бурых углей	То же	1,61	1,40	1,27	1,17	1,10	1,05	1,00	

Для двигателей, не упомянутых в настоящей таблице, шкала поправочного коэффициента k_H устанавливается в каждом конкретном случае на основании характеристик двигателя и электрогенератора, с учётом способа передачи мощности от двигателя к электрогенератору.

Таблица 46
Гарантийный расход топлива двигателями внутреннего сгорания отечественных заводов

Завод-изготовитель	Тип двигателя	Мощность в л. с.	Число цилиндров	Число об/мин.	Расход топлива г/л. с. час
А. Калоризаторные двигатели (нефтянки)					
Двухтактные					
Им. Микояна	Модель 1929 г. «Пионер»	6	1	600	400
Им. Коминтерна	А	8	1	375	330
Ижорский-г. Колпино	ДВ-10; ДВП-10	10	1	650	320
Им. Кирова	2Д-15/16	20	2	350	230
Им. Микояна	«Силач»	20	2	750	295
«Сотрудник революции»	В	10	1	500	330
Ижорский	ДВ-12; ДВП-12	20	2	800	295
Им. Кирова	«Коммунист»	12	1	325	360
«Коммунист»	ТК-24	12	1	650	290
Им. Микояна	Модель 1929/30 ИН-15; Н-15;	24	2	650	290
«Коммунист»	НП-15	12	1	600	350
»	НС-15	15	1	650	295
»	НС-2×15	30	2	650	295
Ижорский	А	15	1	575	300
»	»	30	2	575	350
Им. Ленина (Воронеж)	В-17	17	1	300	300
Им. Кирова	«Красный прогресс»	18	1	300	420
«Красный двигатель»	ДГН-20	20	1	310	300
Им. Кирова	«Красный прогресс»	22	1	500	290
Им. Ленина	ВД-45	45	2	280	290
«Сотрудник революции»	«Силач»	24	1	350	300
Им. Микояна	Д 22/25	25	1	500	280
Им. Коминтерна	«Пионер»	25	1	275	290
»	А	50	2	275	290
Ижорский	ДВ-35	50	2	450	320
«Красный двигатель»	РД-40	35	1	400	290
Им. Дзержинского	«Силач»	40	1	225	315
«Сотрудник революции»	В-50	45	1	275	280
Им. Ленина	ВД-100	50	1	230	280
»	А	100	2	230	280
Ижорский	«Метеор»	200	4	350	300
Им. 25 Октября	»	50	1	240	336
»	»	75	1	230	336
Четырёхтактные					
Красное Сормово	Б-12	12	1	200	285
»	Б-40	40	1	250	285
Б. Двигатели высокого сжатия бескомпрессорные					
Двухтактные					
Им. Сталина	Л-1-25	25	1	430	205
»	2Д-25	50	2	430	205
»	СД2-25	50	2	430	205
«Красный пролетарий»	РМ-2-130	25	1	430	205
То же	РМ-130	50	2	430	210
Им. Сталина	2Д 19/32	70	2	430	215
»	3Д 19/32	105	3	430	215
»	4Д 19/32	140	4	420	215
Калужский машиностроительный з-д	Д4-007	140	4	430	215
«Русский дизель» и ХПЗ	2РК-30	100	2	300	220
То же	3РК-30	150	3	300	220
»	(3ДК-30)	200	4	300	220
»	4РК-30	200	4	300	220
»	(4ДК-30)	300	6	300	220
»	(6ДК-30)	300	6	300	220
«Русский дизель»	4ДР-24/38	240	4	375	200
»	6Д-29/50	650	6	375	195
Им. Дзержинского	1Д-26/30	45	1	430	220

Продолжение табл. 46

Завод-изготовитель	Тип двигателя	Мощность в л. с.	Число цилиндров	Число об/мин.	Расход топлива г/л. с. час
Четырёхтактные					
«Красное Сормово»	2БК-30	40	2	350	190
»	3БК-30	60	3	350	190
«Красный пролетарий»	—	30	1	230	190
«Двигатель революции»	БК-3-38	195	3	300	210
То же	БК-4-38	140	4	300	210
«Красное Сормово»	6БК-43	300	6	300	200
«Красный пролетарий»	—	50	1	210	190
То же	V-ME-145-2	100	2	300	190
»	V-MD-145-3	150	3	300	190
«Двигатель революции»	4-Ч 29/41,5	240	4	375	190
То же	6-Ч 29/41,5	360	6	375	190
«Красный пролетарий»	V-MZ-145	80	1	170	190
Коломенский	38-КФ-8	650	8	500	190
«Двигатель революции»	4Ч-42,5/60	400	4	187	190
То же	6Ч-42,5/60	600	6	187	190
Им. Коминтерна	6ЧР-42,5/60	600	6	187	190
»	2-ОДБ	200	2	167	195
«Двигатель революции»	4-ОДБ	400	4	167	195
»	4-37/53	600	6	300	190
В. Двигатели высокого сжатия компрессорные четырёхтактные					
Андре Марти	—	15	1	235	217
»	—	60	2	195	210
«Русский дизель»	Н-34	35	1	250	210
»	Н-34	70	2	250	210
Андре Марти	—	80	2	180	200
«Русский дизель»	Н-49	100	2	215	210
»	Н-49	200	4	215	210
Им. Коминтерна	1-ЖДВ	50	1	225	195
»	2-ЖДВ	100	2	225	195
»	4-ЖДВ	200	4	225	195
«Красное Сормово»	49-С-1	50	1	200	200
»	49-С-4	200	4	200	200
«Русский дизель»	Н-74	75	1	190	190
»	Н-74	300	4	190	190
«Двигатель революции»	В-2V-56	150	2	215	200
То же	В-4V-56	300	4	215	200
Коломенский	60-С-2	170	2	187	175
»	60-С-4	340	4	187	175
«Русский дизель»	Н-99	200	2	185	185
»	Н-99	600	6	185	185
«Двигатель революции»	В-2V-66	200	2	187	200
То же	В-4V-66	400	4	187	200
»	В-1V-72	600	4	187	195
«Русский дизель»	Н-164	1000	6	165	185

Таблица 47

Двигатели передвижных электростанций

Тип двигателя	Мощность в л. с.	Число об/мин.	Расход топлива г/л. с. час	Примечание
1М4-10,5/13	10	1500	340	ЖЭС2-10
Л12/2	12	2200	350	
2М4-10/5	20	1500	350	
2Д-16-20	30	650	230	
1МА-ХТЗ	42	1000	330	ЖЭС-30
М17-ЧТЗ	65	750	250	ЖЭС-50

чего загрязняется газовая поверхность труб: очистка труб от накипи неудобна. Чистка таких котлов производится выжиганием сажи при пропуске газов из двигателя через котёл, освобождённый от воды.

Котёл ЦНИИ рассчитан на утилизацию большего количества тепла по сравнению с котлом НИДИ-1а, что обеспечивается более развитой поверхностью нагрева и повышенными скоростями прохода газа в трубах котла. Очистка газовой поверхности котла легко осуществляется щётками, шарошками или другими приспособлениями. Кроме того, конструкция котла (вариант с волнистыми трубами) допускает очистку от сажи выжигом.

Систематические чистки газовой поверхности в котлах ЦНИИ могут проводиться значительно реже, чем в котлах НИДИ, так как при высоких скоростях газа, которые имеют место в котлах ЦНИИ, обеспечивается удовлетворительная самообдувка поверхности нагрева.

Простота конструкции котла ЦНИИ обеспечивает возможность изготовления его в любом депо.

Таблица 49

Расчётная характеристика котлов-утилизаторов

Наименование величин	Единица измерения	ЦНИИ	НИДИ-1а	НИДИ-ХТ
Мощность двигателей, при которых устанавливается котёл	л. с.	До 400	До 300	400—750
Поверхность нагрева котла	м ²	6,8	1,9	6,7
Габариты:				
длина	м	2,567	—	—
ширина	»	0,75	—	—
высота	»	0,8	1,8	2,3
диаметр	»	0,65	0,47	0,63
Давление пара	атм	2	4	4
Расчётная паропроизводительность	кг/час	163	75	126—210

Котёл ЦНИИ занимает несколько больше места и его вес больше, чем котла НИДИ-1а, что является некоторым недостатком.

Результаты сравнительных испытаний котлов-утилизаторов НИДИ-1а и ЦНИИ, проведённых с одним и тем же двигателем мощностью в 300 л. с. при нагрузках двигателя в 50 и 80%, приведены в табл. 50.

Таблица 50
Результаты испытаний котлов-утилизаторов

Показатели	Конструкция котла		ЦНИИ		НИДИ-1а	
			нагрузка двигателя			
			50%	80%	50%	80%
Удельный расход топлива двигателем в кг/л. с.-час:						
с котлом-утилизатором			0,226	0,221	0,226	0,221
без котла-утилизатора			0,223	0,219	0,223	0,219
Сопротивление котла в мм вод. ст.			450	470	335	360
Паропроизводительность котла-утилизатора в кг/час			41,5	109	16	50
Удельная паропроизводительность котла-утилизатора в кг/л. с.-час			0,28	0,45	0,095	0,23
К.п.д. котла-утилизатора в %			34	50	12	26
К.п.д. двигателя в %			27,6	28,2	27,6	28,2
К.п.д. агрегата (двигатель вместе с котлом) в %			36	44	30	34

Из приведённых результатов следует, что котёл ЦНИИ по паропроизводительности выше котла НИДИ-1а.

Применение котлов-утилизаторов значительно повышает общую экономичность использования топлива в дизельных установках, повышая к. п. д. агрегата в целом (двигатель совместно с котлом-утилизатором) до 40—45%. При этом удельный расход жидкого топлива практически не увеличивается. Однако существенное повышение экономичности дизельных установок при помощи котлов-утилизаторов может иметь место лишь при наличии постоянного потребителя тепла (подогрев и подготовка топлива, бани, душевые, отопление и др.).

ВЕТРОДВИГАТЕЛИ

Определение целесообразности применения ветродвигателя основывается на анализе ветрового режима для конкретно рассматриваемого пункта. Среднегодовые (табл. 51) и среднемесячные скорости и повторяемость ветров учитываются районными управлениями гидрометеорологической службы, сведения которых и определяют рентабельность ветродвигателя для данного пункта.

Наибольшее возможное число часов работы ветродвигателя в год, в зависимости от среднегодовой скорости ветра, вычисленное по кривым повторяемости Поморцева, приведено в табл. 52.

Мощность ветроколеса в зависимости от диаметра его, скорости ветра и коэффициента использования энергии ветра определяется из выражения:

$$N = 0,000654 D^2 v^3 \xi \text{ л. с.},$$

или

$$N = \frac{D^2 v^3 \xi}{1530} \text{ л. с.},$$

$$N = 0,000481 D^2 v^3 \xi \text{ квт},$$

где N — мощность ветроколеса в л. с. или квт;

D — диаметр ветроколеса в м;

ξ — коэффициент использования энергии ветра (для современных крыльчатых ветродвигателей $\xi = 0,3 - 0,35 - 0,4$);

v — скорость ветра в м/сек.

На основании приведённого уравнения для заданной мощности ветроколеса в л. с. его диаметр будет:

$$D = \sqrt{\frac{N}{0,000654 v^3 \xi}} = \sqrt{\frac{130 N}{v^3 \xi}} \text{ м.}$$

При другой температуре воздуха t и давлении P мощность изменится:

$$N_x = N \frac{p(273 + 15)}{p_0(273 + t)} = \frac{288}{760(273 + t)} N_p.$$

Таблица 51

Среднегодовая скорость ветра на территории СССР

Среднегодовая скорость в м/сек	Наименование республик, краёв, областей и районов СССР, имеющих одну и ту же среднегодовую скорость ветра
От 1,0 до 3,4	Иркутская, Калининская, Новгородская, Вологодская, Свердловская, Ярославская, Пензенская, Молотовская области; северо-восточные районы Карагандинской области
3,45	Центральные районы Челябинской области
3,95	Татарская АССР, Башкирская АССР, Чувашская АССР, Марийская АССР, Удмуртская АССР; Московская, Смоленская, Костромская, Псковская, Рязанская, Ульяновская, Тюменская, Владимирская, Ивановская, Горьковская, северные районы Тульской и Калужской областей; северо-западные районы Новосибирской области
4,45	Алма-Атинская область
4,55	Курганская область, Челябинская область, за исключением её центральных районов
4,65	Орловская, Брянская
4,75	Южные районы Калужской и Тульской областей
4,95	Курская, Воронежская, Тамбовская, Саратовская, Куйбышевская, Чкаловская, Актюбинская, Кустанайская, Северо-Казахстанская области; северные районы Сталинградской области
5,05	Южные районы Сталинградской области, северные районы Кзыл-Ординской области
5,15	Омская область
5,35	Астраханская область

Таблица 52

Наибольшее возможное число часов работы ветродвигателя в год

Среднегодовая скорость ветра в м/сек	3	4	5	6	7
Наибольшее возможное число часов работы агрегата в год в час. . .	3 540	5 310	6 520	7 315	7 835
Продолжительность возможного рабочего времени агрегата в год (8 760 часов—100%) в %	40	60	75	83	90

Для ориентировочных подсчётов номинальной мощности ветродвигателя при скорости ветра 8 м/сек можно пользоваться эмпирической формулой:

$$N = 0,1 D^2 \text{ л. с.},$$

где D — диаметр ветроколеса в м.

При неизменной скорости ветра мощность ветродвигателя пропорциональна квадрату диаметра ветроколеса и скорости ветра в третьей степени, т. е.

$$N_2 = N_1 \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^3,$$

где N_1 — мощность ветродвигателя при расчётной скорости ветра v_1 ;

N_2 — мощность ветродвигателя при новой скорости ветра v_2 .

Таблица 53

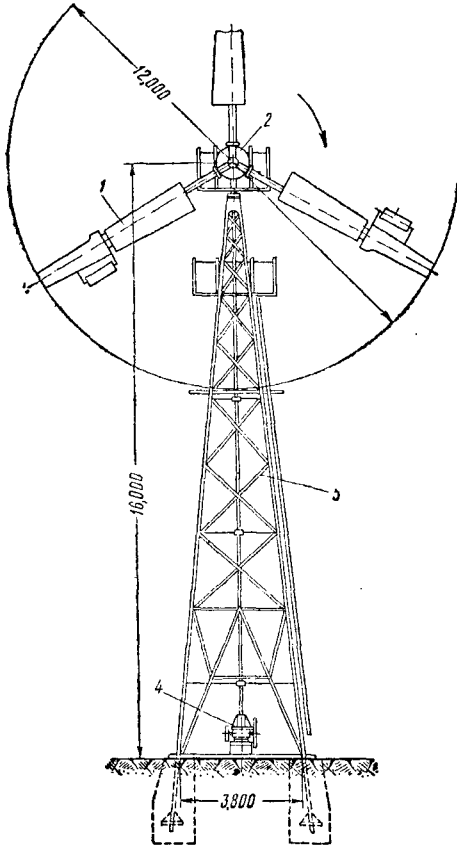
Техническая характеристика ветродвигателей, выпускаемых заводами СССР

Наименование	Марка ветродвигателя								
	НКП РСД-2	ВД-3,5	НКП Д-3,5	ПД-3,5	ТВ-8	УНДИМ Д-10	ВИМЭ Д-12	ЦАГИ ВЭСД-18	ГУСМП Д-18
Диаметр ветрового колеса в м	2	3,5	3,5	3,5	8	10	12	18	18
Число лопастей шт.	2	2	2	2	18	2	3	3	3
Модуль ветрового колеса	7,5	9	8	5,5	1,9	5,2	5,5	5	5
Высота центра ветрового колеса от уровня земли в м	6	7,5	8	7,5	15,4	12,5	16,0	19,6	20
Число оборотов ветрового колеса на пределе регулирования в об/мин.	575	400	350	240	35	80	55—70	43	50
Неравномерность вращения ветрового колеса в %	±12	±12	±7	±3	±25	±3	±1,6—2,0	±2	±2,5
Коэффициент использования энергии ветра	0,37	0,30	0,37	0,35	0,30	0,38	0,35	0,38	0,36
Диапазон рабочих скоростей ветра в м/сек	4—40	5—22	4—40	3—30	3—10	3—40	4—40	4—40	4,5—40
Общее передаточное число	1:2,45	1:3,44	1:3,43	1:2	1:7,14	1:2,43	1:6	1:9	1:9
Номинальная мощность ветродвигателя на валу ветроколеса при скорости ветра 8 м/сек в кет	0,087	0,90	1,0	0,94	4,7	9,2	11,4	32	32
Общий вес ветродвигателя в кг	33	160	140	160	3 470	1 900	4 946	13 170	12 500
Полезная мощность электрического генератора в зависимости от скорости ветра в кет:									
$v=4$ м/сек	0,014	0,040	0,053	0,044	0,515	1,15	0,70	—	—
5 »	0,023	0,115	0,150	0,115	1,15	2,3	2,4	1,38	1,38
6 »	0,050	0,270	0,360	0,27	1,84	3,78	3,82	5,23	5,32
7 »	0,064	0,470	0,620	0,47	3,25	5,9	5,55	13,10	13,10
8 »	0,087	0,650	0,870	0,65	4,41	8,85	7,20	22,60	22,60
9 »	0,116	0,750	1,000	0,795	—	12,5	8,70	33,12	33,12

Примечание. Вес двигателей РСД-2, ВД-3,5, Д-3,5 приведён без веса стойки (столба); вес двигателя ЦАГИ ВЭСД-18 с весом инерционного аккумулятора.

Например, мощность N_1 ветродвигателя Д-10 при скорости ветра 8 м/сек по гарантийным данным равна 12 л. с.; при скорости ветра 4 м/сек мощность этого двигателя будет:

$$N_2 = 12 \left(\frac{4}{8} \right)^3 = 1,5 \text{ л. с.}$$



Фиг. 171. Общий вид ветродвигателя ВИМЭ Д-12

Ветродвигатели (табл. 53) согласно ГОСТ 2656 разделяются на три группы:

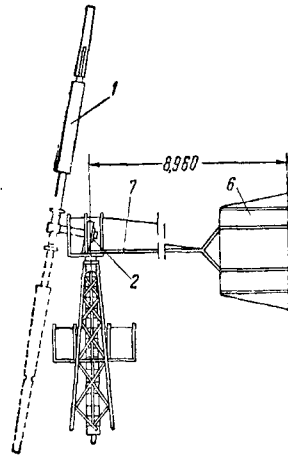
1) многолопастные тихоходные, обладающие большим моментом трогания (например, для целей водоподъема из глубоких скважин); 2) малолопастные с числом модулей ветроколеса от 2 до 4 (модуль определяет быстроходность — отношение окружной скорости конца лопасти к скорости ветра) и 3) быстроходные с числом модулей более 4,5.

Тихоходные ветродвигатели выпускаются под марками ТВ-5, ТВ-8 (тихоходный ветродвигатель с диаметром ветроколеса 5 или 8 м); быстроходные выпускаются под марками ВИМЭ Д-12; ГУСМП Д-18, УНДИМ Д-10 и др.

На железнодорожном транспорте для освещения небольших станций и посёлков, а также для целей водоснабжения применяются ветродвигатели ВДУ-3,5, ВИМЭ Д-12 и др.

29 Том 11

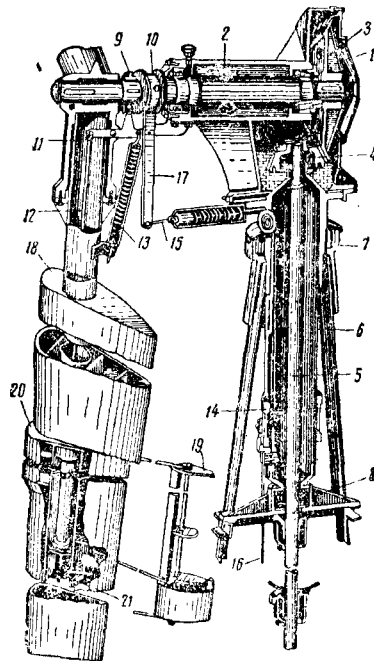
Устройство и принцип действия ветродвигателей показаны на фиг. 171, на которой для примера приведён ветродвигатель ВИМЭ



Фиг. 172

Д-12 с трёхлопастным быстроходным ветроколесом диаметром 12 м.

Ветроколесо 7 обтекаемой формы с металлической обшивкой является приёмником энергии ветра. Вращение ветроколеса пере-



Фиг. 173. Головка ветродвигателя

даётся на одноступенчатый редуктор головки 2; в целях предотвращения колеса от разнеса во время бури со стороны задней кромки поворотной части лопасти ветроколеса расположен стабилизатор скорости 3. Внизу четырёхногий металлической башни 5 распо-

жен второй редуктор 4, на котором смонтированы два шкива для передачи энергии электрогенератору или станкам. Общее передаточное число верхнего и нижнего редукторов составляет 1:6. Установка ветрового колеса на ветер осуществляется автоматически при помощи хвостового оперения 6, смонтированного на ферме 7 (фиг. 172).

В головке ветродвигателя (фиг. 173) объединяются основные узлы передачи вращения и устройство по пуску и останову ветроколеса. В чугунном картере головки 1 размещены опоры горизонтального вала 2 и пара конических зубчатых шестерёнок 3, 4, при помощи которых вращение ветроколеса передаётся вертикальному валу 5. Опорная труба 6 закреплена в вертикальной верхней роликовой опоре 7 и нижней шариковой 8. Опорная

труба вместе с закреплённым на ней картером может вращаться вокруг вертикальной оси.

Пуск и останов ветроколеса осуществляются лебёдкой, расположенной внизу опорной башни. При натяжке троса 16, при помощи тяги 15 и рычага 17 перемещаются муфты 10 и 9. Рычаги 11 и 12, которые проходят внутри лопастей (махов), связанные с муфтой 10, перемещают стабилизатор 19, вследствие чего перемещаются (поворачиваются) поворотные части лопасти 20; появляется отрицательное усилие (момент), который уравнивает положительный момент части жёстко закреплённой лопасти 18. При пуске двигателя трос 16 отпускают, и регулирующая пружина 13 устанавливает стабилизаторы в положение, соответствующее углу, зафиксированному при монтаже ветродвигателя.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Ашкинази А. Л. Паровые машины с использованием тепла и перспективы их применения в промышленности. Материалы Всесоюзного совещания по паровым машинам. Л., 1940, 55 с.
2. Блюдов Б. П. Газовые турбины. М. — Л., Госэнергоиздат, 1948, 151 с.
3. Брилинг Н. Ф. Двигатели внутреннего сгорания. М. — Л., ОНТИ, 1935, 412 с.
4. Гриченко Л. В. и Хандурин И. С. Газогенераторные установки. Выбор газогенераторных установок малой мощности и переоборудование на газ некоторых систем двигателей внутреннего сгорания. М., КОИЗ, 1947, 112 с.
5. Глушкова В. П. Контроль и регулировка топливотопливоспрескивающей аппаратуры быстроходных дизелей. М., Оборонгиз, 1945, 17 с.
6. Голынский А. В. и Данилевский Г. И. Морские паровые поршневые машины. М. — Л., Оборонгиз, 1940, 272 с.
7. Данилевский В. В., Ползунов И. И. Труды и жизнь первого русского теплотехника. М. — Л., Изд-во Акад. наук СССР, 1940, 226 с.
8. Жирицкий Г. С. Газовые турбины. М. — Л., Госэнергоиздат, 1948, 504 с.
9. Иноземцев Н. В. и Кошкин В. К. Процессы сгорания в двигателях. М., Машгиз, 1949, 344 с.
10. Иноземцев Н. В. Тепловые двигатели. Оборонгиз, М., 1945, 329 с.
11. Каталог-справочник «Локомотивы». НКТМ, 1937.
12. Каталог двигателей внутреннего сгорания локомотивов и ветродвигателей. Том II. Госводоканалпроект Министерства коммунального хозяйства, 1949.
13. Кириллов И. И. и Кантор С. А. Теория и конструкция паровых турбин. М. — Л., Машгиз, 1947, 308 с.
14. Кустов И. С. Тепловой баланс паровой машины. М., Госэнергоиздат, 1940, 112 с.
15. В. В. Лукницкий, В. В. Сильвестров, Паровые электростанции небольшой и средней мощности. 1948.
16. Мазинг Е. К. Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания. М. — Л., ОНТИ, 1937, 122 с.
17. Мелькумов Т. М. Теория быстроходного дизеля. М., Оборонгиз, 1944, 416 с.
18. Орлин А. С. Двухтактные быстроходные двигатели. М., Машгиз, 1947, 184 с.
19. Радциг А. А. Развитие паровой турбины. Л., Акад. наук СССР, 1934, 63 с.
20. Селиванов А. И. Дизельная топливная аппаратура. Ремонт и регулировка. 2-е изд., М., Сельхозгиз, 1944, 352 с.
21. Сыромятников С. П. Тепловой процесс паровоза. М., Трансжелдориздат, 1947, 492 с.
22. Тареев В. М. Справочник по тепловому расчёту рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. Л. — М., Речиздат, 1947, 271 с.
23. Фатеев Е. Т. Ветродвигатели и ветроустановки, 1948.
24. Фурьянский Н. А. Газификация теплосилового хозяйства железных дорог. Трансжелдориздат, 1946.
25. Щегляев А. В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. 2-е издание, М. — Л., 1947, 316 с.

НАСОСЫ



ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

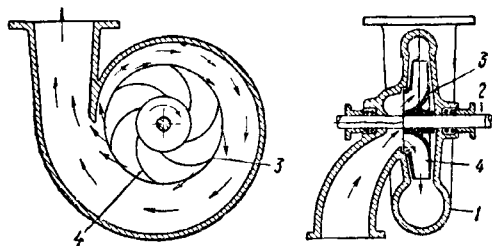
Насосы служат для преобразования механической энергии двигателя в энергию потока жидкости и создания в жидкости давления, необходимого для её подъёма и перемещения. Основными типами насосов являются центробежные и поршневые. Для той же цели используются и особые водоподъёмные устройства: эрлифты, струйные приборы, пульзометры, гидравлические тараны и др.

Работу насоса характеризуют следующие основные параметры:

- Q — производительность насоса в л/сек или л/мин, м³/сек и т. д.;
- H — напор, развиваемый насосом в м;
- $H_{вс}$ — высота всасывания в м;
- n — число оборотов в мин.;
- η — к.п.д. насоса в %;
- N — мощность на валу насоса в л. с.

СХЕМА УСТРОЙСТВА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ НАСОСА

Центробежный насос (фиг. 1) состоит из следующих основных частей: корпуса 1, вала 2, рабочего колеса 3, снабжённого лопатками 4, вращающегося вместе с валом.



Фиг. 1. Схема центробежного насоса

Перед пуском рабочее колесо и корпус насоса должны быть заполнены жидкостью. При вращении колеса в частицах жидкости развиваются центробежные силы, под влиянием которых частицы отбрасываются к внешней его окружности и оставляют рабочее колесо и насос с определённой скоростью и давлением. На место выброшенных частиц под давлением атмосферы (или, редко, под другим давлением) в насос непрерывно поступают новые частицы. Таким образом, в ре-

зультате затраты мощности на валу насоса частицы жидкости вынуждены совершать вращательное и поступательное движение, приобретают кинетическую энергию, преобразуемую в давление.

ВСАСЫВАНИЕ

При работе насоса всасывание жидкости обычно происходит под давлением атмосферы (редко под другим давлением) в образующееся в насосе разреженное пространство. Так как при вращении рабочего колеса в корпусе, не заполненном жидкостью, нет достаточного разрежения, насос должен быть предварительно заполнен жидкостью. Необходимое разрежение в начале работы насоса может быть создано также путём отсасывания воздуха из корпуса насоса специальным воздушным насосом или эжектором.

Высота всасывания насоса должна обеспечить нормальную его работу при наименьшем уровне жидкости, наибольшей её температуре и наименьшем барометрическом давлении. Наибольшая геометрическая высота всасывания $H_{вс}$, т. е. разность отметок оси насоса и наинизшего уровня жидкости, в резервуаре (источнике) определяется уравнением

$$H_{вс} = A - \frac{p_m}{\gamma} - h_{вс} - \frac{c_1^2}{2g},$$

где A — давление атмосферы в м вод ст.¹;

p_m — давление паров жидкости (насыщенных), соответствующее её температуре;

γ — удельный вес жидкости;

$h_{вс}$ — потери на сопротивления во всасывающей линии, приёмном клапане и частично в насосе;

c_1 — скорость движения частиц жидкости при вступлении на лопатку рабочего колеса насоса.

Практически высота всасывания должна быть принята с таким расчётом, чтобы

$$A - \left(H_{вс} + \frac{p_m}{\gamma} + h_{вс} + \frac{c_1^2}{2g} \right) > 0.$$

¹ Если всасывание происходит из трубы или резервуара, в которых жидкость находится под давлением, то A — величина этого давления.

Давление атмосферы A зависит от высоты места установки насоса над уровнем моря; значения A для различных высот приведены в табл. 1.

Давления паров воды, выраженные в метрах водяного столба $H_m = \frac{p_m}{\gamma}$, в зависимости от температуры даны в табл. 2.

Таблица 1
Давление атмосферы в зависимости от высоты над уровнем моря

Высота над уровнем моря в м	0	100	160	200	300	400	500	1 000	2 000	3 000
A в м вод. ст.	10,33	10,21	10,12	10,08	9,94	9,83	9,7	9,2	8,1	7,29

Таблица 2

Давление паров воды в зависимости от температуры воды

Температура в °C	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
H_m в м.	0,09	0,12	0,17	0,236	0,429	0,75	1,25	2,0	3,17	4,8	7,1	10,33

Чем выше температура перекачиваемой жидкости, тем меньшее разрежение необходимо для образования паров; последние вследствие своей упругости уменьшают возможную высоту всасывания. При температуре жидкости 70—80° всасывание практически становится невозможным и жидкость необходимо подводить к насосу с некоторым давлением, что может быть достигнуто, например, расположением оси насоса ниже бака, из которого жидкость подводится к насосу (подпор).

Высота всасывания при относительно коротком всасывающем трубопроводе достаточно большого диаметра (скорость около 1,5 м/сек) при невысокой температуре воды может достигать до 5—6 м.

Некоторые конструкции центробежных насосов позволяют осуществлять лишь небольшую высоту всасывания; особенно это относится к так называемым быстроходным насосам и в ещё большей степени к винтовым и пропеллерным насосам (см. далее).

Высота всасывания $H_{вс}$ для различных жидкостей различна: чем больше удельный вес жидкости, тем меньше $H_{вс}$, и наоборот.

Устройства эжекторного типа, приспособляемые к всасывающему трубопроводу, могут позволить насосу забирать воду с глубин, превышающих 10 м.

КАВИТАЦИЯ И ЕЁ ВЛИЯНИЕ НА ВЫСОТУ ВСАСЫВАНИЯ

Если высота всасывания больше допускаемой и величина вакуума у насоса значительна, в поступающем в насос потоке в местах с повышенными скоростями и значительным вихреобразованием облегчается образование паров. При соприкосновении движущихся паров с областями повышенного давления имеют место частичная конденсация, местные изменения давления и удары.

Последние являются следствием стремительного движения частиц жидкости в пространство, занимавшееся паром. Под влиянием этих ударов происходит постепенное разрушение рабочих колёс насоса (эрозия).

Описанное явление, называемое кавитацией, нарушает нормальную работу насоса, а потому вынуждает ограничивать допускаемую высоту всасывания и принимать

$$H_{вс} = A - \frac{p_m}{\gamma} - h_{вс} - \frac{c_1^2}{2g} - \Delta h$$

или

$$H_{вс} = A - \frac{p_m}{\gamma} - h_{вс} - \sigma H,$$

где Δh — уменьшение давления при поступлении потока в рабочее колесо, обусловленное разностью относительных скоростей на внутренней и внешней поверхностях лопаток, в области входа потока в колесо, изменением направления потока в колесе и т. д.; σ — так называемый коэффициент кавитации.

Коэффициент кавитации σ зависит от конструкции рабочего колеса насоса и определяется опытным путём для каждого типа насоса.

Всесоюзный институт гидромашин для определения наибольшей высоты всасывания предложил следующую формулу:

$$H_{вак} = A - \frac{n}{867} \sqrt[3]{nQ^2} \text{ (м)},$$

где $H_{вак}$ — вакуумметрическая высота всасывания (т. е. геометрическая высота плюс потери во всасывающем трубопроводе) в м;

n — число оборотов в мин.;

Q — производительность насоса в м³/сек (для насосов с двусторонним входом принимают $\frac{Q}{2}$).

Высоту всасывания, определяемую по указанной формуле, учитывая возможную близость к границе кавитации, рекомендуется уменьшать на 1—2 м. В отдельных случаях во избежание неполадок в работе насоса $H_{вс}$ следует согласовывать с заводом-изготовителем.

Явления кавитации обычно сопровождаются характерным шумом и треском в насосе и часто усиливаются при резком понижении рабочего напора, так как при этом увеличивается производительность насоса, возрастают скорости и понижается давление при входе жидкости в рабочее колесо. Кавитация усиливается также при увеличении содержания в жидкости растворённых газов.

Устранение явлений кавитации, помимо конструктивных решений, сводится к правильному выбору высоты всасывания и соз-

данию нормальных условий всасывания, т. е. к устранению неплотностей и уменьшению потерь во всасывающей линии, правильной её прокладке. Бронза и нержавеющая сталь при кавитации более стойки; рабочие колёса из чугуна разрушаются быстро.

ПОДЪЁМ ЖИДКОСТИ НАСОСОМ

Полный манометрический напор, развиваемый насосом

$$H = H_2 + h_{\text{вс}} + h_{\text{нагн}} + \frac{p_n}{\gamma} - \frac{p_{\text{в}}}{\gamma},$$

где H_2 — геометрический напор, т. е. разность отметок уровней жидкости в напорном резервуаре и резервуаре, из которого осуществляется всасывание;

p_n и $p_{\text{в}}$ — давления в этих резервуарах;
 $h_{\text{вс}}$ и $h_{\text{нагн}}$ — потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах;

γ — удельный вес перекачиваемой жидкости.

В обычных случаях p_n и $p_{\text{в}}$ — давления атмосферы, и формула принимает вид:

$$H = H_2 + h_{\text{вс}} + h_{\text{нагн}}.$$

При пневматическом водоснабжении, питании паровых котлов и т. д. p_n — давление в котлах.

При присоединении всасывающего штуцера насоса непосредственно к линии под напором, $p_{\text{в}}$ — давление в этой линии, используемое центробежным насосом.

Каждый центробежный насос имеет определённые пределы развиваемого им напора.

Полный манометрический напор у работающих насосов определяется при помощи вакуумметра и манометра, причём

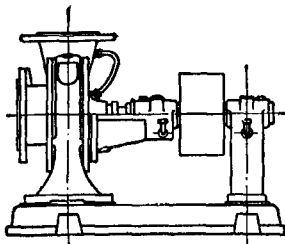
$$H = M + V + Z,$$

где M и V — показания манометра и вакуумметра, установленных у нагнетательного и всасывающего штуцеров, в m ;

Z — вертикальное расстояние между приборами.

КЛАССИФИКАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

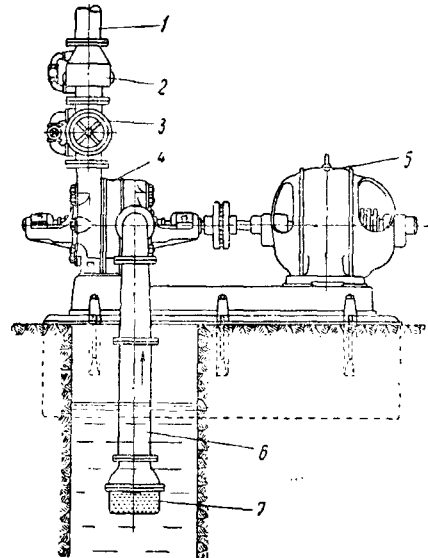
Центробежные насосы можно классифицировать по ряду признаков. В зависимости от назначения, конструкции и пр. различают следующие типы центробежных насосов:



Фиг. 2. Приводной центробежный насос

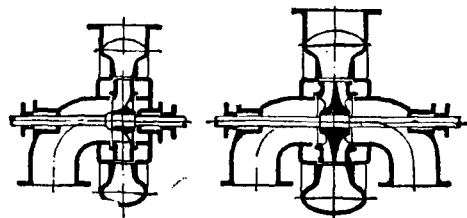
а) горизонтальные и вертикальные;
б) приводные (фиг. 2) и непосредственно соединённые с двигателем на общем валу и общей фундаментной плите (фиг. 3);

в) низкого (до 20—25 м), среднего (до 50—60 м) и высокого давления (свыше 60 м);



Фиг. 3. Насос, непосредственно соединённый с двигателем на общем валу, и арматура: 1 — напорный трубопровод; 2 — обратный клапан; 3 — задвижка; 4 — центробежный насос; 5 — электромотор; 6 — всасывающий трубопровод; 7 — приёмный клапан

г) с односторонним и двусторонним входом жидкости в рабочее колесо (фиг. 4);
д) одноколёсные и многоколёсные;

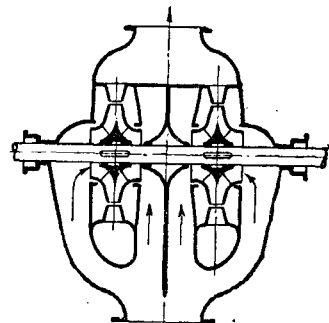


Фиг. 4. Схемы насосов с односторонним и двусторонним входом жидкости

е) сдвоенные, строенные и т. д., когда поступающая в насос жидкость параллельно проходит два, три и т. д. колеса (фиг. 5).

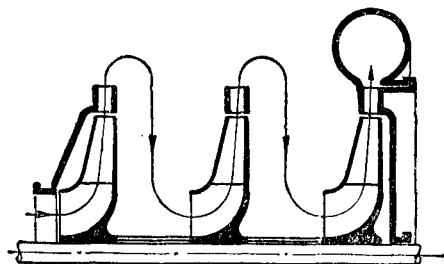
Соединение элементарных насосов параллельное, каждый подаёт часть общего Q , создавая полный напор;

ж) двухступенчатые, трёхступенчатые, многоступенчатые; в этом случае жидкость проходит по-



Фиг. 5. Схема сдвоенного центробежного насоса

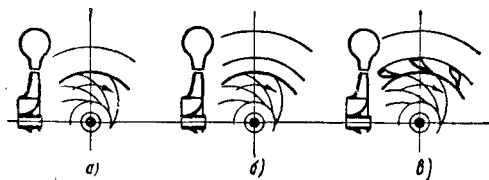
следовательно рабочие колёса (фиг. 6). Соединение элементарных насосов последовательное, каждый создаёт часть полного напора при полном Q . Конструируются для увеличения напоров;



Фиг. 6. Схема многоступенчатого насоса

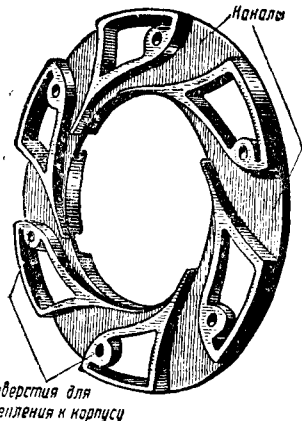
з) секционные, у которых корпус состоит из ряда секций и с разъемом корпуса в горизонтальной плоскости;

и) без диффузора, с диффузором и с направляющим аппаратом (фиг. 7); у первых—жидкость выходит из рабочего колеса непо-



Фиг. 7. Схемы насоса без диффузора—а, с диффузором—б, и с направляющим аппаратом—в

средственно в корпус насоса и при этом внезапное изменение сечения приводит к значительным потерям напора; у вторых—при наличии постепенно расширяющегося сечения, образуемого диффузором, и соответственно



Фиг. 8. Направляющий аппарат центробежного насоса

постепенного уменьшения скорости, потеря напора снижается; у насосов с направляющим аппаратом (фиг. 8) имеются постепенно расширяющиеся каналы, обеспечивающие постепенное уменьшение скорости и относи-

тельно безударный выход жидкости из рабочего колеса, что обуславливает ещё меньшие потери; последние насосы называются также турбинными;

к) тихоходные, нормальные и быстроходные—в зависимости от величины коэффициента быстроходности (см. табл. 3 и фиг. 9).

Коэффициентом быстроходности, или удельным числом оборотов, называется число оборотов единичного (модельного) насоса, т. е. такого, который, будучи геометрически подобен данному насосу (оригиналу), при напоре в 1 м потребляет мощность в 1 л. с. при наивысшем коэффициенте полезного действия.

Коэффициент быстроходности насоса

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}},$$

где n — число оборотов в минуту;

Q — расход в $\text{м}^3/\text{сек}$ (при колёсах с двусторонним входом принимается $\frac{Q}{2}$);

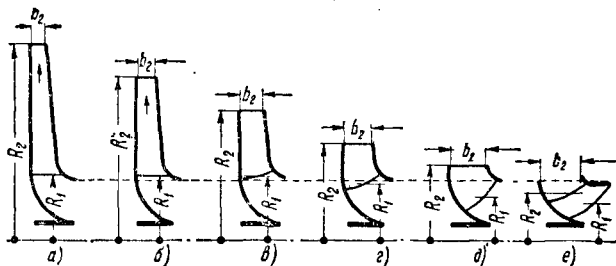
H — напор в м (для многоступенчатых насосов принимают напор, приходящийся на одну ступень).

Таблица 3

Типы колёс в зависимости от коэффициента быстроходности

n_s	Типы колёс (и насосов)	$R_2 : R_1$	Схема по фиг. 9
60—80	Тихоходные	3—2,5	а, б
80—150	Нормальные	2,0	в, г
150—350	Быстроходные	1,6—1,2	д
350—600	Винтовые полуосевого типа	1,1	е
500—1200	Пропеллерные (осевые)	Около 1	—

Примечание.
 R_1 — радиус окружности входа жидкости в рабочее колесо;
 R_2 — радиус окружности выхода жидкости из рабочего колеса;
 a_2 — ширина рабочего колеса у выхода.



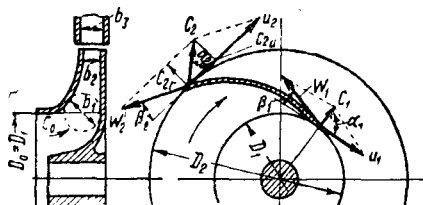
Фиг. 9. Схемы колёс с различным коэффициентом быстроходности

СХЕМА ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ

Жидкость в насосе движется в границах, определяемых неподвижными поверхностями проточной части корпуса и поверхностями движущегося рабочего колеса с лопастями (лопатками).

На фиг. 10 изображено рабочее колесо, вращающееся в корпусе насоса с угловой скоростью ω и приводящее в движение поток жидкости. Приняты следующие обозначения:

- c_0 — абсолютная скорость входа жидкости в рабочее колесо (в осевом направлении);
- $u_1 = \omega R_1$ — окружная скорость на внутренней окружности рабочего колеса;
- c_1 — абсолютная скорость входа жидкости на лопатки рабочего колеса ($c_1 \approx c_0$);
- w_1 — относительная скорость движения жидкости по лопатке (в начале лопатки), определяемая из параллелограмма скоростей у входа;
- $u_2 = \omega R_2$ — окружная скорость на внешней окружности рабочего колеса;
- w_2 — относительная скорость движения жидкости по лопатке (в конце лопатки);
- c_2 — абсолютная скорость движения жидкости в конце лопатки (равная диагонали параллелограмма скоростей у выхода);
- c_{2r} — радиальная скорость выхода жидкости из рабочего колеса;
- $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$ — тангенциальная составляющая абсолютной скорости выхода.



Фиг. 10. Схема движения жидкости в рабочем колесе

Движение жидкости в рабочем колесе зависит от числа оборотов насоса и профиля лопаток, т. е. от конструкции рабочего колеса. Углы β_1 и β_2 характеризуют направления начального и конечного элементов лопаток. Для безударного входа жидкости в колесо, как правило, $\alpha_1 = 90^\circ$. Используя элементарную теорию расчёта, представив рабочее колесо состоящим из бесконечно большого числа бесконечно тонких лопаток и поток из элементарных струек (в действительности лопатки расположены на некотором расстоянии друг от друга, образуя при этом каналы), возможно определить удельную энергию, приобретённую жидкостью при перемещении её от окружности входа к окружности выхода под действием развивающихся центробежных сил (взаимодействие лопастей вращающегося рабочего колеса с потоком).

Центробежная сила, развиваемая в массе жидкости m , при радиусе вращения r равна $m \omega^2 r$; работа этой силы на элементарном пути dr равна $m \omega^2 r dr$.

Работа при перемещении 1 кг жидкости (масса $= \frac{1}{g}$) от внутренней до внешней окружности рабочего колеса определяется выражением

$$\int_{R_1}^{R_2} \frac{1}{g} \omega^2 r dr = \frac{1}{g} \omega^2 \frac{R_2^2 - R_1^2}{2} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}.$$

Приобретённая жидкостью энергия или работа центробежных сил при этом идёт на осуществление всасывания и нагнетания (в том числе и на преодоление сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах):

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = H_{ec} + h_{ec} + \frac{c_1^2}{2g} + H_{нагн} + h_{на.н} - \frac{c_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}.$$

В этом уравнении отдельные члены учитывают: $\frac{c_1^2}{2g}$ — необходимость затраты энергии для создания скорости входа c_1 ; $-\frac{c_2^2}{2g}$ — наличие и использование энергии жидкости у выхода из рабочего колеса (в конце лопатки); $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ — затрату энергии на изменение относительных скоростей движения.

Из параллелограммов скоростей у входа и выхода следует:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1;$$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2.$$

После подстановки значений w_1^2 и w_2^2 и ряда преобразований уравнение получает следующий вид:

$$H_{ec} + H_{нагн} + h_{ec} + h_{на.н} = H' = \frac{u_2c_2 \cos \alpha_2 - u_1c_1 \cos \alpha_1}{g},$$

откуда при $\alpha_1 = 90^\circ$ находят

$$H' = \frac{u_2c_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

Уравнение работы центробежного насоса

$$H = \eta'_2 k \frac{u_2c_2 \cos \alpha_2}{g},$$

где η'_2 — к. п. д. насоса, учитывающий гидравлические потери в рабочем колесе, направляющем аппарате и корпусе насоса;

k — коэффициент циркуляции, учитывающий влияние конечного числа лопаток, т. е. отклонение действительного движения от принятой модели струйного движения,

H — полный напор, развиваемый насосом.

Основное уравнение центробежного насоса

$$H = \eta_2 \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

В этом случае η_2 — гидравлический коэффициент полезного действия, учитывающий все гидравлические потери в насосе, в том числе и обусловленные влиянием конечного числа лопаток.

Значения η_2 , в зависимости от размеров, конструкции и выполнения насосов колеблются в пределах от 0,7 до 0,92.

Основное уравнение насоса может быть получено из уравнения моментов количества движения, которое определяет зависимость между равнодействующим моментом взаимодействия колеса с потоком и явлениями, вызываемыми вращающимся колесом в потоке.

Производительность рабочего колеса (насоса)

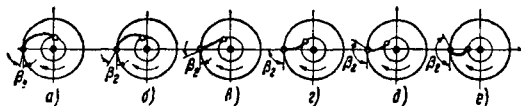
$$Q = 2\pi R_2 b_2 c_{2r}$$

(не учтены объёмные потери и влияние конечного числа лопаток).

ОЧЕРТАНИЕ ЛОПАТОК И ИХ ЧИСЛО

На фиг. 11 показаны принципиальные схемы лопаток различной кривизны (а, б, в — лопатки загнуты назад, г — лопатка имеет радиальное направление, д и е — лопатки загнуты вперёд).

Влияние угла β_2 , характеризующего наклон лопатки у выхода и её форму, значительно. С уменьшением β_2 увеличивается α_2 и, как это следует из основного уравнения центробежного насоса, уменьшается напор H . С увеличением β_2 , наоборот, α_2 уменьшается и H возрастает.



Фиг. 11. Принципиальные схемы колёс с лопатками различной кривизны

Однако, как это видно из фиг. 12, одновременно резко возрастает и скорость c_2 , что вызывает увеличение потери напора, снижает η_2 и создаёт условия, способствующие неустойчивому режиму работы насоса и затрудняющие пуск насоса в ход.

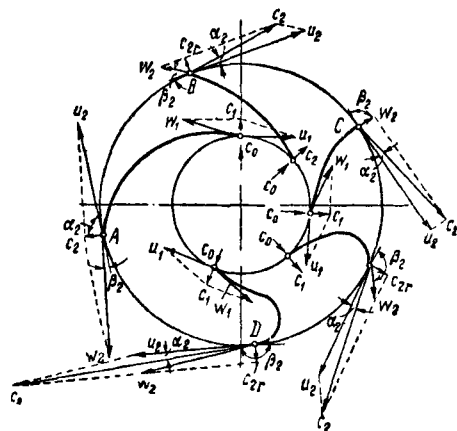
При проектировании насосов обычно принимают $\beta_1 = 14 \div 25^\circ$ и $\beta_2 = 20 \div 35^\circ$ (лопатки загнуты назад); насосы развивают относительно небольшой напор, работа их более устойчива и зависимость между Q и H более приемлема в эксплуатационном отношении.

Насосы для больших напоров имеют рабочие колёса с аналогичными профилями лопаток; при этом может иметь место увеличение числа оборотов, внешнего диаметра рабочего колёса и числа колёс.

Многоступенчатые насосы развивают общее давление, равное nH , где H — напор, определяемый из основного уравнения насоса, а n — число ступеней.

Отношение $\frac{R_2}{R_1}$ тем больше, чем больше

H . Обычно $\frac{R_2}{R_1} \approx 2$; для насосов высокого давления $\frac{R_2}{R_1}$ увеличивается примерно до 3, для быстроходных снижается до 1,5.



Фиг. 12. Принципиальные схемы лопаток различной кривизны

Построение профиля лопаток осуществляется так, чтобы обеспечить движение потока в каналах колеса с минимумом гидравлических потерь, с постепенным и плавным переходом относительной скорости от w_1 до w_2 (относительную скорость в канале стремятся сохранять постоянной и так, чтобы кривизна лопатки уменьшалась к выходу).

Число лопаток

$$Z = 6,5 \frac{R_2 + R_1}{R_2 - R_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

и обычно принимается в пределах 6—12 в зависимости от размеров колеса.

У больших колёс встречаются ещё короткие промежуточные лопатки, начинающиеся, примерно, от средней окружности колеса. Толщина лопатки принимается 3—5 мм (бронза) или несколько больше (чугун). Лопатка в конце тоньше или толщина её одинакова. Коэффициент стеснения сечения не должен превосходить 1,1—1,15.

ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ ОСНОВНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

С изменением числа оборотов насоса окружные скорости рабочего колеса изменяются пропорционально числу оборотов; при этом треугольники скоростей остаются подобными и остальные скорости (относительная — w и абсолютная — c) также изменяются пропорционально числу оборотов.

При изменении числа оборотов от n до n_1 производительность насоса изменяется от Q до Q_1 , причём $\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}$.

Так как в основном уравнении скорость c_2 может быть выражена через u_2 ,

H изменяется пропорционально квадрату скорости, т. е. квадрату числа оборотов. Таким образом, при изменении числа оборотов насоса от n до n_1 напор H_1 , получаемый при числе оборотов n_1 , определится из соотношения

$$\frac{H}{H_1} = \frac{n^2}{n_1^2}.$$

Мощность на валу насоса

$$N = \frac{\gamma Q H}{75 \eta_n} \text{ л. с.}$$

пропорциональна произведению QH .

Здесь γ — удельный вес жидкости;

η_n — к.п.д. насоса;

Q — в л. с.; H — в м.

Поэтому при изменении числа оборотов от n до n_1 мощность изменится пропорционально изменению числа оборотов в третьей степени:

$$\frac{N}{N_1} = \frac{n^3}{n_1^3}.$$

Мощность двигателя выбирается с учётом потерь в передаче и с запасом на перегрузку. Запас на перегрузку 10—20% (для малых мощностей больше).

Указанные законы пропорциональности выведены в предположении постоянства к.п.д. насоса, сохраняются лишь в определённых пределах чисел оборотов и нарушаются при производительности, превосходящей допускаемые для данного насоса, и при большой высоте всасывания.

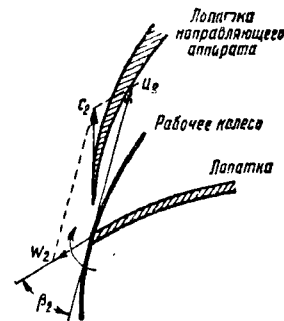
КОРПУС НАСОСА, ДИФFUЗОР, НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

Жидкость выходит из рабочего колеса с большими скоростями, достигающими 15—25 м/сек. Преобразование части кинетической энергии в энергию давления происходит в спиральном канале корпуса и диффузоре, служащем продолжением спирального канала, или в направляющем аппарате (при наличии последнего) и в корпусе насоса, имеющем у одноколёсного насоса и тоже за последней ступенью многоколёсного насоса преимущественно улиткообразную форму с постепенно увеличивающимся сечением. Таким образом, корпус служит для подвода и отвода жидкости от рабочего колеса, для преобразования части кинетической энергии в энергию давления и для объединения в одну конструкцию всех элементов насоса.

Направляющий аппарат (фиг. 8) закрепляется неподвижно в корпусе насоса и служит для улучшения условий безударного движения жидкости из рабочего колеса в корпус; в нём часть кинетической энергии жидкости преобразуется в давление. Ширина направляющего аппарата на 1—2 мм более ширины колеса. Между направляющим аппаратом и рабочим колесом имеется небольшой зазор; число лопастей примерно то же, что и у колеса. Лопасты направляющего аппарата в месте поступления в него жидкости из колеса очерчиваются обычно по логариф-

мической спирали. Первые элементы лопаток направляющего аппарата направлены под определённым углом, в соответствии с параллелограммом скоростей у выхода (фиг. 13). При нормальном режиме это обуславливает лучший к.п.д. насоса. При режиме, не соответствующем расчёту, направляющий аппарат может служить причиной усиления вихревых движений при выходе жидкости из рабочего колеса, что приведёт к уменьшению к.п.д. насоса.

Насосы низкого давления со скоростями у выхода из рабочего колеса порядка 7—8 м/сек обычно не имеют направляющего аппарата и строятся с улиткообразным корпусом. Имеются современные конструкции насосов высокого давления с диффузорами — направля-



Фиг. 13. Параллелограмм скоростей у выхода жидкости из рабочего колеса

ющими аппаратами без лопаток. Эти насосы имеют меньший к.п.д., чем насосы с обычным направляющим аппаратом, но обладают преимуществом при сильно изменяющемся режиме работы (изменения Q).

При выходе из рабочего колеса в направляющий аппарат или корпус часть жидкости q (в современных конструкциях насосов меньше 1%) вследствие разности давлений перетекает обратно через имеющиеся зазоры.

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + q},$$

где Q — действительная производительность насоса, называется объёмным к.п.д.; в современных конструкциях центробежных насосов $\eta_{об}$ достаточно высок — до 0,99 и выше.

Существенное значение имеет канал, подводящий поток к лопастиному рабочему колесу, который должен обеспечить плавное изменение скорости от её величины во всасывающем трубопроводе до величины при входе в рабочее колесо и возможно более равномерное распределение скоростей в области колеса.

ОСЕВОЕ ДАВЛЕНИЕ

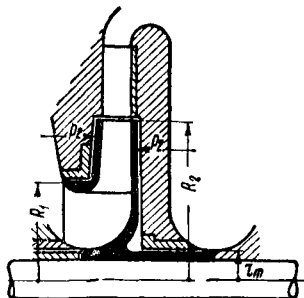
Осевое давление имеет место в центробежных насосах вследствие неодинакового давления жидкости на поверхности рабочего колеса.

В случае колеса с односторонним впуском (фиг. 14) просачивающаяся через зазоры жидкость с давлением p_2 , которое приблизительно можно принять равным давлению, создающемуся при выходе из колеса, оказывает неодинаковое суммарное давление на поверхности колеса справа и слева. Кроме того, со стороны входа действует незначительное давление при всасывании p_1 , обычно меньшее атмосферного. Равнодействующее

давление на колесо оказывается примерно равным

$$(p_2 - p_1) \cdot \pi (R_1^2 - r_m^2).$$

Это осевое давление направлено в сторону всасывания и обуславливает собой осевой сдвиг. В действительности осевое давление будет несколько меньше вследствие того, что давление со стороны просачивающейся через зазоры жидкости меньше давления у выхода.

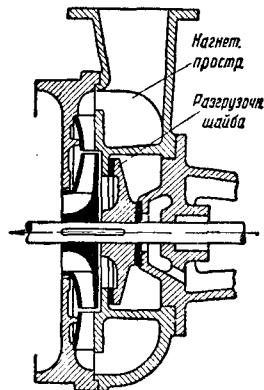


Фиг. 14. Принципиальная схема распределения давлений в рабочем колесе

Колёса с двусторонним впуском не имеют осевого давления или практически вследствие неодинаковости зазоров испытывают незначительное давление, воспринимаемое упорным подшипником. В многоступенчатых насосах явление осевого сдвига усиливается с увеличением числа колёс. Уравновешивание осевого сдвига, гидравлическое и механическое, решается при конструировании

воды на шайбу противоположно осевому давлению; просачивающаяся вода отводится по специальной трубке во всасывающий трубопровод или область всасывания.

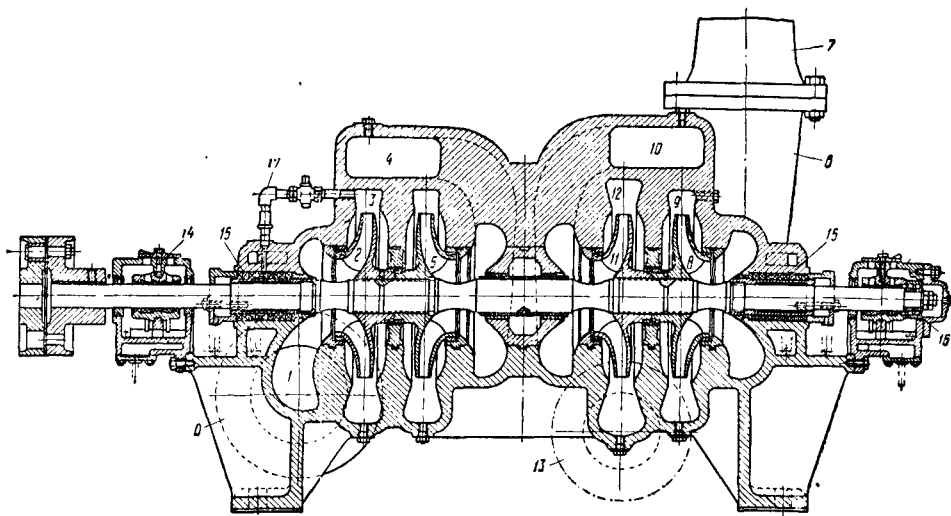
Применяются также и другие способы гидравлической разгрузки осевого давления. Некоторые конструкции многоколёсных насосов имеют симметричное и «зеркальное» расположение колёс. На фиг. 16 изображён такой насос завода им. Калинина с горизонтальным разъемом корпуса.



Фиг. 15. Разгрузочная шайба

В конструкциях колёс с односторонним входом вблизи втулки имеются отверстия, в которые проходит просачивающаяся через уплотняющее кольцо жидкость, что и приводит к некоторому выравниванию давлений с обеих сторон колеса.

На фиг. 17 и 18 показаны конструкции гребёчатой и шариковой пят, применяемых иногда совместно с гидравлической разгрузкой осевого давления.



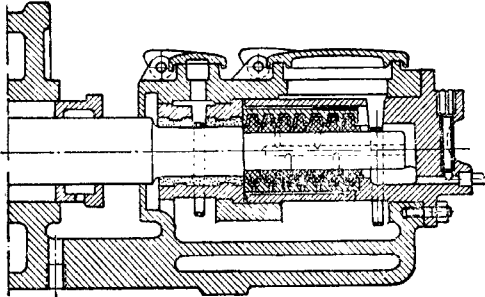
Фиг. 16. Насос с «зеркальным» расположением колёс: 0—всасывающий патрубок; 1—всасывающее пространство; 2—первое рабочее колесо; 3—9—12—спирали; 4—10—переводные каналы; 5—второе рабочее колесо; 6—патрубок; 7—17—трубы; 8—колесо; 11—четвёртое рабочее колесо; 13—напорный патрубок; 14—16—подшипники; 15—втулки

насосов и влияет на конструкцию последних. Недостаточное уравновешивание приводит к весьма серьёзным неполадкам в работе насоса и преждевременному износу отдельных его частей. Чаще осуществляют гидравлический способ уравновешивания осевого давления. На фиг. 15 показана особая разгрузочная шайба, сообщающаяся со стороны колёс с областью нагнетания насоса. Давление

КОЭФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ НАСОСА

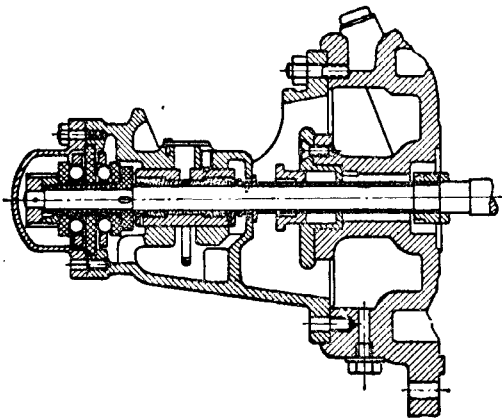
Общий или полный коэффициент полезного действия центробежного насоса η_n зависит от типа насоса, его конструкции и тщательности изготовления и колеблется для различных насосов примерно от 0,5 до 0,9. Основные потери, отражающиеся на вели-

чине η_n , могут быть оценены отдельно механическим, гидравлическим и объёмным к.п.д. Однако вследствие трудностей определения последних обычно ограничиваются определением общего к. п. д., имеющего наибольшее практическое значение.



Фиг. 17. Гребённая пята

На величину η_n влияют: потери напора от трения в колесе, направляющем аппарате и т. п.; потери напора на удары и вихри; потери, связанные с кавитацией; потери, связанные с трением колёс о жидкость; потери, связанные с утечкой в зазорах, пропуском через уплотнения, разгрузкой осевого давления; потери на трение в подшипниках, сальниках и разгрузочных устройствах и т. д.



Фиг. 18. Шариковая пята

Значения η_n в зависимости от производительности Q и напора H даются заводами, строящими насосы.

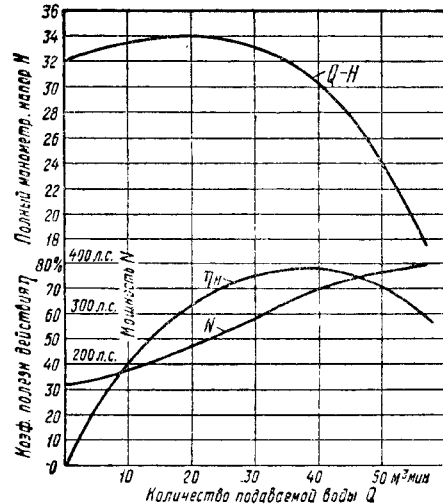
Насос должен использоваться для тех значений Q и H , для которых он имеет наибольший η_n . Всякие отклонения режима работы насоса от нормального всегда связаны с изменениями η_n .

ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

Производительность насоса Q и развиваемый им напор H при числе оборотов n связаны определённой зависимостью, которая в простейшем виде даётся графически в виде кривой $Q-H$ —основной характеристики насоса.

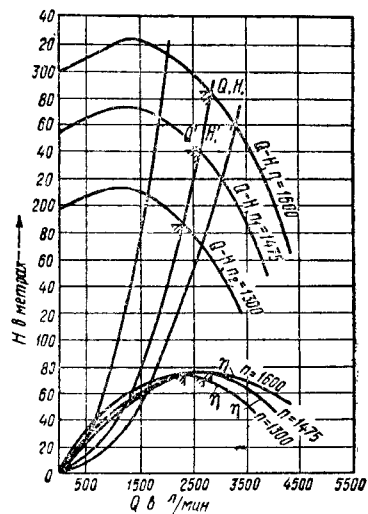
Такая кривая $Q-H$, а также кривые изменения η_n и потребляемой мощности N в зависимости от Q изображены на фиг. 19 и могут быть получены при испытании насоса.

По данной характеристике $Q-H$ насоса для данного n можно построить новую характеристику для иного числа оборотов n_1 . На-



Фиг. 19. Характеристики центробежного насоса

пример, приняв на заданной характеристике некоторую точку Q, H при $n = 1600$ об/мин. (фиг. 20), из закона пропорциональности путём подсчёта находят соответствующую ей точку Q', H' для числа оборотов $n_1 = 1475$ об/мин., принадлежащую другой ха-



Фиг. 20. Характеристики насоса и кривые пропорциональности

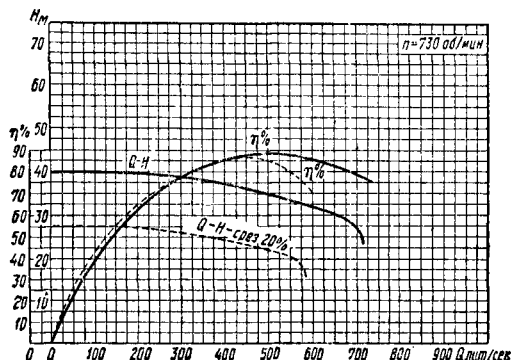
рактеристике. Последняя может быть построена при нахождении таким же путём ряда принадлежащих ей точек. Перемещение рабочих точек основной характеристики насоса при непрерывном изменении числа оборотов

насоса идёт по некоторым «кривым пропорциональности», проходящим через начало координат.

Из закона пропорциональности следует:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \frac{Q_1}{\sqrt{H_1}} = \text{const.}$$

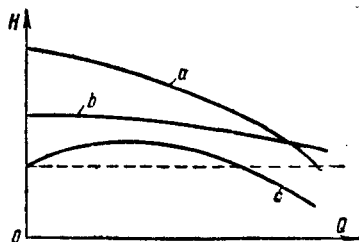
Таким образом, при непрерывном изменении числа оборотов, Q и H изменяются по параболам с вершиной в начале координат. Характеристики весьма широко использу-



Фиг. 21. Характеристики насоса с обычным и срезанным колесом

ются при исследовании работы насосов и при решении различных практических задач, связанных с эксплуатацией. На фиг. 21 представлены характеристики насоса с обычным колесом (сплошные линии) и со срезанными, укороченными или сточенными лопатками (пунктир). Обрезка рабочего колеса в пределах примерно до 10% (редко больше) производится иногда заводами для «приближения» существующих моделей к заданным условиям работы насоса.

Типы характеристик зависят от коэффициента быстроходности и от конструкции колёс (число лопаток, значения углов α_2 и β_2 и т. д.). Различаются крутые характеристики

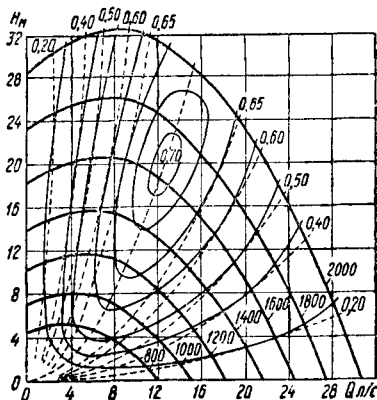


Фиг. 22. Типы характеристик насоса

(фиг. 22, а), пологие (фиг. 22, б) и имеющие точку перегиба (фиг. 22, в); последние дают два значения Q при одном и том же H . Ветвь левее точки перегиба соответствует неустойчивой работе насоса. С увеличением коэффициента быстроходности характеристика $Q-H$, как правило, принимает более крутое направление, при этом также возрастает величина мощности холостого хода. При

быстроходности свыше 350 мощность холостого хода превышает рабочую мощность насоса, что следует учитывать при проектировании всей насосной установки. В случае крутых характеристик имеют место значительные изменения H при изменениях Q , а при пологих — значительные изменения Q при сравнительно небольших изменениях H , что весьма существенно при работе одного насоса и регулировании его производительности задвижкой.

Насосы с характеристиками, имеющими точку перегиба, дают неустойчивую работу для рабочих точек в пределах неустойчивой ветви кривой (влево от точки перегиба). При этом не обеспечивается установившийся режим потока жидкости, движущейся в рабочем колесе насоса, и одному и тому же значению H может соответствовать то значительное, то небольшое Q . Лишь снижающаяся ветвь кривой (вправо от точки перегиба) характеризует собой здесь устойчивую зону.



Фиг. 23. Кривые равных к. п. д.

Обычно на характеристиках указываются рекомендуемые пределы, отвечающие наиболее эффективной работе насосов.

Если на кривых $Q-H$ данного насоса для различных n (фиг. 23) выделить части этих кривых и соединить точки, соответствующие одинаковым к.п.д., получатся кривые равных к.п.д. Совокупность кривых $Q-H$ и кривых, равных η_n , позволяет устанавливать наиболее выгодные режимы работы насоса. Построение этих кривых является результатом испытаний насосов при различных числах оборотов.

Лучшие к.п.д. могут быть получены в случае возможности работы насоса при переменных числах оборотов.

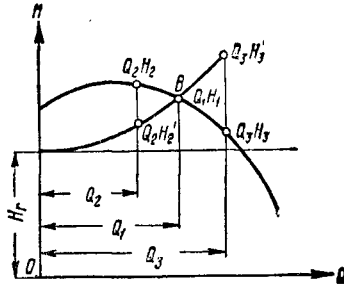
При графических исследованиях работы насосов используются также и характеристики трубопроводов или сети, дающие связь между Q и соответствующей потерей напора h_w , графически представляющие параболу, так как

$$h_w = f(Q^2).$$

Для исследования характеристика насоса при данном n и характеристика трубопровода, построенные в одинаковом масштабе, накладываются на общий график (фиг. 24). Точка пересечения обеих кри-

вых B определяет максимальную подачу данного насоса Q_1 , работающего в данный трубопровод (сеть).

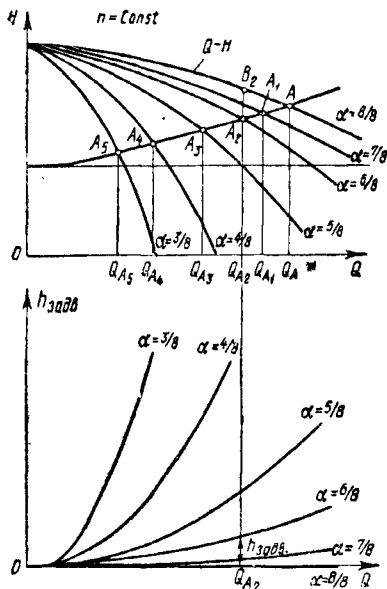
Меньшие производительности Q_2 могут быть получены при частичном погашении избытка напора $H_2 - H'_2$ на задвижке, что связано с дополнительными потерями. Про-



Фиг. 24. Совмещение характеристики насоса с характеристикой трубопровода (сети)

изводительность Q_3 недостижима за недостатком необходимого для этого напора ($H'_3 > H_3$).

Рабочая точка B соответствует энергетическому «равновесию» системы насос-сеть. Таким образом, изменение положения рабочей точки (изменения Q) требует изменения



Фиг. 25. Дроссельные кривые насоса

числа оборотов насоса (изменение характеристики насоса) или дросселирования задвижкой (изменение характеристики сети); то и другое является регулированием.

На фиг. 25 внизу показаны кривые сопротивлений в задвижке при различных её открытиях (α); вверх — кривые $Q-H$ насоса, соответствующие как полному открытию задвижки, так и различным степеням её

открытия. Последние — дроссельные кривые получены путём вычитания h задвижки из соответствующего H насоса. Точки пересечения дроссельных кривых $Q-H$ с характеристикой трубопровода могут дать указания о необходимой степени открытия задвижки для обеспечения определённых Q . График носит принципиальный характер (дан не в масштабе).

Ввиду того что при регулировании задвижкой не весь создаваемый насосом напор используется полезно, к.п.д. всей установки снижается. Регулирование изменением числа оборотов не приводит к дополнительным потерям и обеспечивает больший к.п.д. насосной установки. Такое регулирование возможно при использовании двигателей, позволяющих изменять число оборотов, или гидромолоты для соединения насоса с двигателем.

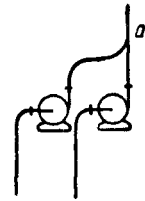
ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Если несколько насосов работают в общей или общие трубопроводы или общую сеть (параллельная работа) и если подача каждого из них при одиночной работе в тот же трубопровод (сеть) соответственно равна $Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_n$, то полная их подача при одновременной работе в эту общую сеть всегда меньше суммы

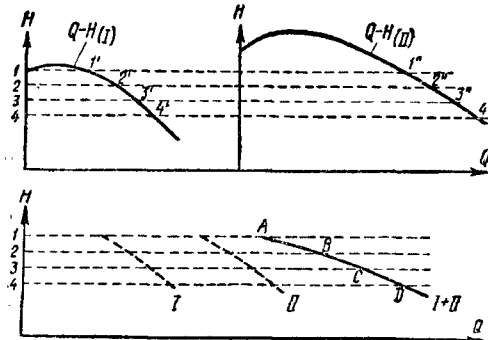
$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n.$$

Имея характеристики $Q-H$ насосов и данные о трубопроводе (сети), в результате предварительного исследования, возможно определить суммарную подачу любого числа устанавливаемых насосов.

При параллельной работе двух насосов (фиг. 26) встречающиеся в точке a потоки



Фиг. 26. Схема параллельной работы насосов



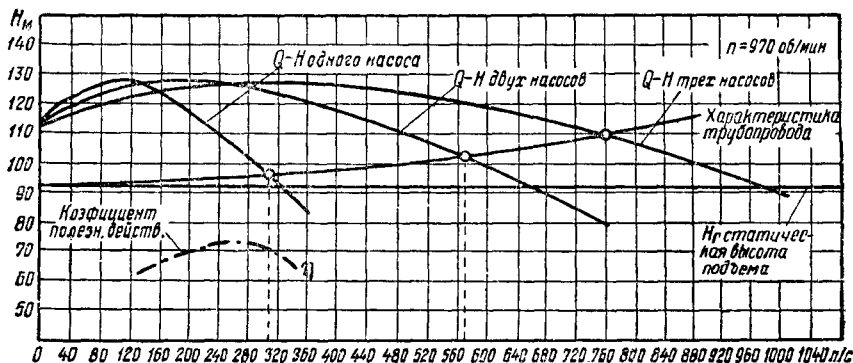
Фиг. 27. Нахождение суммарной характеристики параллельно работающих насосов

жидкости, подаваемые обоими насосами, должны иметь одинаковые давления (иначе параллельная работа невозможна); общая подача при этом складывается из фактических производительностей каждого насоса. Если длины участков (ответвлений) напорных трубо-

проводов от насосов до точки a незначительны, т. е. незначительны потери напора в этих ответвлениях, суммарная производительность параллельно работающих насосов определяется следующим образом (фиг. 27).

Имеются характеристики $Q - H_{(I)}$ 1-го и $Q - H_{(II)}$ 2-го насосов; на чертеже проводится ряд параллельных линий $1-1'-1''$, $2-2'-2''$, $3-3'-3''$ и т. д., т. е. линий одинаковых

На фиг. 29 показан более общий случай — параллельная работа двух различных насосов. Кривая $Q - H_{(I+II)}$ — суммарная характеристика; точка A определяет общую подачу — Q_A ; 1-й насос подаёт Q'_A , второй — Q''_A . Здесь же видны и значения к. п. д. насосов. При одиночной работе в тот же трубопровод 1-й насос подаёт Q_{A_1} , второй — Q_{A_2} .

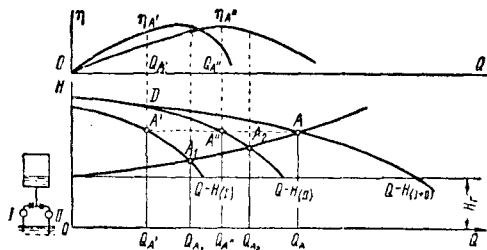


Фиг. 28. Исследование параллельной работы трёх насосов

напоров, пересекающих обе характеристики. Суммируя расходы $1-1'$ и $1-1''$ при одинаковом напоре, получают точку A , принадлежащую суммарной характеристике двух параллельно работающих насосов; также получают и точки B, C, D . Кривая $ABCD$ является суммарной характеристикой двух параллельно работающих насосов; ею пользуются для решения различных вопросов, связанных с работой насосов, так же, как пользуются характеристикой работы одного насоса. Точка пересечения этой суммарной

Также можно исследовать параллельную работу трёх, четырёх и более насосов.

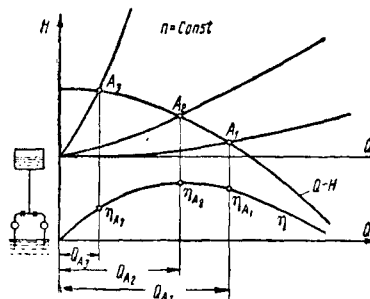
При параллельной работе нескольких одинаковых насосов возможен и иной метод исследования. Сущность этого метода заключается в следующем (фиг. 30): строят кривые потерь напора для случаев работы одного, двух и т. д. насосов, для чего от линии



Фиг. 29. Исследование параллельной работы двух различных насосов

характеристики с характеристикой трубопровода и определяет суммарную производительность двух насосов, работающих параллельно.

На фиг. 28 приведены результаты одного исследования: при работе одного насоса $Q = 310$ л. с. при параллельной работе двух насосов $Q_{I+II} = 565$ л. с., при работе трёх насосов $Q_{I+II+III} = 750$ л. с. (насосы одинаковые и поэтому построение упрощается). В этом случае при крутой характеристике $Q - H$ вопрос параллельной работы насосов разрешается вполне удовлетворительно.



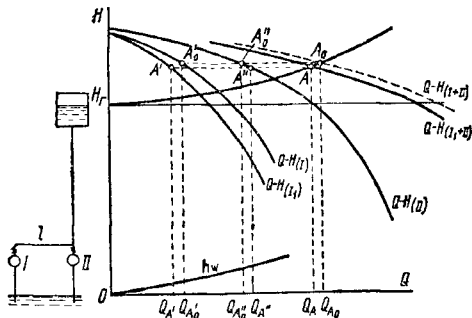
Фиг. 30. Исследование параллельной работы одинаковых насосов

статического напора откладываются потери напора в 4 раза (при двух насосах), в 9 раз (при трёх насосах) и т. д. больше, чем при работе одного насоса (квадратичная зависимость потери напора от расхода). Далее находят точки пересечения A_1, A_2, A_3 характеристиками насоса с такими искусственно построенными характеристиками трубопровода, которые указывают предельную производительность каждого насоса при параллельной работе. Суммарная производительность двух насосов будет равна $2Q_{A_1}$, трёх — $3Q_{A_2}$ и т. д.

С увеличением числа параллельно работающих центробежных насосов производи-

тельность каждого из них может настолько уменьшиться, что суммарная производительность будет мало отличаться от производительности одного отдельно работающего в ту же сеть насоса. Это зависит от вида и взаимного расположения характеристик насоса и трубопровода. При пологих характеристиках насоса $Q-H$ разница в производительностях отдельно работающего или параллельно работающего насоса значительна, при более крутых характеристиках она меньше.

В тех случаях, когда между параллельно работающими насосами имеется относительно длинный соединительный трубопровод, потери напора в котором h_w могут быть значительными, графическое исследование параллельной работы несколько видоизменяется (фиг. 31). Отличие от ранее принятого по-



Фиг. 31. Исследование параллельной работы насосов

строения заключается здесь в том, что вместо кривой $Q-H_{(I)}$ строится другая кривая $Q-H_{(I)'}$, полученная путём вычитания из ординат кривой $Q-H_{(I)}$ потерь напора в соединительном трубопроводе длиной l (кривая h_w). В остальном построение то же, что и ранее, но уже для кривых $Q-H_{(I)'}$ и $Q-H_{(II)'}$. Суммарная производительность равна Q_A , производительности отдельных насосов — соответственно $Q_{A'}$ и $Q_{A''}$. Если бы сопротивления в соединительном трубопроводе не учитывались, суммарная подача при этом была бы $Q_{A_0} > Q_A$, а подачи насосов соответственно $Q_{A'_0} > Q_{A'}$ и $Q_{A''_0} < Q_{A''}$.

В редких случаях, когда на станции установлены насосы с двигателями, позволяющими изменять число оборотов, исследование параллельной работы проводится с использованием кривых $Q-H$, соответствующих различным числам оборотов.

Насосы с характеристиками, имеющими точку перегиба и неустойчивую ветвь (фиг. 22, с), могут быть использованы для параллельной работы лишь для рабочих точек, лежащих в спадающей ветви кривой $Q-H$ для напоров, меньших напора холостого хода (H при $Q=0$); в противном случае не исключена возможность работы насосов в неустойчивой зоне.

Параллельная работа на неустойчивой ветви кривой $Q-H$ невозможна и не допускается.

При всех возможных изменениях статического напора (например, изменения уровня воды в источнике) напор холостого хода, определяемый пересечением кривой $Q-H$ с осью ординат, должен быть больше статического напора; в противном случае пуск насоса невозможен (противодавление больше давления, развиваемого при пуске насоса). Иногда при совместной работе двух одинаковых насосов пуск второго насоса требует остановки первого, если развиваемое им давление больше давления холостого хода. Оба таких насоса пускают одновременно с постепенным открытием задвижек.

Следует иметь в виду следующее:

а) параллельная работа центробежных насосов требует достаточного напора, определяемого с учётом суммарных потерь в трубопроводах, возникающих при работе всех параллельно работающих насосов;

б) в зависимости от количества параллельно работающих насосов необходимо подбирать производительность каждого из них как соответствующую часть всего расхода; при этом производительность насоса будет, естественно, меньше производительности его при одиночной работе;

в) необходимо наличие характеристик насосов, обычно предоставляемых заводами, и характеристик работы сети при разных режимах; если эти характеристики отсутствуют, подача насоса при одиночной работе (в данную сеть) и особенно при параллельной работе не может быть определена достаточно правильно;

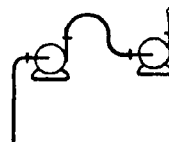
г) параллельная работа центробежных насосов требует относительно более крутых характеристик $Q-H$;

д) при параллельной работе нескольких центробежных насосов моторы их должны быть рассчитаны на возможную перегрузку вследствие того, что при выключении отдельных насосов производительность оставшихся в работе насосов увеличивается;

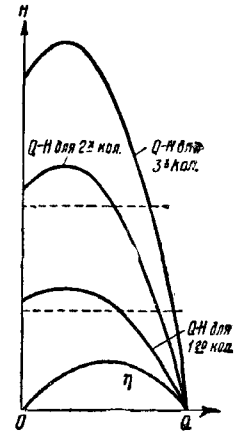
е) в процессе проектирования насосной станции необходимо исследование параллельной работы проектируемых насосов (если таковая предусматривается).

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Последовательной называется работа центробежных насосов тогда, когда напорный штуцер первого соединён со всасывающим штуцером



Фиг. 32. Схема последовательной работы насосов

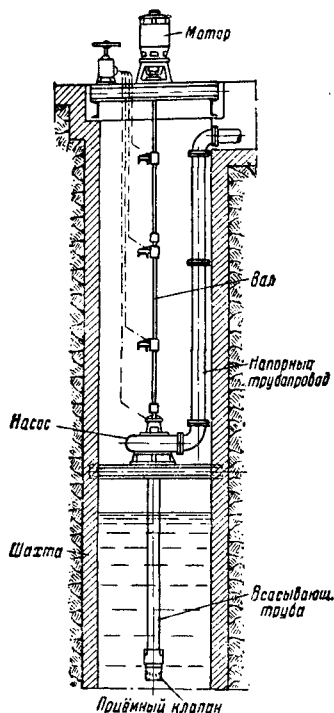


Фиг. 33. Построение характеристик для двух и трёх последовательно соединённых насосов (колёс)

второго (фиг. 32). Последовательная работа трёх одинаковых насосов (или трёх колёс трёхступенчатого насоса) отражена на фиг. 33. Ординаты (напоры) увеличиваются по числу насосов (или колёс), абсциссы (производительности)—те же. При последовательном соединении напоры суммируются. Это важно при необходимости увеличить напор воды, подаваемой в отдельную зону.

НАСОСЫ ДЛЯ ЗАГРЯЗНЁННЫХ ЖИДКОСТЕЙ

В насосах с открытым рабочим колесом без наружного обода лопасти расположены с одной стороны, доступ к ним свободный. Для очистки колеса предусматривается легко открывающаяся на шарнире крышка корпуса насоса, закрепляемая откидными болтами,



Фиг. 34. Установка насоса в колодезе (шахте)

или специальные люки. В насосах с обычным закрытым рабочим колесом размеры поперечного сечения каналов в колесе должны обеспечивать пропуск загрязнений и возможность легкой и быстрой очистки.

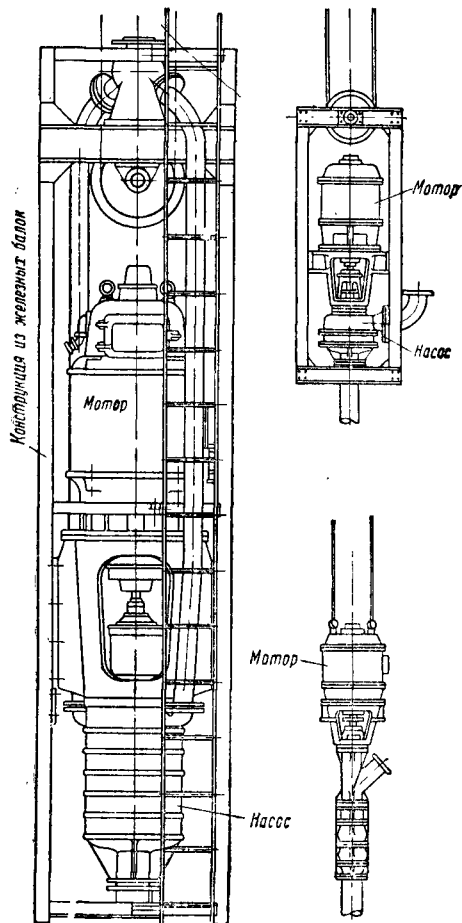
Некоторые конструкции насосов снабжаются специальным приспособлением для очистки лопастей рабочего колеса без разборки насоса. Встречаются насосы с разъемом корпуса в горизонтальной плоскости, имеющие большую производительность.

Насосы, как правило, одноколесные низкого давления с к. п. д. меньшим, чем у обычных насосов; обычные многоступенчатые насосы для загрязнённых жидкостей непригодны. Для создания больших напоров применяются двойные насосы с отдельными

корпусами, позволяющими устроить приспособления для очистки обоих колёс или же установка последовательно соединённых насосов. При перекачивании загрязнённых жидкостей используются также винтовые насосы.

НАСОСЫ С ВЕРТИКАЛЬНЫМ ВАЛОМ

Вертикальные насосы широко используются для подъёма из колодцев и скважин подземных вод или в случаях, когда необходимо



Фиг. 35. Опускные электронасосы шахтного типа

иметь минимальные размеры насосной станции в плане или когда отметки уровня воды в источнике подвержены сильным колебаниям. Эти насосы различаются по конструкции в зависимости от сооружения, в котором они установлены (шахта, колодец, скважина), конструкции промежуточного вала, напорной линии и т. д., требуют большой точности установки и хорошего уравнивания.

В подавляющем большинстве случаев вертикальные насосы приводятся в действие электрическими двигателями. На фиг. 34 представлена установка насоса в колодезе (шахте). На фиг. 35 показаны опускные электронасосы

сы для откачки воды из шахт. Насос и электродвигатель (закрытого типа) непосредственно соединены между собой, обычно укрепляются в конструкции из стальных балок, подвешиваемой на блоке. В отдельные периоды насосы могут работать под водой; мотор же должен быть постоянно вне воды.

При глубокой откачке конструкции с открытым промежуточным валом и отдельным напорным трубопроводом уступили своё место артезианским (глубоководным) центробежным насосам. Схема установки такого насоса изображена на фиг. 36. Напорный трубопровод центрирован и прикреплён к опоре

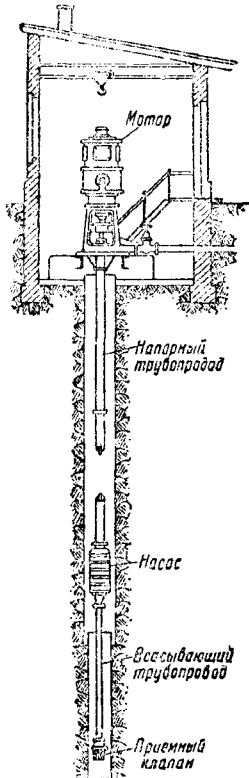
тающего вала являются основной задачей при конструировании. Разрез части одного из многоступенчатых насосов показан на фиг. 37.

ПРОПЕЛЛЕРНЫЕ НАСОСЫ

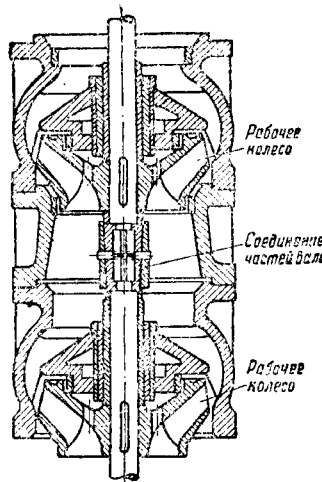
Пропеллерные, или осевые, насосы отличаются от обычных лопастных центробежных насосов характером движения жидкости, обусловленным конструкцией насоса и рабочего колеса. Поток в основном имеет в насосе осевое направление. Насос показан на фиг. 38.

Упрощённая схема движения жидкости и основные элементы насоса изображены на фиг. 39; вообще же движение потока гораздо сложнее.

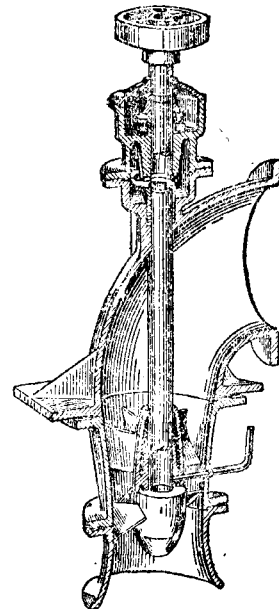
На фиг. 40 представлено развёрнутое в плоскость пересечение колеса насоса с цилиндрической поверхностью тока жидкости, ось которой является осью колеса — так назы-



Фиг. 36. Установка глубоководного насоса



Фиг. 37. Часть глубоководного многоступенчатого насоса (две ступени)



Фиг. 38. Пропеллерный насос

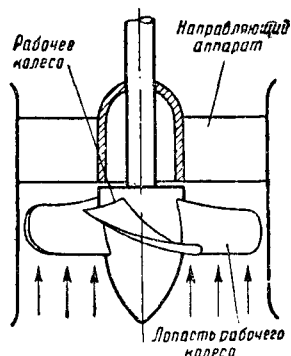
соединительной раме. Внутри его между точно обработанными фланцами через каждые 2—3 м укреплены подшипники, поддерживающие и направляющие вертикальный вал. Известны артезианские насосы с длиной вала более 150 м и к. п. д., по данным заводов, до 0,8. Последние конструкции таких насосов имеют вал, заключённый в защитную трубу, заполненную маслом, с особым сальником в нижней части, препятствующим выходу масла.

Обычно артезианские насосы выполняются, как многоступенчатые насосы (имеются конструкции с числом ступеней до 30), с тем, чтобы напор, приходящийся на каждое колесо, и диаметр колеса были возможно меньшими; предельное уменьшение внешнего диаметра вместе с созданием надёжно рабо-

ваемая решётка профилей лопастного колеса. Изучая поток, протекающий через решётку, принимают отбегание потоком тела (крыла), соответствующего форме сечения лопасти. Очень важен угол наклона лопатки. Элементарная теория осевых насосов отличается от теории для центробежных насосов, где поток имеет радиальную составляющую, создающую условия для работы центробежных сил. У осевых насосов приращение давления происходит исключительно в результате преобразования кинетической энергии в давление. Здесь отпадает понятие о канале, ибо шаг t в решётке профилей очень большой.

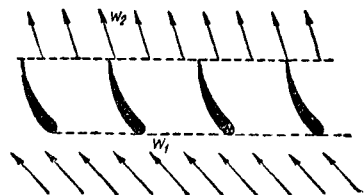
Элементарная теория осевых насосов предполагает взаимодействие единичных профилей с потоком с дальнейшей поправкой на

взаимное влияние профилей в решётке. Расчёт осевых насосов приводит к определению основных размеров рабочего колеса и направляющего аппарата; при сечении лопастей используются опытные данные аэродинамических продувок единичных профилей с внесением поправки на взаимное влияние их в



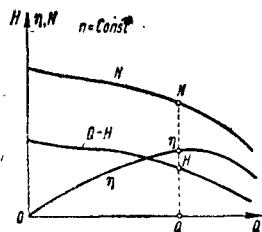
Фиг. 39. Упрощённая схема пропеллерного насоса

условиях решётки. Назначение направляющего аппарата, расположенного за колесом (последовательно), в том, чтобы раскрутить вращающийся поток, придать ему осевое движение и осуществить преобразование кинетической энергии вращающегося потока в давление.



Фиг. 40. Решётка профилей лопастного колеса

Пропеллерные насосы — насосы низкого давления и большой производительности; одноколёсный насос развивает напор примерно до 10 м. Известны пропеллерные насосы производительностью 25 м³/сек при напоре



Фиг. 41. Характеристики пропеллерного насоса

поворачивающимися лопатками. Допустимая высота всасывания у пропеллерных насосов незначительна и для некоторых типов близка к нулю.

Характеристики пропеллерного насоса приведены на фиг. 41. Кривая изменения

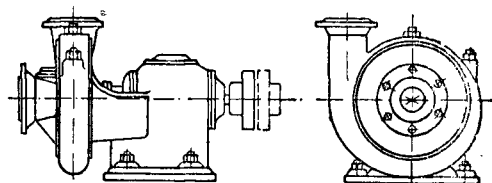
мощности отличается от аналогичных кривых для обычных центробежных насосов. Наибольшая мощность у пропеллерных насосов соответствует $Q = 0$. Таким образом, включение пропеллерного насоса при закрытой задвижке может привести к нежелательной перегрузке двигателя.

На фиг. 42 показаны кривые изменения Q , H и η при $n = \text{const}$ в зависимости от угла поворота лопаток φ . При этом напор изменяется очень мало, изменение же производительности, а в соответствии с этим и потребной мощности весьма значительно. При определённых условиях это может представить преимущество пропеллерного насоса по сравнению с обычным центробежным насосом.

Близки к пропеллерным насосам насосы винтовые полуосевого типа, нашедшие значительное применение для подачи жидкостей с повышенной вязкостью или загрязнённых.

КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ И ИХ ПОДБОР

Современное насосостроение в СССР даёт примеры самых разнообразных конструкций насосов и их деталей; конструкции, изготовляемые отдельными заводами в СССР, имеют свои особенности. Подбор насосов производится с использованием данных каталогов



Фиг. 43. Одноступенчатый насос АР

после выявления, на основании расчётов, основных параметров. При отсутствии каталогов возможно ориентироваться по стандарту ГОСТ 2545-46, распространяемому на вновь проектируемые лопастные центробежные и пропеллерные насосы.

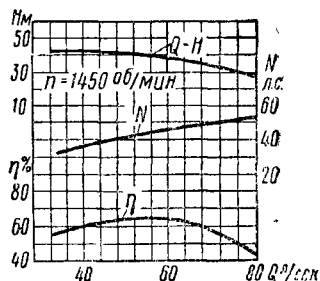
Ниже приводятся данные по некоторым насосам, изготовляемым заводами в СССР.

На фиг. 43 показан одноступенчатый насос АР консольного типа с односторонним впуском завода Средазхиммаш. Корпус, рабочее колесо, втулки чугунные; вал стальной на шариковых подшипниках в стойке кронштейна; $n = 1450$ об/мин. Насосы изготовляются различных размеров для Q от 24 до 180 м³/ч, при H соответственно от 20 до 40 м. $N_{\text{вс. вак}}$ до 5 м. Характеристики насоса АР-150 приведены на фиг. 44.

На фиг. 45 изображён одноступенчатый насос НК Китайского завода. Корпус, рабо-

чье колесо и уплотняющие кольца чугунные; вал стальной; напорный патрубок расположен под углом 90° к валу насоса и может быть повернут на 180 и 270° в вертикальной плоскости. Диаметры патрубков от 75 до

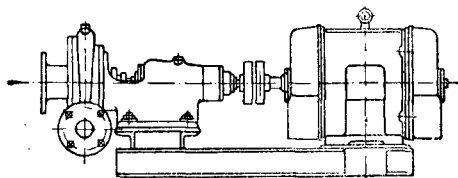
вого давления. $Q = 35$ л.с., $H = 80$ м при $n = 2950$ об/мин., $\eta = 0,71$. На фиг. 51 показан горизонтальный насос типа НД завода



Фиг. 44. Характеристики насоса AP-15

200 мм; Q от 10 до 700 м³/ч; изготавливаются насосы низкого и среднего давления.

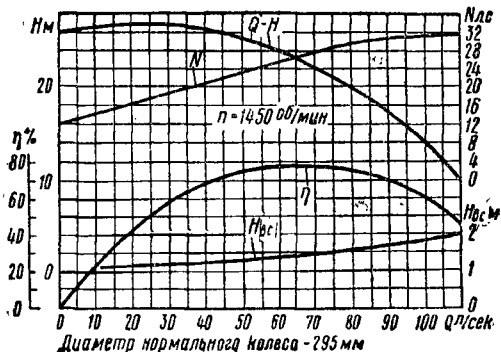
На фиг. 46 представлены характеристики насосов 6НК с нормальными колёсами; там же указаны и высоты всасывания.



Фиг. 45. Одноступенчатый насос НК

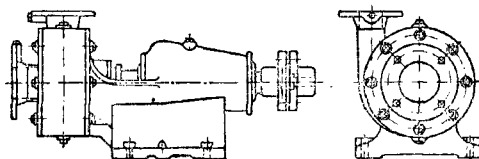
На фиг. 47 изображен насос 4К-6 Мелитопольского завода (насос одноступенчатый консольный, выполнен из чугуна); на фиг. 48 приведены его характеристики.

На фиг. 49 даны характеристики насоса ЦНШ-80 завода «Красный факел».



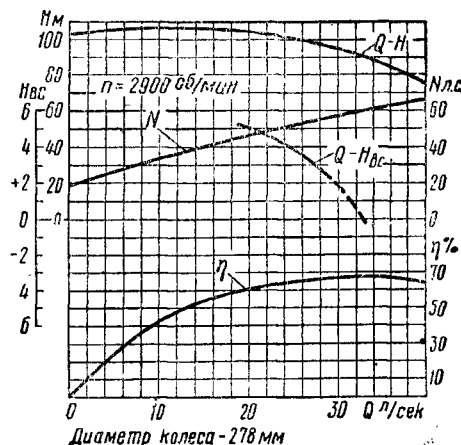
Фиг. 46. Характеристики насоса 6НК

На фиг. 50 показан насос типа 3НК завода им. Калинина. Станина с подшипниками крепится к фундаменту. Спиральный корпус крепится к станине. Осевое давление уравнивается при помощи специальной камеры. Упорный шариковый подшипник воспринимает неуравновешенную часть осе-



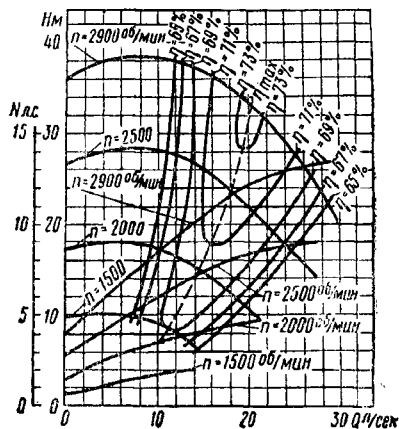
Фиг. 47. Насос 4К-6

им. Калинина; двустороннее всасывание обеспечивает хорошее уравнивание осевого давления; сальник с гидравлическим затвором.



Фиг. 48. Характеристика насоса 4К-6

Завод им. Калинина строит насосы типа НД разборные в горизонтальной плоскости, с двусторонним всасыванием (фиг. 52); диаметры патрубков от 100 до 600 мм, число



Фиг. 49. Характеристика насоса ЦНШ-80

оборотов от 730 до 2950 в минуту; Q от 126 до 5000 м³/ч. Насосы чугунные, вал стальной. Для перекачивания морской воды рабочие

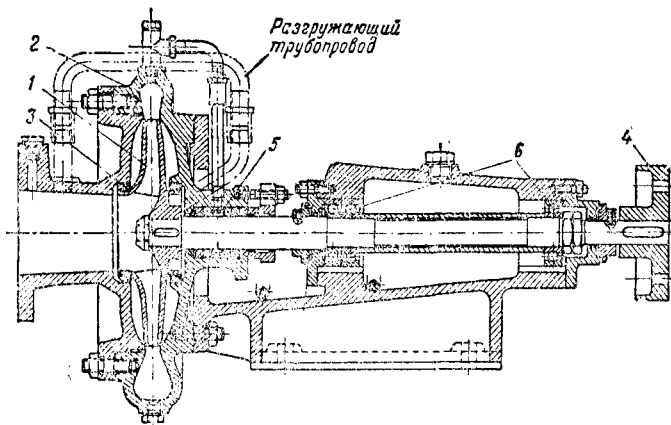
колёса, уплотняющие кольца и пр., выполняются из бронзы; предусмотрено водяное охлаждение.

Характеристики некоторых из указанных насосов представлены на фиг. 53 и 54. На фиг. 55 показан двухступенчатый насос типа НМА завода им. Калинина с уравниванием осевого давления симметричным

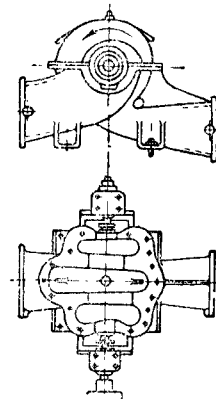
колёс с входными отверстиями, расположенными в противоположные стороны.

В верхней части четырёхступенчатого насоса показан канал для перевода жидкости от одних ступеней к другим. Характеристики некоторых насосов ЗВ даны на фиг. 58 и 59.

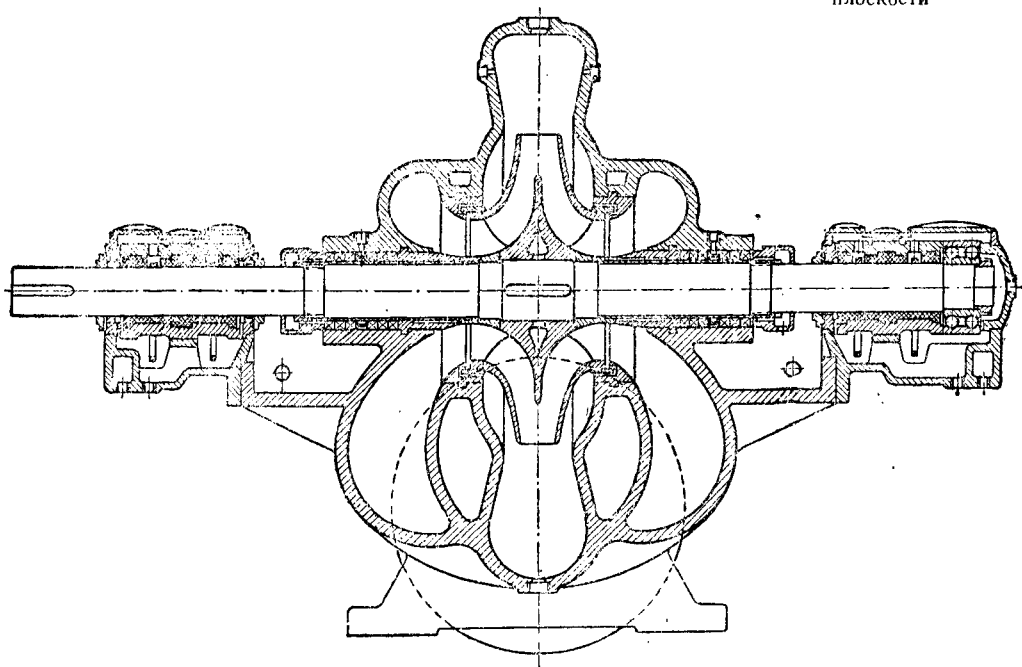
Двухколёсные насосы 4В выпускаются как с последовательным, так и с параллельным



Фиг. 50. Насос типа ЗНК



Фиг. 52. Насос типа НД
разъёмный в горизонтальной
плоскости



Фиг. 51. Насос типа НД

расположением колёс. Корпус с разъёмом в горизонтальной плоскости.

Многоступенчатые насосы несколько необычной конструкции изготавливаются заводами Главхиммаша. На фиг. 56 и 57 изображены насосы ЗВ — двух- и четырёхступенчатые с горизонтальным разъёмом корпуса и одно-сторонним входом жидкости. Осевые усилия уравновешены симметричным расположением

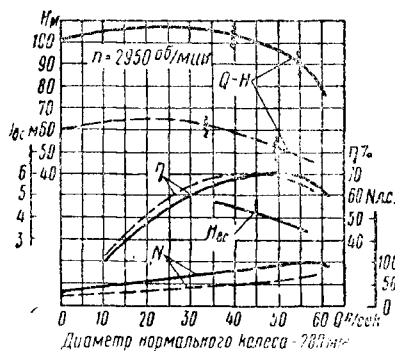
соединением колёс. Для работы с последовательно соединёнными колёсами насосы выпускаются под маркой 4В125 × 2 и 4В150 × 2 (фиг. 60). Всасывающий и напорный патрубки и переводный канал (труба) для подачи жидкости из первой ступени во вторую присоединяются в нижней части насоса.

Для работы с параллельно соединёнными колёсами насосы выпускаются под маркой

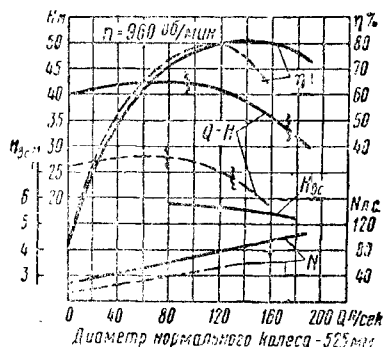
4В125 × 2П и 4В150 × 2П. В этом случае переводный канал в нижней части отсутствует, а патрубки расположены так, что оба колеса всасывают и нагнетают жид-

костью до 110° (необходим подпор у всасывающего патрубка) и насосы для вязких жидкостей.

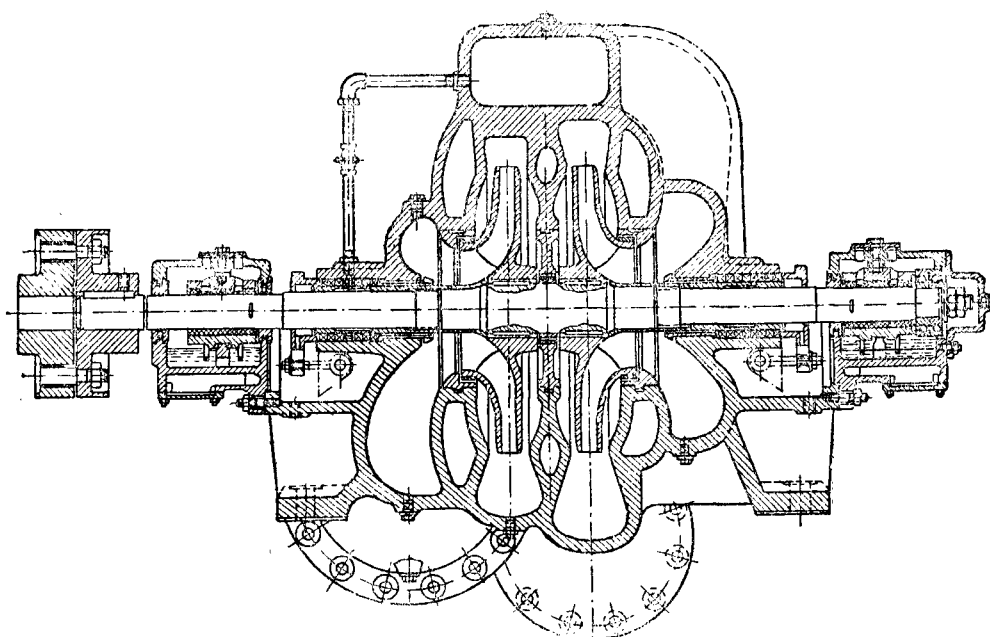
На фиг. 63 показан вертикальный насос



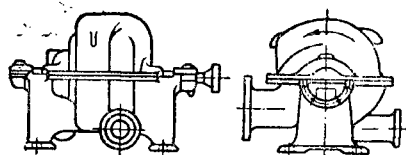
Фиг. 53. Характеристики насоса 2НДв



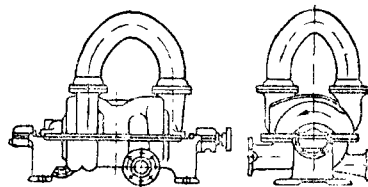
Фиг. 54. Характеристики насоса 8НДв



Фиг. 55. Двухступенчатый насос типа НМА



Фиг. 56. Двухступенчатый насос 3В



Фиг. 57. Четырехступенчатый насос 3В

кость параллельно. На фиг. 61 и 62 даны характеристики насосов 4В125 × 2 и 4В125 × 2П.

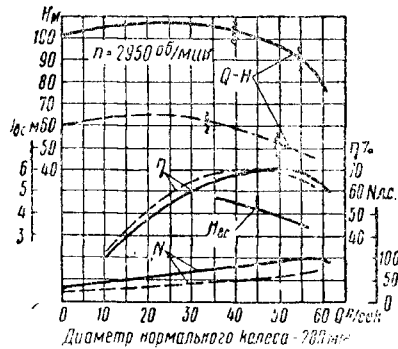
Заводами Главхиммаша изготавливаются также многоступенчатые насосы высокого давления для питания паровых котлов водой

для чистой воды завода им. Калинина. Разгрузка осевого давления осуществляется осевой камерой. Во избежание прогиба вала вследствие неравномерности давления в спиральной камере, диаметр его принят увеличенным; к. п. л. высокий.

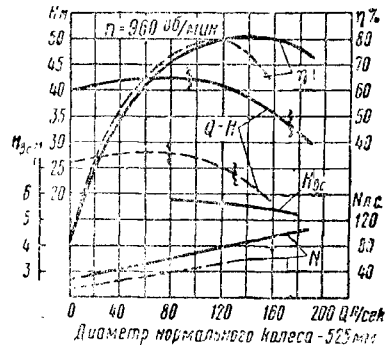
4В125 × 2П и 4В150 × 2П. В этом случае переводный канал в нижней части отсутствует, а патрубки расположены так, что оба колеса всасывают и нагнетают жид-

костью до 110° (необходим подпор у всасывающего патрубка) и насосы для вязких жидкостей.

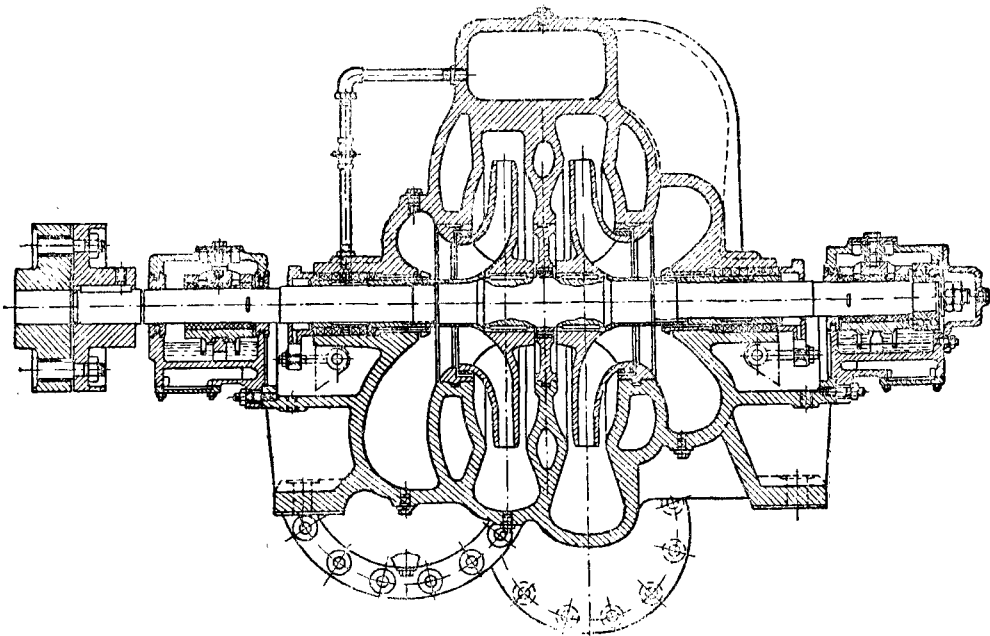
На фиг. 63 показан вертикальный насос



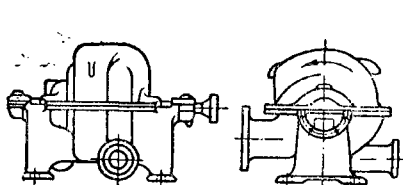
Фиг. 53. Характеристики насоса 4НДв



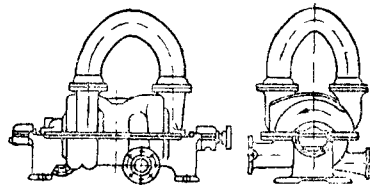
Фиг. 54. Характеристики насоса 8НДв



Фиг. 55. Двухступенчатый насос типа НМА



Фиг. 56. Двухступенчатый насос 3В



Фиг. 57. Четырехступенчатый насос 3В

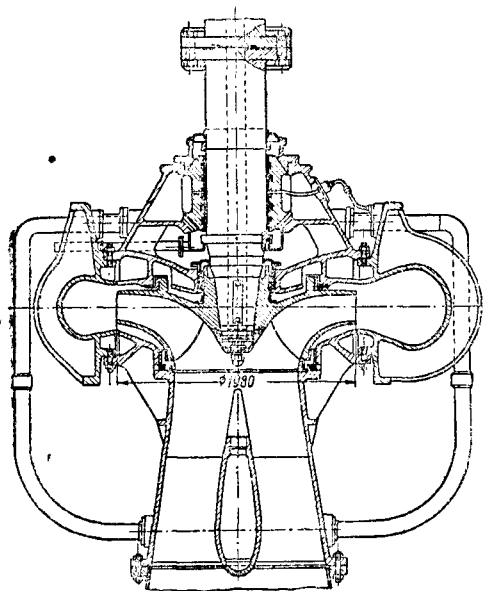
кость параллельно. На фиг. 61 и 62 даны характеристики насосов 4В125 × 2 и 4В125 × 2П.

Заводами Главхиммаша изготавливаются также многоступенчатые насосы высокого давления для питания паровых котлов водой

для чистой воды завода им. Калинина. Разгрузка осевого давления осуществляется особой камерой. Во избежание прогиба вала вследствие неравномерности давления в спиральной камере, диаметр его принят увеличенным; к. п. д. высокий.

рабочего режима по кривой $Q-H$ и изменением угла наклона лопаток рабочего колеса.

Нормальные расчётные режимы соответствующих насосов указаны на фиг. 67. К. п. д.



Фиг. 63. Вертикальный центробежный насос

насосов должны иметь при этих режимах своё максимальное значение. Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания (по вакуумметру), приведённая к оси насоса,—

уменьшенный в 25 раз; цифры после тире, указывающей коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз; цифры после знака умножения, соответствующей числу ступеней (в многоступенчатых насосах).

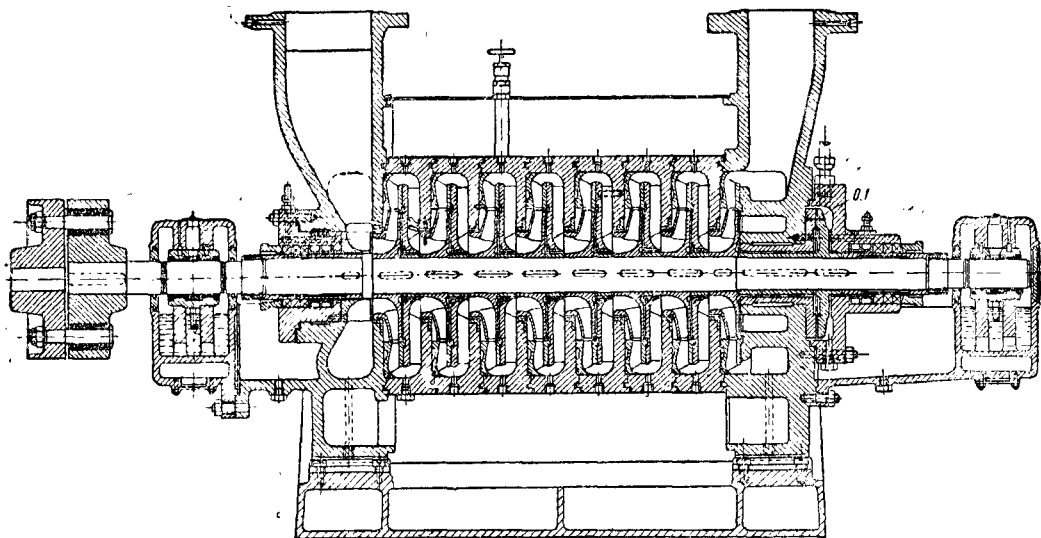
В индивидуальном порядке могут изготавливаться насосы, выходящие за границы стандарта.

Проектирование насосов и подробный расчёт их производится с учётом опыта по выполненным конструкциям с высокими к. п. д. Соответствующие данные, необходимые для проектирования насосов, здесь не приводятся.

УСТАНОВКА НАСОСОВ

Перед установкой насоса его целесообразно разобрать для осмотра отдельных частей, затем произвести сборку. Фундаментная плита насоса (горизонтального) должна быть установлена горизонтально: оси вала насоса и вала мотора должны лежать на одной прямой линии; при трансмиссионной передаче ось шкива насоса должна быть параллельна оси трансмиссионного вала. По укреплении всасывающего и нагнетательного трубопроводов и проверке правильности положения насоса заливают фундаментные болты и фундаментную плиту. Когда цемент затвердеет, фундаментные болты окончательно подтягиваются, при этом фундаментная плита не должна быть перекошена и правильность установки не должна быть нарушена.

При соединении насоса и мотора при помощи муфты проверяется расстояние между



Фиг. 64. Питательный насос

$H_{\text{вас}}^{\text{доп}}$ дана для воды с температурой до 20° при атмосферном давлении в 735,5 мм рт. ст.

Приведённые на фигурах марки (обозначения) состоят из: буквы, характеризующей тип насоса; цифры перед буквой, показывающей диаметр входного патрубка в мм,

полумуфтами (фиг. 68), которое по всей окружности должно быть одинаковым; линейка, прикладываемая по поверхности муфты параллельно оси вала, должна плотно прилегать к обеим полумуфтам; вал насоса при ослаблении затяжки сальников должен вра-

щаться свободно. Перед первым пуском насоса необходимо проверить направление вращения вала насоса; все маслѐнки должны быть залиты маслом.

ПУСК И УХОД ЗА НАСОСОМ

Включение насоса в работу можно производить только после его заполнения жидкостью. При заполнении насоса все воздушные краны на нём должны быть открыты до появления в них жидкости, после чего воздушные краны и задвижка на напорном штуцере закрываются. Наполнение может производиться: а) через особую воронку с краном (очень редко); б) соединением корпуса насоса с водопроводом (очень редко); в) из нагнетательного трубопровода при помощи обводной трубки на обратном клапане; при этом необходимо следить, чтобы всасывающая линия не подвергалась высокому давлению; г) отсасыванием воздуха из корпуса насоса и всасывающей линии воздушным насосом.

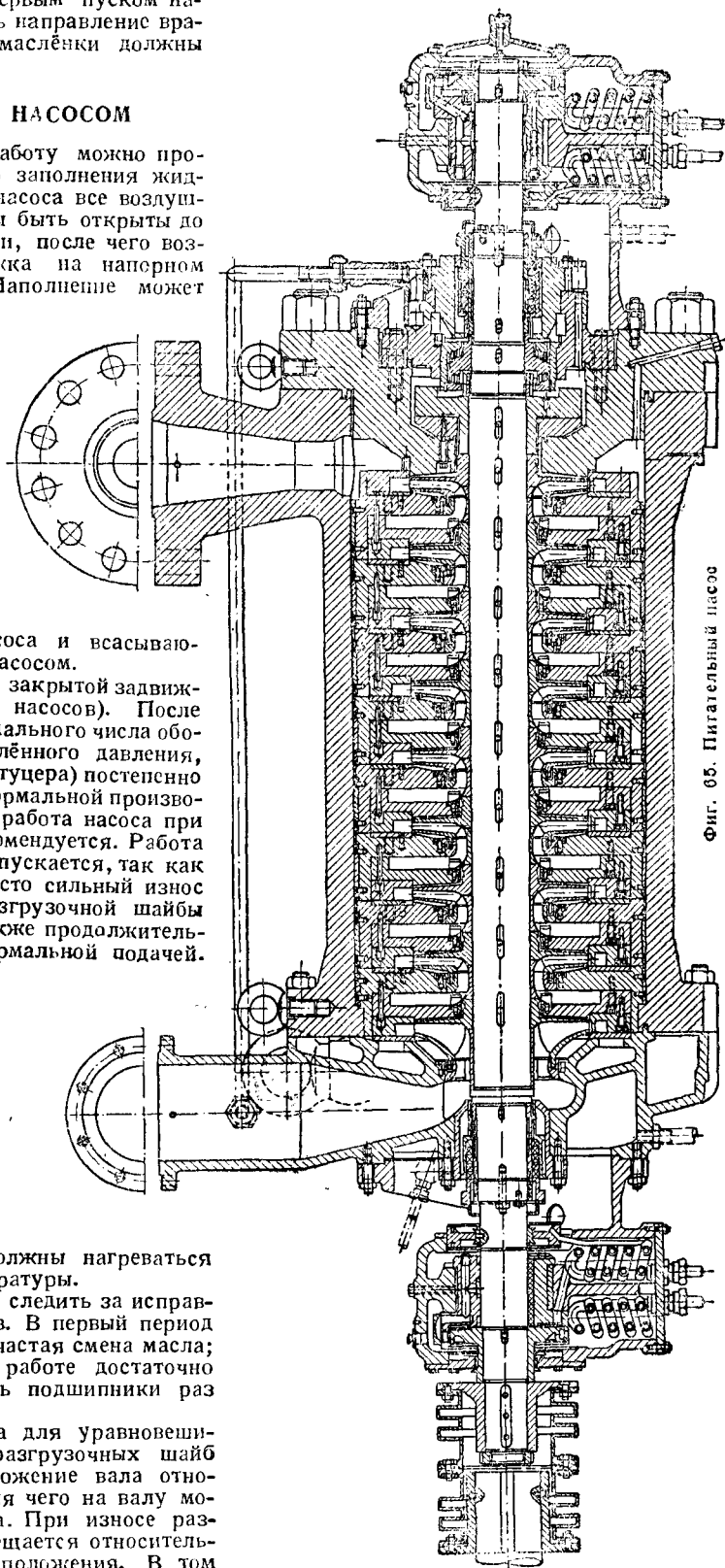
Пуск производится при закрытой задвижке (кроме пропеллерных насосов). После достижения насосом нормального числа оборотов и развития определённого давления, задвижку (у напорного штуцера) постепенно открывают до получения нормальной производительности. Длительная работа насоса при закрытой задвижке не рекомендуется. Работа насоса без жидкости не допускается, так как при этом может иметь место сильный износ уплотняющих колец, разгрузочной шайбы и т. д. Не допускается также продолжительная работа насоса с ненормальной подачей.

Подтягивание сальников производится с таким расчётом, чтобы перекачиваемая жидкость могла несколько просачиваться наружу, что является признаком отсутствия присасывания воздуха в корпус насоса; при подтягивании сальников не должно происходить заедания вала.

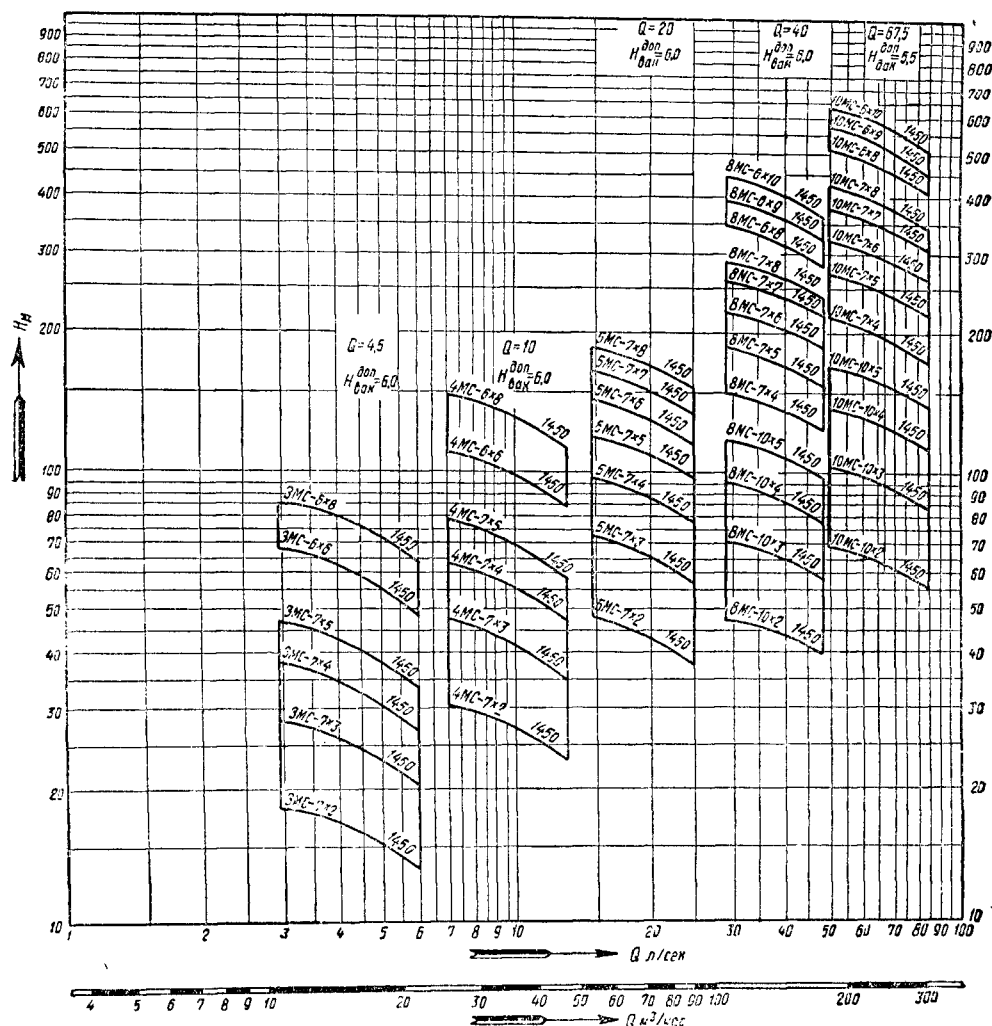
Трущиеся части не должны нагреваться выше допустимой температуры.

Необходимо всё время следить за исправной работой подшипников. В первый период работы насоса требуется частая смена масла; при вполне исправной работе достаточно менять смазку и чистить подшипники раз в неделю.

При наличии у насоса для уравнивания осевого сдвига разгрузочных шайб следует фиксировать положение вала относительно подшипника, для чего на валу может быть сделана засечка. При износе разгрузочной шайбы вал смещается относительно своего нормального положения. В том

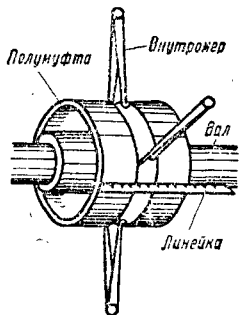


Фиг. 65. Питательный насос



Фиг. 67. Нормальные расчётные режимы некоторых насосов

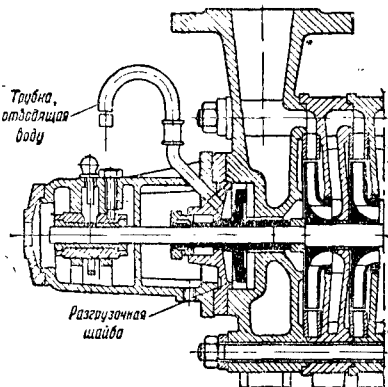
случае, когда засечка сместится на 1—1,5 мм, может происходить истирание разгрузочной шайбы и последующий за этим износ рабочих колёс и других частей насоса. Наружная сторона разгрузочной шайбы не должна находиться под давлением; жидкость, просачивающаяся через соответствующий зазор, должна по трубке свободно выводиться наружу (фиг. 69).



Фиг. 68. Проверка расстояния между полунуфтами

Периодически, в зависимости от загрязнённости перекачиваемой жидкости, насос необходимо разбирать для осмотра и чистки отдельных деталей.

При приведении в действие насосов двигателями, изменяющими число оборотов, регулирование работы производится измене-



Фиг. 69. Отвод воды от разгрузочной шайбы

нием числа оборотов. Производительность можно регулировать задвижкой у напорного штуцера, однако это неэкономично.

Остановка насоса. При остановке насоса необходимо: постепенно закрыть задвижку на насосе; закрыть кран у вакуумметра во избежание поломки его при последующей заливке насоса; выключить двигатель насоса.

При остановке насоса на длительное время, особенно зимой, необходимо полностью удалить воду из корпуса насоса, и разобрав насос, тщательно протереть детали. В зимнее время нельзя оставлять воду в трубопроводе, проложенном через неотапливаемые помещения.

НЕИСПРАВНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Плохое всасывание или отсутствие подачи жидкости. К причинам, вызывающим это явление, относятся:

а) неполное заполнение всасывающего трубопровода жидкостью, частичное заполнение его воздухом;

б) неплотности во всасывающей линии или сальниках насоса, приводящие к засасыванию воздуха;

в) слишком малое расстояние приёмного клапана от уровня жидкости в резервуаре или колодце и, как результат этого, засасывание воздуха;

г) чрезмерно большая высота всасывания или большое сопротивление во всасывающем трубопроводе вследствие его загрязнённости, засорённости сетки приёмного клапана и т. д.;

д) чрезмерно большая высота нагнетания, слишком большое сопротивление в нагнетательном трубопроводе по сравнению с напором, развиваемым насосом;

е) недостаточное число оборотов насоса (недостаточное число оборотов двигателя или скольжение ремня);

ж) неправильное направление вращения вала насоса.

Перерыв или уменьшение подачи жидкости. Основные причины этого явления:

а) застревание приёмного клапана;

б) загрязнение сетки всасывающего трубопровода;

в) частичное попадание воздуха во всасывающий трубопровод через неплотности во фланцах, сальниках и пр.; воздушные мешки во всасывающем трубопроводе;

г) уменьшение во время работы насоса отметки воды (жидкости) в колодце и невозможность при этом осуществить нормальное всасывание;

д) уменьшение отметки воды (жидкости) в колодце, увеличение высоты всасывания и полной манометрической высоты подъёма и, как следствие, уменьшение производительности насоса;

е) большой износ уплотняющих колец в насосе; большой осевой сдвиг колёс и частичное перекрытие каналов в направляющем аппарате или корпусе;

ж) загрязнение каналов в рабочем колесе насоса;

з) понижение числа оборотов двигателя или скольжение ремня при ременной передаче.

Колебания в подаче и временное повышение подачи. К причинам этого явления можно отнести:

а) образование воздушных мешков, уменьшающих подачу; время от времени скопившийся воздух прорывается и тогда подача вновь увеличивается;

б) напор вследствие каких-либо причин оказался меньше, подача увеличилась.

Большое потребление энергии. Это является результатом:

а) заедания вала или других частей насоса; сильного осевого сдвига, срабатывания и торможения разгрузочной шайбы, пяты, трения колёс об уплотняющие кольца и корпус и т. д.;

б) того, что действительно развиваемый напор, значительно меньше того напора, на который был рассчитан центробежный насос; при этом насос может иметь большую производительность и работать при пониженном к. п. д.;

в) регулирования работы насоса при значительном закрытии задвижки.

Затруднения при включении насоса в работу. Если давление холостого хода насоса не превышает статической высоты подъёма, насос включить в работу невозможно; иногда для уменьшения противодавления приходится прибегать к частичному выпуску воды (жидкости) из бака или напорного трубопровода.

Включение насоса в параллельную работу с уже работающими насосами возможно лишь в том случае, если давление холостого хода включаемого насоса выше давления, развиваемого работающими насосами. Иногда при совместной работе двух или трёх насосов включение насосов необходимо производить одновременно.

Нагрев частей насоса. Нагрев корпуса может иметь место в результате продолжительной работы насоса с закрытой задвижкой. Нагрев сальников может происходить от сильной их затяжки или перекоса. Нагрев подшипников может быть вследствие: отсутствия смазки или сильного её загрязнения, неисправной работы колец подшипника (заедание или застревание колец), перекоса вала или сильной затяжки вкладышей подшипника.

Другие неисправности в работе насоса. Насос во время работы сильно дрожит; это может быть результатом ослабления фундаментных болтов, перекоса фундаментной плиты, неправильного соединения вала насоса с валом электродвигателя при помощи муфты, неправильной работы ременной передачи, при неравномерности колёс в насосе или при ненормальном износе подшипников. Необходимые мероприятия для устранения неисправностей должны вытекать из анализа причин этих неисправностей.

ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Испытание насосов производится в заводских лабораториях и на месте установки и заключается в определении запроектированных или гарантированных Q , H , η и N , уста-

повлении зависимостей между ними при определённых n , т. е. в построении характеристик насосов, иногда в выявлении связи между Q и $H_{вс}$ и определении допускаемой высоты всасывания.

Определение напора производится по манометру и вакуумметру.

Определение производительности насоса ведётся по наполнению бака определённого объёма или взвешиванием на весах объёма жидкости, подаваемого за t сек. (при небольшом Q). Расход можно измерять также водосливами, проверенными водомерами, вертушками в отводящем лотке или канале или при помощи устанавливаемых в трубопроводе диафрагм.

Определение мощности, потребляемой на валу насоса, производится различными методами в зависимости от условий испытания и вида установки. В лаборатории мощность на валу насоса, приводимого в действие электродвигателем, устанавливается непосредственным определением крутящего момента на валу насоса при помощи мотор-весов. При отсутствии последних и в обычных производственных условиях при непосредственном соединении насоса с электродвигателем на общем валу измеряют по счётчику или ваттметру (при наличии характеристики электродвигателя) потребляемую электродвигателем мощность; умножение полученной величины на к. п. д. двигателя даёт мощность на валу насоса.

Для насосов, приводимых в действие от ремённой передачи, мощность электродвигателя умножают на к. п. д. электродвигателя и к. п. д. ремённой передачи; точность определения невысокая. При использовании в качестве привода двигателя внутреннего сгорания необходимо предварительное испы-

тание самого двигателя. По определении Q , H и N легко определяется и η_n .

Определение числа оборотов производится тахометром. Меняя степень открытия задвижки, можно при данном n определить ряд значений Q , H и N и построить характеристики насосов, тоже изменяя n .

Создавая сопротивления прикрытием задвижки на всасывающем трубопроводе и изменяя $H_{вс}$, можно установить, в какой степени Q зависит от $H_{вс}$.

ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Наиболее существенными преимуществами центробежных насосов являются:

- а) простота и компактность конструкции, небольшой вес, небольшая требуемая площадь, относительно лёгкие фундаменты;
- б) небольшая стоимость установки и эксплуатации; последняя чрезвычайно проста;
- в) простота непосредственного соединения с получившими большое распространение электродвигателями;
- г) широкое применение для перекачивания загрязнённых жидкостей (отсутствие клапанов);
- д) некоторое уменьшение явлений гидравлических ударов в сети по сравнению с поршневыми насосами и возможность работать непосредственно в сеть.

К числу недостатков центробежных насосов относятся:

- а) необходимость заполнения насоса перед его пуском;
- б) некоторое ограничение (в определённых пределах) напора, развиваемого каждым насосом.

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

СХЕМА УСТРОЙСТВА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ НАСОСА

Основные части поршневого насоса: корпус с цилиндром, поршень, приводимый в действие кривошипным механизмом (или иным путём), клапаны. При поступательно-возвратном движении поршня в цилиндре насоса простого действия при одном ходе образуется разреженное пространство, куда устремляется жидкость, при другом (обратном) ходе поршня жидкость вытесняется в напорный трубопровод.

ВСАСЫВАНИЕ

Всасывание и движение жидкости во всасывающем трубопроводе обусловлено давлением атмосферы и наличием разреженного пространства в насосе. При некоторых упрощениях можно допустить:

$$\gamma (A - H_t - h_{вс} - H_{вс}) f_g = \frac{\gamma L_g f_g}{g} \cdot j,$$

где j — ускорение движущейся во всасывающем трубопроводе жидкости;

L_g и f_g — длина и сечение всасывающего трубопровода.

Значения остальных членов ясны из предыдущего.

Отсюда высота всасывания

$$H_{вс} = A - H_t - h_{вс} - j \frac{L_g}{g} \text{ (м)}.$$

Ускорение жидкости

$$j = \frac{A - H_t - h_{вс} - H_{вс}}{\frac{L_g}{g}} \text{ (м/сек}^2\text{)}.$$

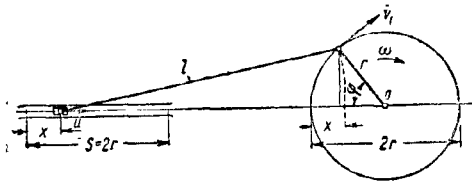
Из уравнения для $H_{вс}$ следует, что с уменьшением длины всасывающего трубопровода L_g , $H_{вс}$ может увеличиваться.

Схема действия кривошипного механизма, передающего движение поршню, представлена на фиг. 70.

Приняты следующие обозначения:

- ω — угловая скорость вращения кривошипа;
- v_1 — скорость движения пальца кривошипа;
- r — радиус кривошипа;
- l — длина шатуна;

- $\varphi = \omega t$ — угол поворота кривошипа;
 x — путь, пройденный поршнем от крайнего мёртвого положения;
 u — скорость движения поршня;
 $s = 2r$ — ход поршня;
 j' — ускорение движения поршня;
 p_0 — атмосферное давление ($\frac{p_0}{\gamma} = A$);
 p_x — давление жидкости у поршня при всасывании.



Фиг. 70. Схема действия кривошипного механизма

В обычных конструкциях насосов $\frac{r}{l}$ незначительно (меньше $\frac{1}{6}$). Поэтому возможно принять шатун бесконечной длины, что значительно упрощает конечные формулы для u и j' .

Тогда:

$$x = r - r \cos \varphi = r(1 - \cos \varphi);$$

$$u = \frac{dx}{dt} = r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = \omega r \sin \varphi;$$

$$j' = \frac{du}{dt} = \omega r \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} = \omega^2 r \cos \varphi.$$

Таким образом, скорость движения поршня изменяется по синусоиде, а ускорение — по косинусоиде. Во избежание отрыва движущейся жидкости от поршня j всегда должно быть больше j' .

Разность давлений $\frac{p_0 - p_x}{\gamma}$ расходуется:

а) на осуществление всасывания на высоту H_{ac} ;

б) на сообщение жидкости, движущейся в цилиндре со скоростью u , соответствующей кинетической энергии $\frac{u^2}{2g}$;

в) на преодоление сопротивлений во всасывающей трубе, равных $\sum \xi \frac{v^2}{2g}$; значения ξ в зависимости от вида местных сопротивлений определяются по гидравлическому справочнику;

г) на переход из всасывающей трубы в цилиндр и преодоление сопротивлений всасывающего клапана; с некоторым приближением последние потери могут быть приняты: до 2 м для тарельчатых клапанов и до 1,5 м для конических клапанов. Эти значения можно принимать при проверке допускаемой высоты всасывания H_{ac} ;

д) на сообщение движущейся за поршнем жидкости необходимого ускорения. Оно будет положительным или отрицательным в зависимости от того, увеличивается ли скорость движения поршня или уменьшается.

Наибольшее значение ускорения поршня при $\varphi = 0^\circ$ равно $j' = \omega^2 r$.

Так как, с другой стороны, $v_1 = \omega r$, то $j' = \frac{v_1^2}{r}$.

Ускорение жидкости во всасывающем трубопроводе можно принять примерно равным ускорению поршня, умноженному на отношение $\frac{F}{f_s}$. Таким образом, наибольшее ускорение

жидкости будет $\frac{v_1^2}{r} \cdot \frac{F}{f_s}$.

Сила, обуславливающая это ускорение, равна

$$\frac{\gamma f_s L_s}{g} \cdot \frac{v_1^2 F}{r f_s} = \frac{\gamma L_s v_1^2 F^*}{g r}.$$

Если эту силу рассматривать, как приложенную к столбу жидкости во всасывающем трубопроводе, в виде давления, распределенного по сечению трубопровода, то последнее, выраженное в метрах водяного столба, будет равно $\frac{L_s v_1^2 F}{g r f_s}$.

Таким образом,

$$H_{ac} = \frac{p_0 - p_x}{\gamma} - \left(\frac{u^2}{2g} + \sum \xi \frac{v^2}{2g} + \frac{L_s}{g} \cdot \frac{v_1^2}{r} \cdot \frac{F}{f_s} \right).$$

Здесь все потери на преодоление сопротивлений, в том числе и в клапане, условно объединены в один член.

Процесс всасывания и высота всасывания зависят от величины атмосферного давления, температуры жидкости, удельного веса жидкости и т. д.

С увеличением числа оборотов двигателя или числа двойных ходов поршня насоса допустимая высота всасывания H_{ac} уменьшается. Предельное допустимое число двойных ходов для насоса простого действия без всасывающего колпака принципиально может быть определено из уравнения для H_{ac} (при замене в нём u и v_1 через n).

Уравнение для определения высоты всасывания позволяет сделать следующие выводы:

а) $\frac{p_x}{\gamma}$ меньше давления на свободной поверхности жидкости и зависит от высоты всасывания, длины и сечения всасывающего трубопровода, сопротивлений в трубопроводе и насосе (и клапанах), скорости движения поршня и ускорения движущейся жидкости;

б) $\frac{p_x}{\gamma}$ при определённых значениях членов, входящих в уравнение, может быть очень малой величиной. Значение $\frac{p_x}{\gamma}$ меньше давления паров перекачиваемой жидкости, или отрицательное значение $\frac{p_x}{\gamma}$, получаемое из этого уравнения, означает разрыв струи

* Для простоты ускорение объёма жидкости Fx , заполняющей часть цилиндра, не учитывается.

жидкости и отделение поршня от всасываемой жидкости. Это в свою очередь вызовет удар жидкости о поршень, когда последний замедлит своё движение и будет достигнут движущейся жидкостью или когда, возвращаясь из мёртвого положения, встретит жидкость, движущуюся навстречу;

в) правильное действие насоса требует, чтобы при всяком положении поршня $\frac{P_x}{\gamma}$ было больше давления паров перекачиваемой жидкости (соответствующего температуре жидкости). В противном случае произойдёт бурное парообразование и прекращение процесса всасывания; это налагает определённые ограничения на величину входящих в уравнение членов;

г) высота всасывания поршневого насоса тем больше, чем меньше ход поршня; горизонтальные насосы при больших высотах всасывания могут оказаться предпочтительными перед вертикальными;

д) высота всасывания тем больше, чем меньше длина всасывающего трубопровода и больше его сечение;

е) высота всасывания у тихоходных насосов больше, чем у быстроходных;

ж) высота всасывания зависит от ускорения инерционных сил (жидкости); последние, находясь в определённой связи с остальными членами уравнения, также должны иметь ограниченную величину, что указывает на определённое ограничение числа оборотов (двойных ходов) поршневого насоса, после чего нормальная его работа становится невозможной;

з) $\frac{P_x}{\gamma}$, будучи величиной переменной, зависит от положения поршня; нарушение нормальной работы насоса, зависящее от P_x , может произойти при наименьшем его значении (при соответствующих значениях прочих величин, входящих в уравнение); как показали исследования, наименьшее значение $\frac{P_x}{\gamma}$ имеет место в начале хода поршня: именно в этом положении поршня и может произойти разрыв струи;

и) для увеличения $\frac{P_x}{\gamma}$ могут быть приняты следующие меры: уменьшение L_s и увеличение f_s (замена части трубы трубой большего сечения или возможное сокращение длины трубы), снятие клапана у начала всасывающей трубы или замена его клапаном другой конструкции, дающим меньшую потерю напора, уменьшение числа оборотов насоса.

Последний член в выражении для H_{ec} , характеризующий потерю, связанную с преодолением инерции столба жидкости, в насосах кратного действия в связи с изменением при этом характера движения во всасывающем трубопроводе теряет своё значение.

Условия всасывания резко изменяются в зависимости от наличия или отсутствия на всасывающем трубопроводе воздушного колпака; схема насоса с таким колпаком показана на фиг. 71.

Сущность действия всасывающего воздушного колпака — герметически закрытого кот-

ла, расположенного в непосредственной близости у камеры всасывания, сводится к тому, что насос засасывает жидкость непосредственно из колпака как бы по очень короткой всасывающей трубе на высоту z_k , меньшую чем z_0 . Над уровнем жидкости в колпаке находится воздух; давление его p_k меньше атмосферного на величину, зависящую от расположения всасывающего колпака над нижним уровнем жидкости.

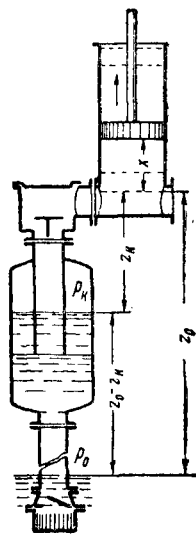
Вследствие вакуума в колпаке жидкость движется к нему, причём движение её от нижнего уровня близко к установившемуся, ибо колебания уровня жидкости в колпаке незначительны. При наличии всасывающего колпака жидкость как бы приближается к поршню и масса жидкости, следующей за движущимся с переменной скоростью поршнем, уменьшается, а скорость во всасывающем трубопроводе выравнивается.

Вследствие более равномерного движения жидкости от нижнего уровня в колпак, сопротивления во всасывающей трубе уменьшаются. Ускорение должно сообщаться лишь небольшому объёму жидкости между воздушным колпаком и всасывающей камерой насоса.

При наличии воздушного колпака на всасывающем трубопроводе резко уменьшается значение ускорения и инерционных сил и колебания давления жидкости у поршня

$\frac{P_x}{\gamma}$ становятся менее значительными, что позволяет увеличить высоту всасывания, число оборотов насоса и т. д.

Практически при коротких всасывающих трубопроводах и наличии всасывающих воздушных колпаков высота всасывания может колебаться примерно в пределах до 5 м для быстроходных насосов, до 6 м для нормальных и до 7 м для тихоходных.



Фиг. 71. Схема насоса с всасывающим воздушным колпаком

ПОДЪЁМ ЖИДКОСТИ И ПРОЦЕСС НАГНЕТАНИЯ

Принципиально напор, развиваемый поршневым насосом, неограничен. Практически же он ограничивается прочностью отдельных частей насоса, конструкцией (герметичность сальников) и мощностью двигателя. Отдельные типы насосов изготавливаются для напоров в определённых пределах.

В приводимых ниже формулах:

p_y — давление жидкости у поршня при нагнетании;

p_n — давление в конце напорного трубопровода.

Разность давлений $\frac{p_y - p_n}{\gamma}$ расходуется:

а) на осуществление нагнетания на высоту H_z ;

б) на преодоление всех сопротивлений в напорном трубопроводе, равных $\sum \xi \frac{v_n^2}{2g}$;

в) на изменение скорости при переходе из цилиндра в напорный трубопровод, равное $\frac{v_n^2 - u^2}{2g}$;

г) на преодоление потерь при подъёме нагнетательного клапана h_k ;

д) на сообщение движущейся жидкости необходимого ускорения.

Если силу, обуславливающую ускорение, рассматривать как приложенную к столбу жидкости в напорном трубопроводе в виде давления, распределённого по сечению этого столба (аналогично тому же при всасывании), то соответствующее давление будет равно $\frac{L_n v_1^2 F}{gr f_n}$, где L_n и f_n — длина и площадь сечения напорного трубопровода.

Выразив v_n через u : $v_n^2 = \frac{u^2 F^2}{f_n^2}$, и объединив «б» и «в» в один член вида $w \frac{u^2}{2g}$, получим уравнение

$$\frac{p_y}{\gamma} = \frac{p_n}{\gamma} + H_z + h_k + w \frac{u^2}{2g} + \frac{L_n v_1^2 F}{gr f_n}.$$

Последний член, отражающий действие инерционных сил, на протяжении хода поршня меняет свою величину и знак, ибо меняются скорость и ускорение поршня; во второй половине хода, когда поршень замедляет ход, ускорение отрицательно.

Таким образом:

а) $\frac{p_y}{\gamma}$ на протяжении хода поршня меняет свою величину;

б) увеличения и уменьшения давления $\frac{p_y}{\gamma}$ в период нагнетания, связанные с величинами L_n и $\frac{v_1^2}{r}$ (т. е. ω или n), могут привести к явлениям, аналогичным явлениям гидравлического удара;

в) при больших L_n и $\frac{v_1^2}{r}$, т. е. при длинных напорных трубопроводах и большом числе оборотов, величина члена, отражающего влияние инерционных сил, может стать больше суммы остальных членов уравнения. Тогда на определённой части хода поршня p_y определится как отрицательная величина, т. е. работа насоса при этом окажется невозможной. Таким образом, процессы в период нагнетания также ограничивают число оборотов (двойных ходов) поршневого насоса;

г) наименьшие значения $\frac{p_y}{\gamma}$ получаются в

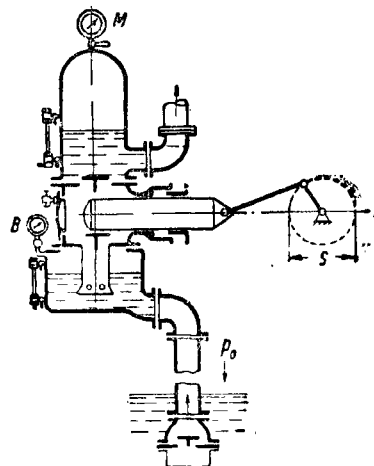
конце хода поршня; при этом положении поршня может иметь место указанная ненормальность;

д) возможность указанных явлений тем меньше, чем больше давление p_n в конце нагнетательного трубопровода и больше высота подъёма H_z ;

е) одним из мероприятий для создания нормальной работы насоса может служить уменьшение его числа оборотов.

Изложенное относится к насосам простого действия без воздушного колпака.

При наличии нагнетательного воздушного колпака у насоса простого действия (фиг. 72), при одном ходе поршня часть вытесняемой поршнем жидкости идёт непосредственно в трубопровод, часть — в колпак, сжимая в нём воздух; при обратном ходе поршня давлением сжатого воздуха жидкость из колпака вытесняется в трубопровод.



Фиг. 72. Схема насоса с нагнетательным (и всасывающим) воздушным колпаком

Нагнетание жидкости непосредственно в колпак резко снижает влияние сил инерции, как бы приближает напорный резервуар к насосу, уменьшая длину нагнетательного трубопровода; при этом ускорению подвергается масса жидкости на коротком участке до воздушного колпака и колебания $\frac{p_y}{\gamma}$ значительно уменьшаются.

Воздушный колпак на нагнетательном трубопроводе выравнивает подачу и давление у поршня и позволяет увеличить число оборотов насоса.

КЛАССИФИКАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Поршневые насосы классифицируют по различным признакам.

В зависимости от направления движения поршня различают горизонтальные и вертикальные насосы.

По типу поршня различают насосы с дисковым поршнем для давлений не выше 10—15 ат и плунжерные насосы, работающие надёжно при больших давлениях; у послед-

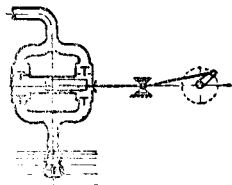
них между плунжером и стенками цилиндра достигается большая плотность.

В соответствии со схемой действия и устройством поршневые насосы делятся на насосы простого и кратного действия (двойного, тройного и т. д.).

В насосах двойного действия (фиг. 73) всасывание и нагнетание осуществляются при каждом ходе поршня: всасывание с одной стороны, нагнетание — с другой. У этих насосов поршень попеременно нагнетает обеими сторонами, а жидкость во всасывающем и нагнетательном трубопроводах ни при одном ходе поршня не будет оставаться в покое, но колебания скоростей, а следовательно, и ускорений за ход поршня здесь такие же, как и у насосов простого действия; применение насосов двойного действия не оказывает

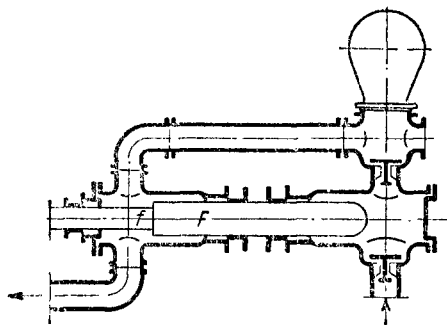
влияния на $\frac{P_x}{\gamma}$ и $\frac{P_y}{\gamma}$.

Возможно также устройство сдвоенных насосов одинарного действия, имеющих общий коленчатый вал и кривошипы, расположенные под углом 180° . Эти насосы отличаются от обычных насосов двойного действия. Насос двойного действия, или



Фиг. 73. Схема поршневого насоса двойного действия

строенный насос (фиг. 97), состоит из соединённых в одну конструкцию трёх насосов простого действия, работающих от общего коленчатого вала с кривошипами, расположенными под углом 120° . При работе этого насоса движение жидкости в трубопроводах отличается от такового при работе насоса простого действия вследствие наложения движений, обу-



Фиг. 74. Схема дифференциального насоса

словленных работой отдельных насосов простого действия; отличаются также скорости и ускорения движения, а следовательно, и $\frac{P_x}{\gamma}$ и $\frac{P_y}{\gamma}$, колеблющиеся в значительно меньших пределах.

Сдвоенные насосы ослабляют действие инерционных сил и являются наиболее подходящими при значительном числе оборотов насосов.

Соединением в одну конструкцию двух насосов двойного действия образуется насос четырёхкратного (или четверного) действия; последний также уменьшает влияние инерционных сил. Кривошипы у такого насоса располагаются под углом 90° . Соединением в одну конструкцию 5—6 насосов простого действия образуется насос многократного действия, осуществляющий наиболее равномерную подачу.

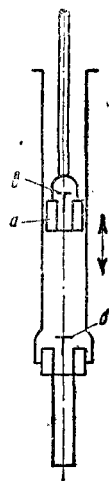
В дифференциальном насосе (фиг. 74) всасывание осуществляется за один, а нагнетание за два хода.

Если F и f — площади поперечных сечений поршня (плунжера) и скалки, а s — ход поршня такого насоса, то объём жидкости, всасываемой им за один ход, будет равен Fs . Объём, вытесненный из цилиндра за тот же ход, равняется $(F - f)s$, за другой ход $Fs - (F - f)s = fs$. Таким образом, полный объём, вытесненный за оба хода, будет $(F - f)s + fs = Fs$.

Для большей равномерности подачи обычно принимают $f = \frac{F}{2}$. Дифференциальный на-

сос отличается большей равномерностью подачи, чем у насосов простого действия; при этом число клапанов вдвое меньше, чем у насосов двойного действия. Потребляемая мощность за оба хода примерно одинакова, в то время, как потребляемая мощность у насосов простого действия за оба хода различна.

На фиг. 75 изображена схема штангового насоса с проходным поршнем, где a — поршень, b и c — клапаны. Нагнетательный клапан c скомпонован в поршне и перекрывает имеющиеся в нём проходные отверстия. Такая конструкция сводит к минимуму размеры поперечного сечения насоса. При движении поршня вверх осуществляется всасывание и нагнетание, при движении вниз — всасывания, ни нагнетания не происходит. Схема аналогичного штангового насоса двойного действия с двумя проходными поршнями, получающими движение от коленчатого вала, показана на фиг. 76. Поршни движутся в противоположных направлениях, штанга верхнего поршня трубчатая, а штанга нижнего проходит в ней. Всасывание и нагнетание происходят при движении поршней вверх и вниз. Когда нижний поршень поднимается, верхний опускается и пропускает жидкость, подаваемую первым, происходят всасывание и нагнетание; когда нижний поршень опускается, верхний поднимается и осуществляет всасывание через нижний поршень и одновременно нагнетание. Схема отличается от предыдущей увеличением производительности и большей равномерностью подачи и нагрузки за оба хода. Однако устройство привода, штанг и пр. здесь более сложно.



Фиг. 75. Схема штангового насоса с проходным поршнем

В зависимости от числа оборотов различают насосы тихоходные с числом оборотов в минуту примерно до 60, нормальные с числом оборотов до 150 и быстроходные с числом оборотов примерно 150—200. Встречаются специальные конструкции быстроходных насосов и с значительно большим числом оборотов.

Значительные ускорения и влияние инерционных сил ограничивают высоту всасывания быстроходных насосов.

По типу и характеру привода различают насосы ручные, паровые и приводные. К последним относят насосы, приводимые в действие от ременной передачи, электродвигателями, двигателями внутреннего сгорания, ветряными и, очень редко, водяными двигателями.

В зависимости от схемы привода различают насосы с кривошипным механизмом (приводные и паровые) и прямодействующие. В приводных насосах поступательно-возвратное движение поршня обусловлено наличием кривошипного механизма, получающего движение или непосредственно от двигателя или при помощи передачи.

В прямодействующих насосах движение передаётся поршню насоса непосредственно от поршня паровой машины (поршень паровой и водяной части агрегата сидят на одном штоке).

По числу цилиндров различают насосы с одним, двумя и тремя цилиндрами.

К. П. Д. ПОРШНЕВОГО НАСОСА И НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Теоретический расход насоса простого действия (объём, описываемый поршнем)

$$Q_{теор} = \frac{FSn}{60} \text{ (м}^3/\text{сек)},$$

где F — площадь поршня в м^2 ;
 S — ход поршня в м ;
 n — число оборотов в мин.

Действительный расход (производительность) Q вследствие неплотностей у поршня, штока и в клапанах, проникновения воздуха в цилиндр насоса и выделения воздуха, газов, пара из жидкости при всасывании и, главное, несвоевременной посадки клапанов — несколько меньше. Переход от процессов всасывания к процессам нагнетания происходит почти мгновенно, но клапаны открываются и закрываются не в момент нахождения поршня в мёртвых по-

ложениях, а с некоторым запозданием, зависящим от конструкции и состояния клапана и числа двойных ходов насоса. Если к началу всасывания нагнетательный клапан не успеет закрыться, часть жидкости из камеры нагнетания вытеснится обратно в цилиндр, где с началом всасывания связано понижение давления; если же к началу нагнетания не успеет закрыться всасывающий клапан, часть жидкости пройдёт из цилиндра в камеру всасывания и всасывающую трубу.

Отношение действительного расхода к теоретическому представляет собой объёмный к. п. д. или коэффициент наполнения насоса

$$\gamma_0 = \frac{Q}{Q_{теор}}.$$

У хорошо выполненных насосов γ_0 может достигать 0,90—0,99; для малых насосов ($D < 50 \text{ мм}$) γ_0 0,85—0,90, для больших ($D > 150 \text{ мм}$) — 0,92—0,99; для некоторых конструкций прямодействующих насосов коэффициент наполнения близок к единице; при неудовлетворительном состоянии насоса γ_0 может быть много меньше. γ_0 зависит также от вязкости жидкости; он понижается с увеличением последней. С увеличением числа оборотов γ_0 обычно понижается, а при некотором числе оборотов определённые конструкции клапанов становятся вообще непригодными. Объёмный к. п. д. — один из основных показателей работы насоса и может быть назван коэффициентом наполнения. Для его увеличения необходимо устранить неплотности во всасывающей линии, клапанах, сальниках, в уплотнениях поршня и т. д. Важно обеспечить отсутствие воздушных мешков в рабочей камере.

Полезная мощность

$$N_n = \frac{\gamma QH}{75} \text{ л. с.}$$

Отношение полезной мощности к мощности, затрачиваемой на валу насоса или передаваемой на шток поршня у прямодействующих насосов, представляет собой полный к. п. д. насоса

$$\gamma_n = \frac{N_n}{N}.$$

Этот коэффициент учитывает все потери в насосе, в том числе гидравлические и механические; γ_n колеблется в пределах 0,7—0,92, в зависимости от размеров, конструкции и тщательности выполнения насоса.

Мощность на валу насоса

$$N = \frac{\gamma QH}{75 \gamma_n}.$$

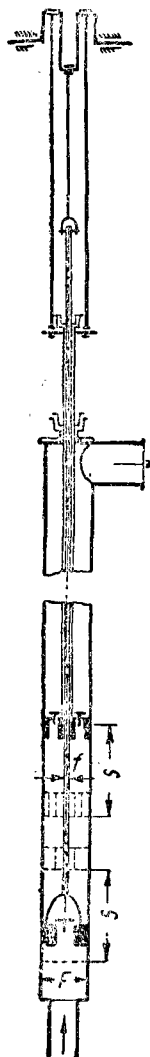
Индикаторная мощность

$$N_i = \gamma_{мех} N,$$

где $\gamma_{мех}$ — механический к. п. д., учитывающий механические потери в насосе, в подшипниках, на трение поршня и т. д.

$$N_n = \gamma_n N_i,$$

где γ_n — гидравлический к. п. д. насоса, учёт



Фиг. 76. Схема штангового насоса двойного действия

тывающий гидравлические потери в насосе (сопротивление клапанов и др.).

От к. п. д. насоса следует отличать к. п. д. всей насосной установки

$$\eta = \frac{N_{\pi}}{N_{\text{полн}}}.$$

Здесь $N_{\text{полн}}$ представляет полный расход мощности в насосной установке, т. е. полезную мощность и мощность, расходуемую на все потери в насосе, передаче и двигателе.

ПОДАЧА И НЕКОТОРЫЕ ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Количество перекачиваемой жидкости определяется объёмом, описываемым поршнем в цилиндре, и не зависит от напора, развиваемого насосом.

Теоретический расход поршневого насоса простого действия

$$Q_{\text{теор}} = \frac{Fsn}{60} \text{ (м}^3/\text{сек)}^*.$$

Действительный расход (производительность)

$$Q = \eta_0 \frac{Fsn}{60} \text{ (м}^3/\text{сек)}.$$

Действительная производительность насоса i -кратного действия

$$Q = \eta_0 i \frac{Fsn}{60},$$

где $i = 2$ для насоса двукратного, или двойного действия; $i = 3$ для насоса тройного действия и т. д.

У насоса двойного действия обе стороны подают неодинаково.

Учитывая влияние штока сечением f , находят подачу за один оборот $Fs + (F-f)s = (2F-f)s$ и действительную производительность насоса

$$Q = \eta_0 \frac{(2F-f)sn}{60} \text{ (м}^3/\text{сек)}.$$

Действительная подача у насоса четырёхкратного действия

$$Q = \eta_0 \frac{2(2F-f)sn}{60} \text{ (м}^3/\text{сек)}.$$

Средняя скорость движения поршня

$$u_{cp} = \frac{2sn}{60} \text{ м/сек.}$$

Тогда

$$Q = \eta_0 i F \frac{u_{cp}}{2}$$

(без учёта сечения штока).

Примерные значения u_{cp} для некоторых насосов даны в табл. 4.

Для жидкостей с повышенной вязкостью принимаются меньшие скорости; при перекачке нефти — примерно вдвое меньшие.

* Или л/сек, в зависимости от размерности F и s .

Таблица 4

Значения u_{cp} для различных насосов

Вид насосов	u_{cp} в м/сек
Ручные	0,05—0,15
Прямодействующие	0,3 —0,8
Приводные малые	0,3 —0,5
» средние	0,6 —0,9
» большие	1,2 —2,0

На выбор величины u_{cp} влияют высота всасывания, длина всасывающей линии, наличие или отсутствие воздушного колпака на всасывающей линии и т. д.

При коротких всасывающих линиях или наличии воздушного колпака u_{cp} может приниматься большим. При большой высоте всасывания необходимы насосы с меньшим n ; то же при длинных всасывающих и нагнетательных трубопроводах.

Средние значения чисел оборотов (двойных ходов) поршневых насосов приведены в табл. 5.

Таблица 5

Значения чисел оборотов поршневых насосов

Тип насоса	n в мин.
Ручные	20—30
Штанговые	20—30
Колодезные	20—30
Приводные тихоходные	30—60
» нормальные	60—150
» быстроходные	150—200
Особой конструкции (с коротким ходом поршня)	150—250 и выше

Большое увеличение n ведёт к быстрому изнашиванию клапанов. При числе оборотов n до 60—80 применяются клапаны с посадкой на седло под действием собственного веса; при n , доходящем до 200, — пружинные и при большем n — клапаны специальной конструкции.

Для подачи насосом определённого расхода Q , при конструировании насоса могут иметь место различные отношения $\frac{s}{D}$.

При большом D и малом s длина насоса получится меньшей, однако давление на поршень и на отдельные части механизма, передающего движение поршню, возрастёт и, следовательно, их размеры должны быть увеличены.

При малом D требуется большее s , увеличивается длина насоса и облегчаются отдельные части передаточного механизма, но с увеличением хода поршня при данном числе оборотов возрастают ускорения и силы инерции.

Насосы для больших H выполняются с малым D и с большим s ; для малых H — с малым s . Быстроходные насосы обычно имеют малое s . Часто быстроходные насосы выполняются так, что s , примерно, равно D . Для обычных вертикальных и горизонтальных насосов $\frac{s}{D}$ колеблется в пределах 1,3 —

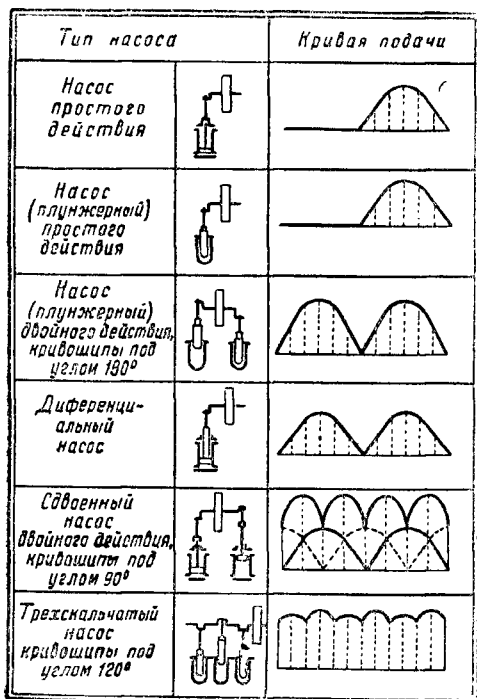
2; для паровых и приводных штанговых насосов в пределах 2—6.

Зависимость между основными параметрами, характеризующими работу насоса. С изменением числа оборотов от n до n_1 производительность поршневого насоса изменяется от Q до Q_1 ; с некоторым приближением, зависящим от конструкции и работы клапанов и состояния насоса, принимают $\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}$.

Напор H от числа оборотов не зависит. При изменении n изменяется влияние инерционных сил и допустимая высота всасывания.

Графическое изображение подачи. По оси абсцисс откладывают угол поворота кривошипа или пропорциональное ему время, а по оси ординат—скорость движения поршня; полученные кривые—синусоиды, дают представление об изменении скорости движения поршня, а следовательно, и об объемах, подаваемых насосом в каждый момент времени.

Площадь синусоиды, ограниченная двумя ординатами, представляет собой объем dV , подаваемый насосом в некоторый промежуток времени dt , а площадь целой ветви синусоиды, взятой вверх от оси абсцисс—объем



Фиг. 77. Кривые подачи поршневых насосов

жидкости, подаваемой насосом за весь ход поршня.

После интегрирования выражения $dV = F \omega r \sin \omega t dt$ в пределах от $\omega t = 0$ до $\omega t = \pi$, т. е. для одного хода, подача насоса простого действия будет

$$\int_0^{\pi} F \omega r \sin \omega t dt = -F \omega r \left| \frac{\cos \omega t}{\omega} \right|_0^{\pi} = Fs.$$

Кривые подачи для насосов простого действия, двойного действия, дифференциального, двойного двойного действия (четырёхкратного действия), строенного представлены на фиг. 77; для последних кривые построены как сумма подач трёх насосов простого действия. (Все кривые построены для бесконечной длины шатуна и без учёта сечения штока.) Наиболее равномерную подачу дают строенные насосы.

Значения наибольших скоростей по сравнению со средней

	$u_{\text{наиб}}$
Для насоса простого действия	3,14 $u_{\text{ср}}$
» » двойного »	1,57 $u_{\text{ср}}$
» » тройного »	1,05 $u_{\text{ср}}$
» » четырёхкратного действия	1,1 $u_{\text{ср}}$

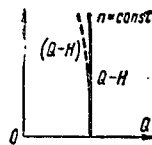
Для шатуна конечной длины значения максимальных скоростей несколько возрастают. Если бы при построении были приняты во внимание также сечения штоков, то кривые, соответствующие одному и другому ходу (обе ветви для насоса двойного действия), несколько отличались бы друг от друга, так как подача одной стороной поршня несколько больше подачи другой стороной. Аналогичные по характеру кривые могут быть построены для всасывания.

Кривые подачи хорошо иллюстрируют неравномерную работу различных насосов. Установка воздушных колпаков значительно сглаживает эту неравномерность.

ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

При работе поршневого насоса напор, создаваемый насосом H , не зависит от его производительности Q . Поэтому характеристика поршневого насоса представляется в виде прямой, параллельной оси ординат, расстояние между ними равно производительности насоса при данном числе оборотов n (фиг. 78).

При другом n характеристика насоса представляется другой прямой, параллельной оси ординат, и т. д. Так как с увеличением H объёмный к. п. д. η_0 уменьшается, фактическая кривая $Q-H$ может несколько отклониться от вертикального положения; практически это отклонение незначительно.



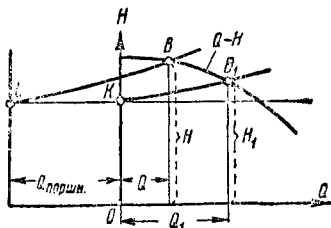
Фиг. 78. Характеристика поршневого насоса

ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

При параллельной работе поршневых насосов их производительности суммируются. При этом возрастают потери напора и полный напор H , но поршневые насосы могут развивать больший напор, пока это позволяют

мощность двигателя и условия прочности самого насоса.

Исследование параллельной работы поршневого насоса с центробежным приведено на фиг. 79.



Фиг. 79. Исследование параллельной работы поршневого насоса с центробежным

На график наносится характеристика поршневого насоса, линия статического давления, характеристика $Q-H$ центробежного насоса; далее от точки K строится характеристика трубопровода KB_1 , при работе только центробежного насоса, и от точки L аналогичная характеристика трубопровода LB , соответствующая суммарной производительности центробежного и поршневого насосов. Предельная производительность центробежного насоса равна Q_1 и определяется точкой B_1 . Если при этом включить в работу поршневой насос, то рабочая точка переместится из B_1 в B — точку пересечения кривой $Q-H$ насоса с кривой потерь, соответствующей параллельной работе обоих насосов; производительность центробежного насоса уменьшится до Q , а производительность поршневого насоса останется неизменной.

Если поршневой насос выключить, производительность центробежного насоса тотчас же увеличится с Q до Q_1 .

ВОЗДУШНЫЕ КОЛПАКИ

Воздушные колпаки выравнивают скорости движения жидкости в трубах и давления жидкости $\frac{p_x}{\gamma}$ у поршня при всасывании и $\frac{p_y}{\gamma}$ при нагнетании.

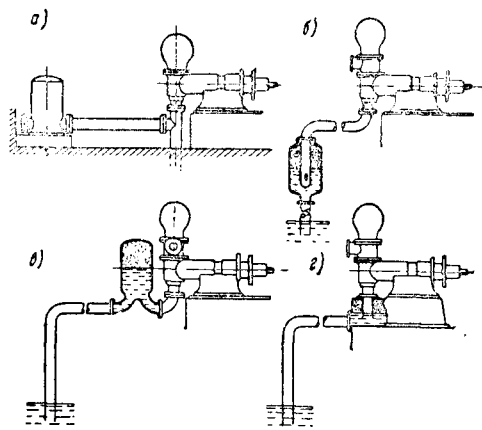
Схемы правильного и неправильного выполнения и установки всасывающих колпаков показаны на фиг. 80 (а и б — неправильная установка, в — допускаемая, г — наиболее правильная). Всасывающие колпаки должны быть расположены как можно ближе к камере всасывания; одной из лучших конструкций является такая, в которой нижняя часть корпуса насоса одновременно служит и всасывающим колпаком, т. е. последний конструктивно представляет часть самого насоса; важно и то, что поверхность жидкости в воздушном колпаке здесь большая.

Объем воздуха в воздушных колпаках принимается с таким расчетом, чтобы колебания давлений в течение одного оборота насоса, характеризующие степенью неравномерности колпака δ , практически находились

в пределах 2—5%, $\delta = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p}$, что

также можно принять равным $\frac{p}{V_{\max} - V_{\min}}$.

Здесь V и p — средние, V_{\max} и p_{\max} — максимальные и V_{\min} и p_{\min} — минимальные объемы воздуха и давления в колпаке. Во избежание обрыва столба воды во всасывающем трубопроводе и для создания нормальных условий



Фиг. 80. Схемы установки всасывающих колпаков всасывания объем воздуха не должен подвергаться значительным колебаниям.

При примерном подсчете объем воздуха во всасывающем воздушном колпаке для насоса простого действия может быть принят равным aFs , где a принимается различным в зависимости от высоты всасывания и числа колен на всасывающем трубопроводе (табл. 6).

Таблица 6

Объем воздуха во всасывающем воздушном колпаке

Высота всасывания в м	5	6	7	8
Объем воздуха при малом числе колен	5 Fs	8 Fs	12 Fs	16 Fs
То же при большом числе колен	7 Fs	11 Fs	16 Fs	20 Fs

Объем воздуха в колпаке можно считать равным, примерно, $\frac{2}{3}$ объема колпака. Необходимый объем воздуха и колпака для насосов двойного действия, примерно, вдвое меньше и во много раз меньше для насосов тройного действия. Воздух во всасывающем колпаке накапливается в зависимости от его наличия в воде, высоты всасывания (вакуума) и пр. В больших насосах удаление воздуха может происходить при помощи особых устройств, в малых и средних — избыточный воздух при накоплении удаляется вместе с водой.

Необходимый минимальный объем воздуха в нагнетательном колпаке для насосов простого действия может быть принят равным $0,55 \frac{p}{\delta} Fs$ (δ равна от 1 до 5%). Насосы кратного действия требуют устройства воздушного колпака со значительно меньшим объемом воздуха.

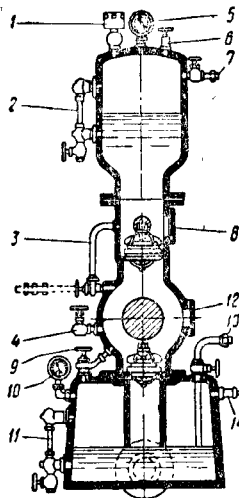
В табл. 7 приведён объём воздуха в воздушных нагнетательных колпаках для различных насосов.

Таблица 7

Наименьший объём воздуха в нагнетательном воздушном колпаке

Тип насоса	$\delta = 0,02$	$\delta = 0,05$
Простого действия .	27 F_s	11 F_s
Двойного » .	10,5 F_s	4,2 F_s
Тройного » .	0,45 F_s	0,18 F_s

С увеличением длины нагнетательной линии объём воздуха в нагнетательном воздушном колпаке должен быть увеличен. Часто предусматривают небольшой колпак у насоса, а другой устанавливают на линии. Воздух в нагнетательном колпаке находится под повышенным давлением и постепенно уходит с водой, растворяясь в ней; пополняется он при помощи особых приспособлений.



Фиг. 81. Арматура всасывающего и нагнетательного колпаков

На фиг. 81 показана арматура всасывающего и нагнетательного колпаков. Здесь: 1 — предохранительный клапан; 2, 11 — водомерные стёкла; 3 — трубка для заполнения насоса жидкостью; 4 — кран; 5 — манометр; 6, 14 — воздушные краны; 7 — трубка для нагнетания воздуха; 8, 12 — люки; 9 — перепускная трубка с краном; 10 — вакуумметр; 13 — трубка для отсасывания воздуха.

ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА НАСОСА

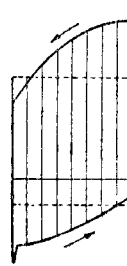
Объединяя кривые, характеризующие изменение давлений у поршня $\frac{P_c}{\gamma}$ и $\frac{P_u}{\gamma}$ на одной диаграмме (фиг. 82), получают теоретическую индикаторную диаграмму насоса простого действия без колпаков, фиксирующую изменения давления за один оборот. Площадь, ограниченная обеими кривыми, представляет работу за оба хода поршня (один оборот).

На фиг. 83 приведена диаграмма работы насоса в предположении полного заполнения цилиндра перекачиваемой жидкостью (отсутствие пузырьков воздуха), правильного и плотного прилегания поршня к цилиндру и клапанов к своим сёдлам, отсутствия сопротивления при движении жидкости через кла-

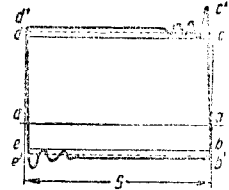
паны, наличия воздушных колпаков со значительными объёмами воздуха (позволяющими давления в колпаках считать практически неизменными).

При данных условиях индикаторная диаграмма bcd представляется идеальной.

Действительная диаграмма $b'e'd'e'$ отличается от идеальной. Линия $b'e'$ отклоняется от вертикали ввиду необходимости сжать попавший при всасывании

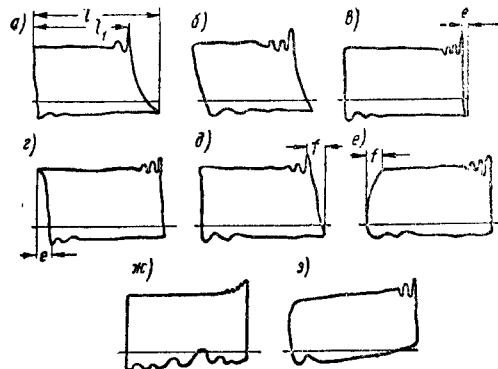


Фиг. 82. Теоретическая индикаторная диаграмма насоса простого действия без колпака



Фиг. 83. Идеальная и действительная индикаторные диаграммы насоса с воздушным колпаком

воздух, а также ввиду того, что к началу нагнетания всасывающий клапан ещё не успел полностью закрыться. Точка c' оказывается выше точки c ввиду необходимости развития дополнительного давления для подъёма нагнетательного клапана. Колебания давления после точки c' вызваны инерционными силами, проявляющимися в жидкости. Падение давления в конце хода поршня ($d'e'$) также



Фиг. 84. Индикаторные диаграммы насоса

происходит с некоторым запозданием вследствие запоздания посадки нагнетательного клапана; точка e' лежит ниже точки e (большее разрежение) вследствие необходимости приподнять всасывающий клапан и т. д., aa — линия атмосферного давления. Практически индикаторная диаграмма снимается индикатором, наносящим в определённом масштабе давление в каждый момент в зависимости от положения поршня.

При ограниченном объёме воздуха в колпаках вместо прямых линий индикатор вычерчивает вытянутые кривые линии.

Индикаторные диаграммы чрезвычайно важны, ибо они указывают на возможные ненормальности в работе насоса; ряд таких диаграмм показан на фиг. 84.

Диаграмма на фиг. 84, а — насос вместе с водой всасывает воздух (неплотности во всасывающем трубопроводе), необходимость сжатия (вытеснения) которого ведёт к уменьшению объёмного к.п.д., характеризуемого в диаграмме отношением $\frac{l_1}{l}$ (форма кривой повышения давления соответствует уравнению $pV = \text{const}$); диаграмма фиг. 84, б — в рабочей камере насоса воздушный мешок; диаграммы фиг. 84, в и 84, г — запаздывание посадки всасывающего и нагнетательного клапанов вследствие недостаточной их нагрузки; диаграммы фиг. 84, д и 84, е — пропуск всасывающего и нагнетательного клапанов вследствие засорения или поломки; диаграммы фиг. 84, ж и 84, з — удалённые от насоса колпаки с недостаточным объёмом воздуха, тоступление воды происходит со значительными колебаниями.

Индикаторная диаграмма позволяет определить индикаторную мощность насоса

$$N_i = \frac{p_i F s n}{60} \text{ (кг} \cdot \text{м/сек)} = \frac{p_i F s n}{60 \cdot 75} \text{ л. с.}$$

(для одной стороны поршня), где p_i в кг/см^2 , F в см^2 , s в м , т. е. ту мощность, которую поршень передаёт жидкости в цилиндре насоса. Площадь индикаторной диаграммы, обычно определяемая планиметром, позволяет вычислить среднюю ординату диаграммы, изображающую в определённом масштабе среднее индикаторное давление. Это давление p_i больше манометрического напора H , приведённого к той же размерности.

В случае перекачивания воды $10 p_i$ можно назвать индикаторным напором H_i .

$$\text{Отношение } \frac{H}{H_i} = \eta_z.$$

Для насосов кратного действия индикаторная мощность

$$N_i = \frac{i p_i F s n}{60 \cdot 75} \text{ л. с.}$$

При необходимости более точного определения N_i индикаторные диаграммы снимают с каждой стороны поршня (насосы двойного действия) и в каждом цилиндре (строенные насосы) и полученные величины суммируют.

ДЕТАЛИ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Клапаны

Различают следующие типы клапанов:

а) подъёмные, движущиеся нормально к опорной поверхности (имеют наибольшее распространение);

б) шарнирные, вращающиеся около закреплённой оси;

в) золотники, перемещающиеся по опорной поверхности.

Открытие перекрываемых отверстий у подъёмных и шарнирных клапанов происходит под влиянием разности давлений ниже и выше клапана; открытие золотников — вынужденное.

В зависимости от характера посадки клапаны делятся на:

а) весовые или грузовые, закрывающие отверстия под влиянием своего веса;

б) пружинные, закрывающие отверстия под влиянием веса и пружины;

в) с вынужденной посадкой, осуществляемой особым механизмом.

Закрытие золотников вынужденное.

По конструкции клапаны бывают тарельчатые с плоской опорной поверхностью, конусные с конической опорной поверхностью, шаровые, групповые и т. д.

Основные требования, предъявляемые к клапану: спокойная посадка без стука, наименьшее сопротивление, открытие и закрытие отверстий с наименьшим запазданием, возможно ближе к моментам нахождения поршня в мёртвом положении. Клапаны закрываются и открываются после того, как поршень достигнет мёртвого положения. Открытие клапана обычно происходит с опозданием по отношению к моменту закрытия другого клапана. Этому способствует наличие в цилиндре насоса воздуха (паров), выделившегося из жидкости.

Для расчёта клапанов используются различные методы и приёмы, базирующиеся на опытных данных; существенным является:

1) скорость v_1 в отверстиях всасывающего клапана в зависимости от намечаемой высоты всасывания ($H_{вс}$), числа оборотов и пр.; значения v_1 приведены в табл. 8.

Таблица 8
Скорости в отверстиях всасывающего клапана

$H_{вс}$ в м	1,5	3	4	5	6	7	7,7
v_1 в м/сек . . .	7	6	5	4	3	2	1,2

2) скорость v_1 в отверстиях нагнетательного клапана в зависимости от высоты нагнетания ($H_{нагн}$), степени чистоты жидкости и пр.; значения v_1 для этого случая указаны в табл. 9.

Таблица 9
Скорости в отверстиях нагнетательного клапана

$H_{нагн}$ в м	20	30	50	70	125	200
v_1 в м/сек	2	2,5	3,5	4	5	6
Потери напора в м	0,30	0,45	0,85	1,1	1,8	2,5

3) высота подъёма клапана h в зависимости от числа оборотов, величины насоса, условий безударной посадки и т. д. Максимальный подъём клапана h может быть определён из зависимости $h_{\text{max}} \cdot n \approx 600-650$.

Для обычных насосов и чисел оборотов высоту подъёма клапана берут до 12 мм и обычно не выше 15 мм;

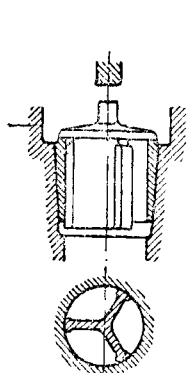
4) сопротивление в клапане;

5) скорость посадки клапана и др.

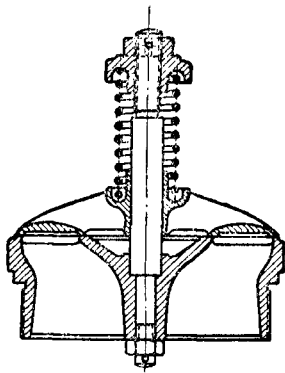
Отдельные конструкции клапанов показаны ниже.

На фиг. 85 изображён простой одиночный тарельчатый клапан (с одной выходной

щелью) без пружины (т. е. весовой) и без верхних направляющих, с нижними ребрами и плоской опорной поверхностью; седло вы-



Фиг. 85. Одиночный тарельчатый клапан

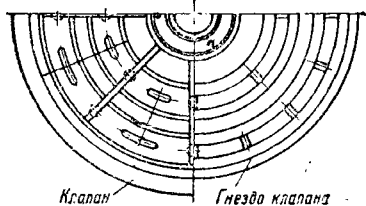
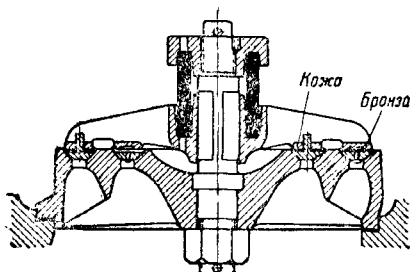


Фиг. 86. Клапан с пружинной нагрузкой

полнено в виде бронзовой втулки; устанавливается в насосах небольшой производительности, при небольшом числе оборотов.

Фиг. 86 изображает клапан с пружинной нагрузкой.

На фиг. 87 представлен кольцевой клапан с концентрическими кольцами (несколько



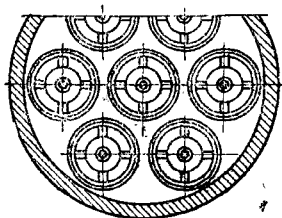
Фиг. 87. Многоопорный клапан

концентрических щелей), т. е. многоопорный клапан. Такой клапан при небольшой высоте подъема имеет значительное проходное сечение.

При необходимости в больших проходных сечениях, большой клапан иногда заменяется группой клапанов (фиг. 88) небольших размеров или групповым клапаном.

Конструкции клапанов весьма разнообразны; имеются специальные конструкции для загрязненной жидкости, быстроходных насосов и т. д. Уплотняющие поверхности клапанов могут быть не только плоскими, но и коническими, и шаровыми. Однако притирка

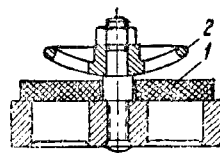
последних труднее. Для загрязненных жидкостей при небольших давлениях применяются резиновые пластинчатые клапаны



Фиг. 88. Групповой клапан

(фиг. 89). Шаровые клапаны применяются в насосах для густых и вязких жидкостей при небольших Q и p .

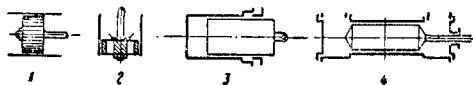
Каждый клапан должен точно и без удара садиться на место, быть достаточно герметичным и легко притираться, быть легко доступным для осмотра, регулировки пружины, замены и т. д.



Фиг. 89. Резиновый пластинчатый клапан: 1 — клапан; 2 — упор

Поршни

На фиг. 90 показаны схемы различных поршней (1 — дисковый, 2 — проходной, 3 и 4 — плунжер). Поршень обычно выполняется из чугуна, уплотнение достигается применением металлических колец, кожи и пр. На

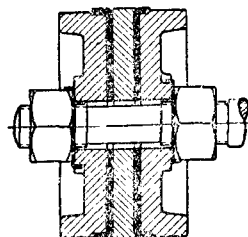


Фиг. 90. Схемы поршней

фиг. 91 представлен поршень, выполненный из чугуна (реже из бронзы) с уплотняющими кольцами из кожи; на фиг. 92 — поршень с уплотняющими кольцами из дерева; на фиг. 93 — поршень с металлическими разрезными пружинными кольцами (чугун, бронза).

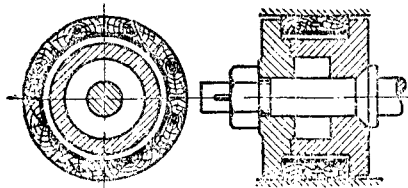
Кожа применяется для уплотнения при перекачке нейтральных жидкостей, имеющих температуру не выше 30° , дерево — при перекачке жидкостей, имеющих более высокую температуру. Разные пружинные металлические кольца из материала, более мягкого, чем стенки цилиндра, имеют применение при перекачке чистой воды.

Кожаные манжеты при длительной остановке насоса высыхают и для работы с про-



Фиг. 91. Поршень с уплотняющими кольцами из кожи

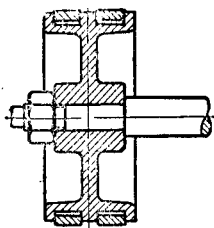
(ожидательными перерывами не пригодны. Уплотнение может также достигаться при использовании манжет из специальных сортов твёрдой резины.



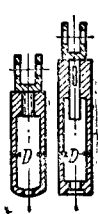
Фиг. 92. Поршень с уплотняющими кольцами из дерева

В некоторых случаях металлический поршень с рядом заточек на его поверхности шлифуют к цилиндру.

Плунжеры обычно выполняются из чугуна, бронзы или стали (для высоких давлений); они имеют на концах закругления или



Фиг. 93. Поршень с металлическими кольцами

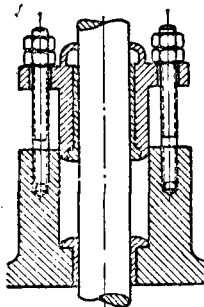


Фиг. 94. Пустотелый плунжер

заканчиваются конической поверхностью; для облегчения веса часто делаются пустотелыми (фиг. 94). Рассчитываются на наружное давление. Поршневые штоки выполняются из стали, соединяются с поршнем на конус. Рассчитываются на растяжение и продольный изгиб.

Сальники

Сальники (фиг. 95) изготавливаются из бронзы и служат для уплотнения поршневых штоков и плунжеров при выходе их из цилиндров насосов. В качестве уплотняющего материала в зависимости от рода, температуры и давления перекачиваемой жидкости применяются хлопчатобумажная и пенковая набивка, просаленная, обработанная графитом и т. д. При больших давлениях применяется набивка из кожаных колец, а для горячих жидкостей — из особых сплавов.



Фиг. 95. Сальники

Цилиндры и рабочие камеры

Цилиндры и рабочие камеры насосов обычно выполняются из чугуна; в отдельных

случаях в цилиндры вставляются бронзовые или медные втулки; при высоких давлениях цилиндры выполняются из стали; в некоторых специальных случаях в качестве цилиндров используют медные трубы. Цилиндр должен иметь форму, исключающую образование воздушных мешков; нагнетательные клапаны располагаются в наивысшей точке цилиндра. Клапанные коробки крепятся к корпусу цилиндра или отливаются вместе с ним.

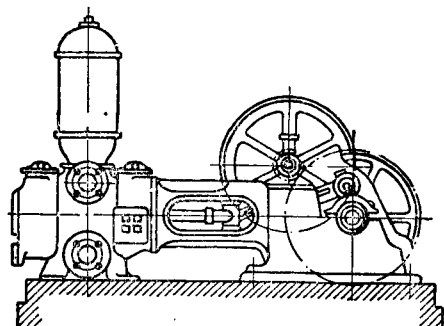
Привод

Поршневые насосы приводятся в действие при помощи ременной передачи от двигателей внутреннего сгорания, автомобилей и пр. Не исключается также и привод от электродвигателя.

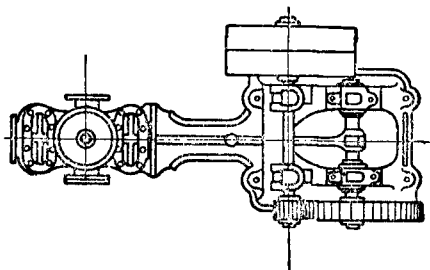
На железнодорожном транспорте большое применение имеет непосредственное приведение в действие насоса от паровой машины без маховика и кривошипного механизма (паровые прямодействующие насосы).

Конструкции поршневых приводных насосов

Условиям эксплуатации на железнодорожном транспорте по конструкции и рабочему давлению удовлетворяет ряд приводных



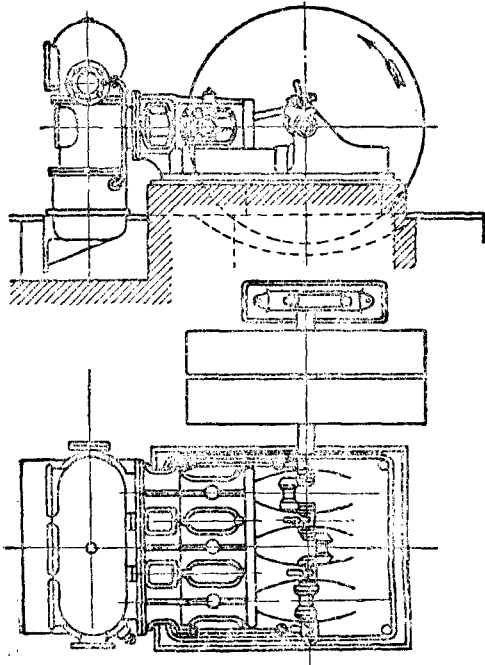
Фиг. 96. Одноцилиндровый насос двойного действия с зубчатой передачей



поршневых насосов. На фиг. 96 изображён горизонтальный одноцилиндровый насос двойного действия с зубчатой передачей производительностью от 17 до 51 м³/ч, для напора до 8 ат.

Горизонтальный скальчатый трёхцилиндровый насос без зубчатой передачи производительностью от 19 до 150 м³/ч для напора до 8 и 10 ат показан на фиг. 97. Подобные насосы изготавливаются и для больших давле-

ий. Скалки работают в наружных сальниках; цилиндры отлиты в одном корпусе и крепятся с рамой болтами. К корпусу



Фиг. 97 Скалчатый трехцилиндровый насос

снизу прикреплена общая всасывающая камера, служащая всасывающим воздушным колпаком. Вверху расположены общая нагнетательная камера и небольшой воздушный колпак; привод ремённый; от шкива движение к скалкам передаётся трёхколенчатым валом.

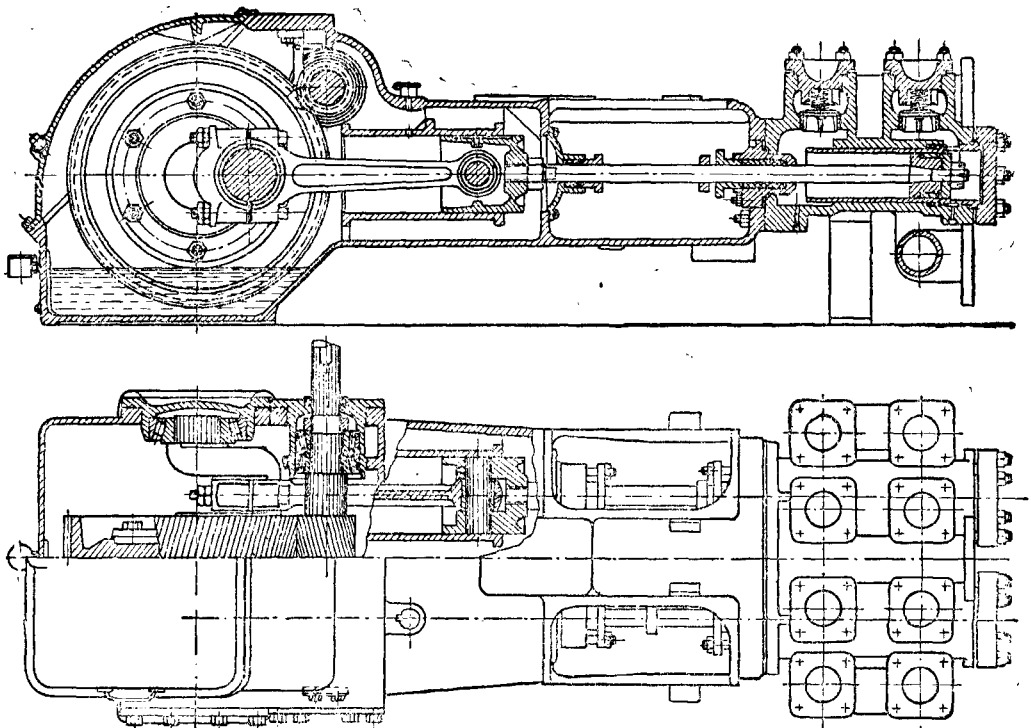
Цилиндры чугунные, штоки и валы стальные, клапаны и клапанные сёдла из фосфористой бронзы, втулки сальников бронзовые, клапанные пружины хромированные.

Значения основных параметров горизонтальных приводных поршневых насосов согласно ГОСТ 2834-45 приведены в табл. 10.

На фиг. 98 изображён горизонтальный приводной насос, широко используемый в нефтяной промышленности. Насосы указанного типа дают широкий диапазон производительностей и напоров от $H = 700$ м и $Q = 235$ л/мин при $D = 75$ мм до $H = 165$ м и $Q = 1400$ л/мин при $D = 175$ мм. Цилиндровый блок прикреплен к станине привода. Станина образует картер, заполненный маслом. Тарельчатые конические клапаны расположены в отдельных камерах. Опорами валов являются конические роликоподшипники.

ПАРОВЫЕ ПРЯМОДЕЙСТВУЮЩИЕ НАСОСЫ

Паровая часть в насосах с кривошипным механизмом и маховиком выполняется в виде машины простого, двойного или тройного расширения, а сами насосы без паровой части, за исключением привода, часто мало отличаются от приводных.



Фиг. 98. Горизонтальный приводной насос

Таблица 10

Приводные насосы

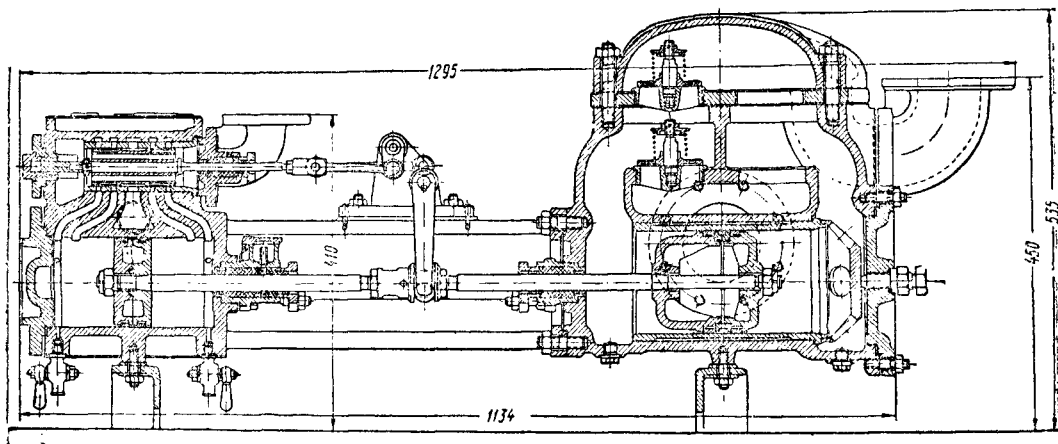
Полезная мощность N в л. с.	Ход порш- ня s в мм	Число оборотов в минуту n	Напор H в м вод. ст.												Средняя скорость поршня U_{cp} в м/сек
			50		80		120		200		350		500		
			Производительность Q в л/мин. и диаметры цилиндров d в мм												
			Q	d	Q	d	Q	d	Q	d	Q	d	Q	d	
7	100	170	600	110	400	90	280	75	175	60	85	42	60	35	0,565
14	150	125	1 250	150	785	120	550	100	305	75	195	60	110	45	0,625
36	200	95	3 200	240	2 000	190	1 425	160	800	120	450	90	310	75	0,633
70	250	85	6 370	320	3 900	250	2 400	200	1 590	160	885	120	620	100	0,709
140	300	70	12 600	450	7 560	350	5 180	290	3 250	230	1 780	170	1 200	140	0,70

Примечания. 1. При подсчёте производительности объёмные коэффициенты приняты в пределах 0,90—0,95.

2. Параметры действительны при вязкостях перекачиваемой жидкости в пределах 12—14 °Е. При более высоких вязкостях или при тяжёлых условиях всасывания числа оборотов снижаются.

Примечания. 1. При подсчёте производительности объёмные коэффициенты приняты в пределах 0,90—0,95.

2. Параметры действительны при вязкостях перекачиваемой жидкости в пределах 12—14 °Е. При более высоких вязкостях или при тяжёлых условиях всасывания числа оборотов снижаются.



Фиг. 99. Паровой прямодействующий насос

Типы и конструкции прямодействующих паровых насосов:

а) насосы одноцилиндровые двойного действия — симплекс;

б) насосы двухцилиндровые четырёхкратного действия — дуплекс (фиг. 99).

В прямодействующих насосах без маховика кривошипный механизм отсутствует. Паровой и водяной цилиндры расположены на одной оси, их поршни соединены общим штоком и движутся с практически постоянной скоростью почти на всей длине хода под действием давления пара, неизменяемого в течение всего хода; отсечки пара, его расширения в цилиндре и пр., как это имеет место у обычных паровых машин, здесь нет. Имеется лишь парораспределительное устройство для изменения направления движения пара в цилиндре, т. е. для изменения направления движения поршня. Более экономичные насосы выполняются с работой пара в двух и трёх цилиндрах.

В зависимости от степени использования пара бывают насосы:

а) с одним паровым цилиндром, работающие без расширения пара;

б) с двумя паровыми цилиндрами, работающие с расширением пара, причём расши-

рение происходит не в пределах одного цилиндра, а при переходе из цилиндра высокого давления в цилиндр низкого давления. Здесь различают тандем-цилиндры высокого и низкого давлений, расположенные на одной оси, и компаунд-цилиндры высокого и низкого давления, расположенные рядом;

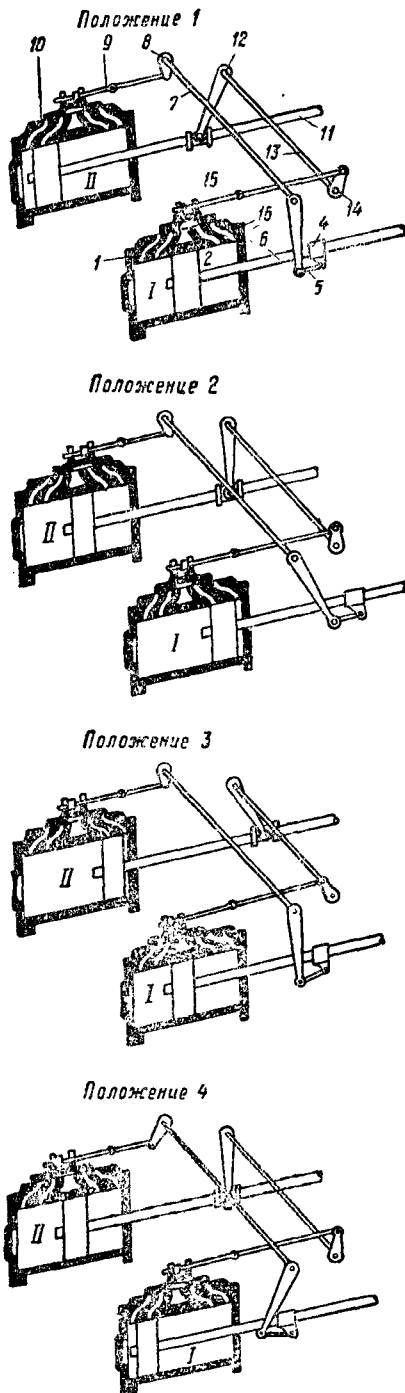
в) с тремя паровыми цилиндрами, работающие с двойным расширением пара.

По расположению оси различают насосы горизонтальные и вертикальные; среди последних встречаются особые конструкции шахтных насосов.

Наибольшее распространение в водоснабжении на железнодорожном транспорте получили прямодействующие двухцилиндровые насосы четырёхкратного действия. В котельных для питания небольших котлов и для перекачки нефти встречаются одноцилиндровые насосы двойного действия.

Существенной частью указанных конструкций является парораспределительное устройство. Схема работы распределительного устройства одного из насосов показана на фиг. 100. Особенность устройства состоит в том, что золотник каждого цилиндра связан и движется от поршневого штока другого цилиндра; расположение каналов в паровых

цилиндрах таково, что внешние каналы служат для впуска рабочего пара, а внутрен-



Фиг. 100. Схема работы распределительного устройства

ние—для выпуска отработанного. Пар по каналу 1 поступает в паровой цилиндр I (положение 1-е), поршень движется вправо;

в правой части цилиндра I пар выходит через канал 2; при помощи муфты 4 и системы рычагов и поводков 5, 7 и 8 и золотникового штока 9 золотник цилиндра II перемещается вправо и открывает паровпускной канал 10 в левой части парового цилиндра II.

Поршень цилиндра II перемещается вправо (положение 2-е), при движении штока II при помощи системы рычагов и пр. 12, 13 и 14 и золотникового штока 15 золотник цилиндра I начинает перемещаться влево, перекрывает окна каналов 1, 16 и 2, а поршень цилиндра I, передвигаясь вправо, закрывает паровыпускной канал 2. В правой части цилиндра I остаётся некоторое количество пара; вследствие его упругости дальнейшее движение поршня затормозится.

При дальнейшем перемещении золотника влево откроются паровпускное окно 16 и паровыпускной канал. Свежий пар поступает в правую часть цилиндра I, отработанный пар выходит через канал; поршень цилиндра I движется влево и т. д., как это показано на схемах а, б, в и г. Парораспределение устроено и отрегулировано так, что золотник одного цилиндра, связанный с движением поршня другого цилиндра, запаздывает на $1/3 - 1/4$ сек. при изменении своего хода; вследствие этого поршни в своих мёртвых положениях несколько задерживаются, а это даёт возможность осуществить правильную и своевременную посадку клапанов в водяных цилиндрах. В этом состоит различие в работе рассматриваемых насосов и насосов с кривошипным приводом. При достижении одним поршнем конца хода, другой продолжает двигаться, чем обеспечивается более равномерная подача. Насосы четырёхкратного действия почти не требуют нагнетательных воздушных колпаков или позволяют ограничиться минимальными их размерами. Значение η_0 для прямодействующих насосов выше, чем для приводных.

Прямодействующие насосы отличаются простотой конструкции и надёжностью в работе. Регулирование осуществляется изменением открытия паровпускного вентиля; большее или меньшее его открытие приводит к изменению числа ходов и производительности насоса. Частично регулирование может производиться и изменением длины хода, осуществляемым перемещением кулачков на золотниковом штоке, и изменением объёма парового буфера в паровом цилиндре.

Так как все паровыпускные окна не бывают закрыты одновременно, насосы могут быть пущены в ход при наличии пара и любом положении поршней.

Между необходимым давлением пара в котле, размерами поршней и высотой подачи существует зависимость:

$$\eta (\alpha p_k - p_0) \frac{\pi D_p^2 n}{4} = \frac{H}{10} \cdot \frac{\pi D_s^2}{4},$$

где η — к. п. д. насоса около 0,7—0,8;

αp_k — принимается равным 0,9 p_k — 0,5 ат;

p_k — абсолютное давление пара в котле в ат;

p_0 — абсолютное давление мятого пара, выпускаемого в атмосферу (1,1—1,2 ат);

D_n — диаметр поршня парового цилиндра в см;

D_e — диаметр поршня водяного цилиндра в см;

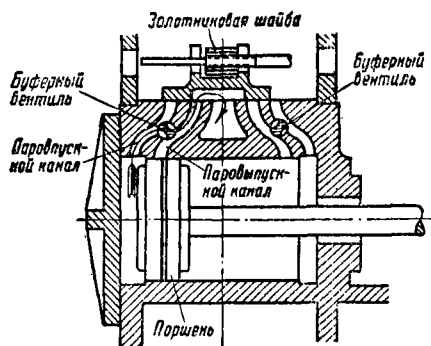
H — высота подъёма в м.

Расход пара в прямодействующих насосах большой — 50 кг на 1 л. с.-час; насосы работают неэкономично. Расход пара ещё увеличивается при малых л. Применение насосов компаунд или тандем с двойным расширением пара позволяет увеличить экономичность установки (расход пара снижается до 30 кг на 1 л. с.-час), однако при больших мощностях они могут быть заменены поршневыми насосами, приводимыми в действие локомотивами. Паровые насосы с маховиком, работающие с отсечкой пара, также более экономичны, чем паровые прямодействующие.

При использовании отработанного пара для отопления, подогрева питательной воды и т. д. экономичность установки несколько повышается.

Встречаются различные приспособления для создания более равномерной работы насоса; они играют ту же роль, что и маховое колесо у паровой машины, и ведут к некоторому повышению экономичности работы насосов.

Для регулирования степени сжатия остающегося в цилиндре пара некоторые насосы имеют буферные вентили, позволяющие осуществлять перепуск пара в паровыпускной канал и далее в выпускную трубу. Буферные вентили регулируют ход поршня. Расположение буферных вентилях на паровом цилиндре показано на фиг. 101.



Фиг. 101. Схема расположения буферных вентилях

Значения основных параметров паровых прямодействующих насосов, согласно ГОСТ 2834-45, приведены в табл. 11.

Кроме ГОСТ 2834-45 на горизонтальные прямодействующие насосы общего назначения имеются стандарты на насосы судового типа.

В табл. 12 приведены некоторые данные о к. п. д. паровых прямодействующих насосов.

Таблица 11

Паровые прямодействующие насосы

Полезная мощность N в л. с.	Диаметры парового цилиндра d_n в мм	Диаметры водяного цилиндра d_e в мм	Число двойных ходов в минуту	Напор H в м вод. ст.												Средняя скорость поршня v в м/сек	Ход s в мм	Число двойных ходов в минуту	
				50	80	120	200	350	500	$Q_{\text{норм}}$	$Q_{\text{норм}}$	$Q_{\text{норм}}$	$Q_{\text{норм}}$	$Q_{\text{норм}}$	$Q_{\text{норм}}$			норм	н
1	60	60	96	113	75	47	28,5	16	11	30	36	32,5	30	13	25	0,192	75	76	96
2	75	75	120	180	112	94	57	32,5	22,5	50	60	52	50	26	32	0,240	100	100	120
4	85	75	160	360	225	188	113	65	45	60	75	65	60	52	35	0,320	150	150	160
8	115	95	200	720	450	375	180	130	72	75	100	104	90	104	45	0,340	200	200	200
20	150	130	250	1 800	1 125	949	450	325	180	120	160	160	120	120	75	0,317	250	250	250
40	230	160	320	3 600	2 250	1 875	900	650	360	160	200	200	160	160	100	0,400	300	300	320
80	302	220	400	7 200	4 500	3 750	1 800	1 300	720	230	290	250	230	1 040	140	0,400	400	400	400

Примечания. 1. В графе N указаны полезные мощности насосов при нормальной производительности. 2. При подсчете производительности объемные коэффициенты приняты в пределах 0,80—0,85 для насосов малых размеров и в пределах 0,90—0,95 для насосов крупных размеров.

3. В графе для d_n указаны диаметры паровых цилиндров для давления пара от 8 до 18 ат, в графе для d_e — для давления пара от 24 до 30 ат. 4. Параметры действительны при вязкости перекачиваемой жидкости в пределах 12—14° Е и температуре до 120° С. При более высоких вязкостях числа ходов снижаются. 5. В графах для s , n , n' и n'' указаны длина хода поршня и числа ходов насосов, применяемые при перекачивании темных нефтепродуктов при более тяжелых условиях всасывания.

Таблица 12

Скорости движения поршня и к. п. д. паровых прямодействующих насосов

Длина хода поршня в мм	Нормальные числа оборотов (двойных ходов) и средние скорости движения поршня		$\eta_m \eta_2$ в %		Напоры H в атм		
	одноцилиндровые и ком-паунд общего назначения		питательные и для жидкостей большой вязкости		в атм		
	n об/мин.	u_{cp} в м/сек	n об/мин.	u_{cp} в м/сек	10	20	30
75	80	0,2	40	0,1	50	47	45
100	75	0,25	38	0,125	55	52	50
125	72	0,3	36	0,15	60	57	54
150	65	0,325	33	0,17	65	61	58
200	56	0,375	28	0,19	70	66	63
250	48	0,4	24	0,2	75	71	67
300	45	0,45	23	0,23	78	74	70
375	40	0,5	20	0,25	80	76	72
450	37	0,55	18	0,27	82	78	74
600	30	0,6	15	0,3	85	81	77

ШТАНГОВЫЕ НАСОСЫ

Особое место среди поршневых насосов занимают штанговые насосы, применяемые при подъеме воды из скважин малого диаметра и глубоких шахтных колодцев. В обсадную трубу скважины опускается водоподъемная труба с цилиндром в нижней части. В цилиндре совершает возвратно-поступательное движение проходной поршень, приводимый в движение с помощью штанг от кривошипно-шатунного механизма лебедки, установленной на поверхности земли у устья скважины.

Схемы штанговых насосов показаны на фиг. 75 и 76.

Работа насоса и двигателя неравномерна. Механизм, передающий движение, часто снабжается противовесом, уравнивающим вес штанг и поршня, частично создающим нагрузку при движении поршня вниз и облегчающим работу двигателя при движении поршня вверх.

Для устранения неравномерности подачи применяют дифференциальные насосы. Выравнивание подачи не ведёт ещё к выравниванию работы за оба хода; при перемене хода поршня и при закрытии или открытии нагнетательного клапана гидравлические удары передаются непосредственно на штанги и вызывают в них добавочные напряжения.

Для уменьшения влияния гидравлического удара стремятся уменьшить высоту нагнетания, для чего часто осуществляют только подъем воды, нагнетание же её в сеть производится другим насосом.

Силы инерции масс поршня и штанг при значительной длине последних также вызывают в них напряжения. Вес штанг и поршня, если он ничем не уравнивается, вызывает неравномерную затрату мощности за оба хода поршня.

На нагнетательном трубопроводе устраивают воздушный колпак. Вредное действие

инерционных сил смягчается уменьшением числа ходов насоса.

Для более равномерной нагрузки за оба хода поршня применяется конструкция штанговых насосов с двумя поршнями (фиг. 76).

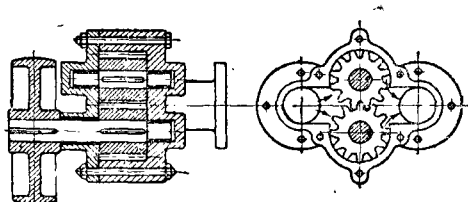
Штанговые насосы имеют применение в артезианских скважинах небольшого диаметра (до 200 мм); при больших диаметрах целесообразнее применять центробежные насосы с вертикальным валом. К. п. д. колеблется от 0,60 до 0,75.

В эксплуатации штанговые насосы имеют целый ряд недостатков: обрывы штанг и нарезок в муфтах, затруднительность осмотра и своевременного ремонта цилиндра и поршня, быстрый износ частей, заклинивание поршня при наличии в воде песка и т. д.

При больших глубинах число двойных ходов 20—30 в минуту. При небольших глубинах скважин применяют быстроходные штанговые насосы с числом ходов до 150 в минуту.

РОТАЦИОННЫЕ (РОТОРНЫЕ) НАСОСЫ

Эти насосы известны под именем зубчатых, шестерённых, коловратных. Кроме насосов с двумя роторами, выпускаются одно- и трёхроторные. Рабочие органы (вытеснители) действуют подобно поршням поршневых насосов. При вращении в противоположные стороны они отсекают и захватывают определённое количество жидкости у всасывающего штуцера и вытесняют её к нагнетательному штуцеру. Вследствие вращательного движения поршней инерционные силы здесь практически отсутствуют. На фиг. 102 пока-



Фиг. 102. Двухроторный шестерённый насос

зан двухшестерённый насос. Нижняя шестерёнка — ведущая — приводится в движение от шкива. Производительность двухроторного шестерённого насоса

$$Q = \tau_0 \cdot 2 z f b n \text{ (л/мин)},$$

где τ_0 — объёмный к. п. д., равный, в зависимости от вязкости жидкости, конструкции насоса и точности выполнения и пригонки зубьев, примерно, 0,8—0,9 (для новых, хорошо выполненных насосов);

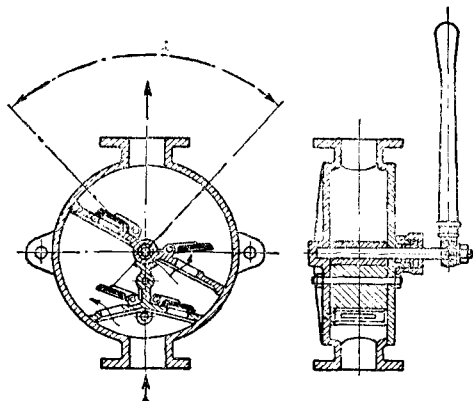
z — число зубьев у одной шестерни;

f — площадь сечения одного замкнутого пространства, образуемого между соседними зубьями и корпусом, в дм^2 ;

b — длина колеса (зуба) в дм ;

n — число оборотов в минуту.

Роторные насосы встречаются для различных производительностей и используются для самых разнообразных жидкостей: воды, кислот, щелочей, спирта, сиропов, масел и т. д. Вследствие особой надёжности и бесперебойности работы небольшие специальные роторные насосы нашли в настоящее время широкое применение для подачи смазки к двигателям внутреннего сгорания, в авиации



Фиг. 103. Крыльчатый насос

для гидрофицированных станков и т. д. Теория и конструкции их здесь не рассматриваются.

КРЫЛЬЧАТЫЕ НАСОСЫ

На фиг. 103 показан насос с качающимся проходным поршнем, или крыльчатый насос двойного действия. При движении крыльев вокруг оси одни полости увеличиваются и происходит всасывание, другие уменьшаются и происходит нагнетание; η_0 доходит до 0,3—0,9. Производительность этих насосов, очень простых по конструкции, 20—320 л/мин при числе колебаний до 40 в 1 мин. Мелкие насосы ручные; большие приспособляются для привода от трансмиссии или двигателя.

В табл. 13 приведены данные по одному из типов крыльчатых насосов.

Таблица 13

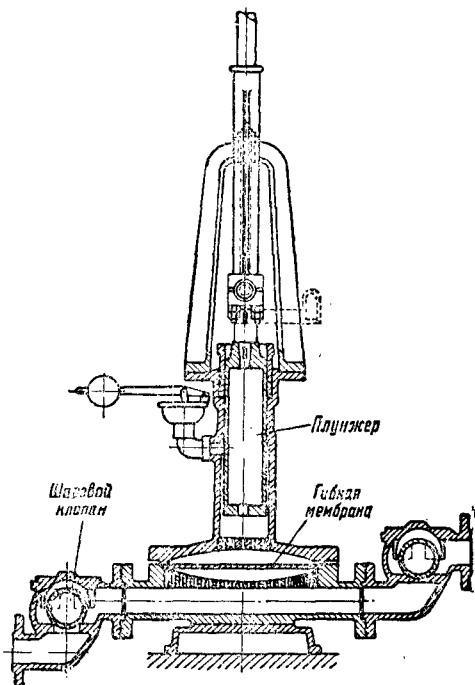
Крыльчатые насосы

Номера	№ 1	№ 2	№ 4	№ 6	№ 8
Производительность в м ³ /ч	2	2,76	5,4	7,5	12
Высота подъёма в м	10	10	10	10	10
Диаметр труб в мм	19	25	32	38	50
Вес в кг	7	13	17	21	37

МЕМБРАННЫЕ НАСОСЫ

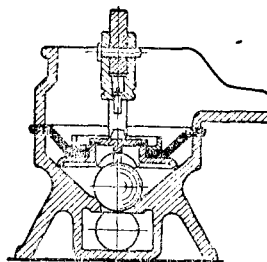
Мембранные, или диафрагмовые, насосы используются при откачке загрязнённой воды из траншей, при перекачке кислых растворов (влияющих на металл) и т. д. Один из мембранных насосов показан на фиг. 104. Гибкая резиновая мембрана зажата между двумя частями корпуса насоса. Между мем-

браной и корпусом находится жидкость, не действующая разъедающим образом на трущиеся металлические части насоса.

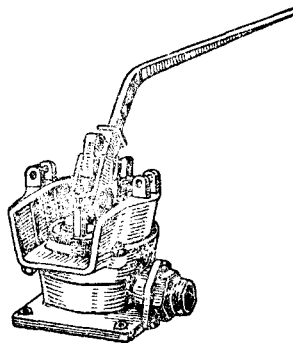


Фиг. 104. Мембранный насос

На фиг. 105 и 105а представлен ручной диафрагмовый насос («лягушка»), применяемый



Фиг. 105. Ручной диафрагмовый насос



Фиг. 105а. Ручной диафрагмовый насос

для откачки грязной воды на строительных работах. В табл. 14 и 15 приведены данные по некоторым насосам.

Таблица 14

Диафрагмовые насосы типа „Ягушка“

Показатели	Единицы измерений	Модель	
		ручной	при-водной
Производительность . . .	м³/ч	1—15	25
Высота всасывания . . .	м	5	5—6
Диаметр шлангов всасывания . . .	мм	75	100
Число оборотов . . .	об/мин.	—	1000
Мощность двигателя . . .	л. с.	—	3,0
Габариты:			
длина	мм	700	1100
ширина	»	350	650
высота	»	500	700
Вес	кг	100	200

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Перед первым включением насоса в работу все части его должны быть тщательно осмотрены; при этом должны быть сняты крышки цилиндров, смотровых люков, клапанов и золотниковых коробок, проверены внутренние поверхности и обработанные мес-

Таблица 15

Насосы „Летестюк“

Показатели	Единицы измерений	Номера					
		1	2	3	4	5	6
Производительность (при 40 двойных ходах) . . .	м³/ч	19,2	33,6	64,0	78,0	105	138
Наибольшая высота подъема жидкости . . .	м	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
Диаметр цилиндра . . .	мм	150	200	250	300	350	400
Ход поршня . . .	»	250	250	250	250	250	250
Диаметр рукава . . .	»	75	88	113	138	175	175
Вес	кг	136	180	278	425	—	—

та, клапаны, сальники, все шарнирные соединения тяг, штоков, арматура и т. д.

Убедившись в исправности частей насоса, наполняют масленики, смазывают ручной масленикой все шарнирные соединения, заливают насос и всасывающую линию (при небольшой всасывающей линии насос легко всасывает и без предварительного заполнения), проверяют, нет ли утечки жидкости через фланцы, крышки и т. д., и включают его в работу, обязательно открывая при этом задвижку на напорной линии. Пуск при закрытой задвижке на напорной линии не допускается.

Пуск парового насоса осуществляется открытием вентиля на паровой трубе. Для остановки парового насоса необходимо сначала закрыть паровой вентиль и затем задвижку на напорной линии.

Равномерность хода поршней парового насоса может регулироваться буферными вен-

тилями так, чтобы в цилиндрах не было стука.

Неравномерность хода может быть вызвана неправильной установкой золотников. Необходимо по водомерному стеклу или пробному кранику следить за объемом воздуха в напорном воздушном колпаке (воздух должен занимать примерно $\frac{2}{3}$ объема колпака).

Во время работы насоса наблюдают за показаниями манометра и вакуумметра. Значительные колебания стрелки манометра указывают на недостаточность воздуха в воздушном колпаке или неисправность клапанов; значительные колебания стрелки вакуумметра — на засорение всасывающего клапана или линии, пропуск воздуха и т. д. Наблюдают за смазкой, сальниковой набивкой, за состоянием и работой подшипников и особенно за состоянием клапанов, от неплотной посадки и неисправной работы которых ухудшается работа насоса. У парового насоса следует особо следить за работой всего парораспределительного механизма.

Пропуск воды (и пара) в крышках, сальниках и пр. не должен иметь места; с другой стороны, сальники не должны быть сильно затянуты.

Неправильная работа насоса обнаруживается при снятии индикаторных диаграмм и их анализе.

При остановке на значительный промежуток времени необходимо спустить воду из насоса.

Особо тщательно должна быть осуществлена установка штангового насоса, так как незначительное отклонение насоса от вертикали вызывает заедание поршня, разрывы штанг и т. д.

Капитальный ремонт производится в назначенные сроки и при неисправном состоянии отдельных частей; текущий и предупредительный — примерно два раза в месяц.

ИСПЫТАНИЕ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Испытание насосов производится на заводе, на месте установки и обязательно после капитального ремонта.

В результате испытания устанавливаются величины общего, объемного, гидравлического и механического к. п. д. насоса.

Определение напора ведется по манометру и вакуумметру, производительности — по наполнению бака или с помощью водомеров, диафрагм и пр.

Индикаторная мощность определяется при помощи индикаторной диаграммы.

Объемный к. п. д. η_0 определяется, как отношение фактически поданного объема (v в 1 сек.) к объему, описанному поршнем (v_1 в 1 сек.).

Для определения мощности на валу насоса требуется предварительное уточнение или определение мощности двигателя и к. п. д. передаточных механизмов. Мощность, передаваемая приводному насосу при электродвигателе, может определяться при помощи мотор-весов или по показаниям электроприборов. Если длина уравновешивающего рычага мотор-весов (плечо момента) равна 716,2 мм, мощность, передаваемая валу насоса, определяется по формуле

$$N = \frac{Pn}{1000} \text{ л. с.},$$

где P — груз, уравнивающий мотор-весы в кг,

n — число оборотов мотора в мин.

При использовании бака водонапорной башни для замеров подачи необходимо иметь в виду, что в напорной линии не должно быть утечки воды.

Осуществляется также испытание насоса в отношении: отсутствия ударов и стуков, в частности, стука клапанов, нагрева трущихся частей, сальников, масла, герметичности всех соединений, расхода смазки и т. д. При испытании паровых насосов важно определить расхода пара на 1 л. с.-час.

ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

К числу преимуществ относятся:

а) несколько больший к. п. д. (по сравнению с обычными центробежными насосами);

б) лучшие условия всасывания;
в) большая возможность использования при некоторых изменениях напора;
г) при установке паровых прямодействующих насосов возможность использования дешёвого местного топлива.

К числу недостатков относятся:

а) меньшая компактность конструкции, резкое увеличение размеров с увеличением Q , большой вес, потребная площадь, фундамент и т. д. (по сравнению с центробежными насосами) и, следовательно, увеличение строительной стоимости установки; особенно это относится к паровым насосам;

б) наличие клапанов;

в) при установке штанговых насосов возможные разрывы штанг, обрыв нарезок в муфтах и разъединение штанг.

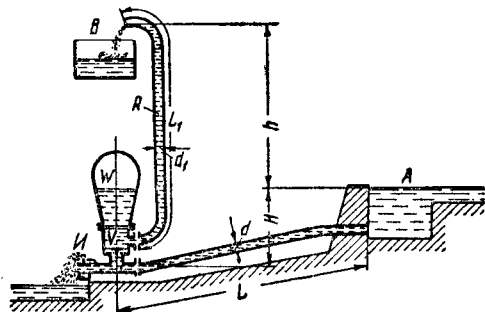
Наиболее целесообразно применение поршневых насосов при нагнетании небольших количеств жидкости при больших напорах, при резко меняющихся напорах в условиях постоянства расхода, при перекачивании жидкостей с повышенной вязкостью, при использовании местного топлива.

ДРУГИЕ ВИДЫ ВОДОПОДЪЁМНЫХ УСТРОЙСТВ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТАРАН

Гидравлический таран может применяться в тех случаях, когда необходимо поднять на некоторую высоту относительно небольшое количество воды по сравнению с расходом источника и при возможности использовать падение потока. Существующие тараны могут обеспечить подачу примерно до $30 \text{ м}^3/\text{ч}$. Таран использует энергию протекающей через него воды источника.

Схема установки тарана показана на фиг. 106. Из источника вода направляется к тарану-камере с двумя отверстиями, перекрытыми клапанами и воздушным колпаком. При заполнении водой тарана в состоянии покоя ударный клапан $И$ с грузом прижат



Фиг. 106. Схема установки и устройства гидравлического тарана

к своему седлу — закрыт. Если клапан $И$ открыть (нажатием руки), вода из A пойдёт по трубопроводу и будет выходить через открытый клапан $И$. Если клапан отпустить, то он сразу закроется потоком движущейся воды и вызовет гидравлический удар; в результате удара возрастёт давление, откроется клапан V и вода устремится в воздушный

колпак W и напорный трубопровод R . Далее последует падение давления, клапаны $И$ и V упадут. При этом клапан $И$ открывается, а клапан V закрывается. Через клапан $И$ вода идёт на вылив, и явление повторяется.

Чем больше высота падения или расход воды, протекающей через таран, тем больше воды будет подано тараном на определённую высоту или тем больше может быть высота подачи при одном и том же количестве подаваемой воды. Существенное значение имеют длина питательной трубы, её диаметр, вес ударного клапана и его ход. Длина питательной трубы принимается не менее 12—15 м. При значительной её длине уменьшается производительность тарана.

Общий к. п. д. гидравлического тарана обычно принимают в зависимости от отношения $h : H$ по табл. 16.

Таблица 16

К. п. д. гидравлического тарана

$h =$	H	$3H$	$5H$	$7H$	$10H$
$\eta =$	0,9	0,8	0,72	0,62	0,43

Общий к. п. д. гидравлического тарана η можно также определить из отношения

$$\eta = \frac{qh}{q_1 H},$$

где q — количество воды, перекачиваемое в резервуар B , в $\text{м}^3/\text{сек}$;

q_1 — количество воды, проходящее через клапан $И$, в $\text{м}^3/\text{сек}$;

$Q = q + q_1$ — расход источника в $\text{м}^3/\text{сек}$.

Значения L , d , L_1 , d_1 , h и H ясны из чертежа.

Величину h обычно принимают равной от 5 до 10 H или несколько более.

H в зависимости от местных условий колеблется от 0,75 до 10 м; h — до 100 м, d , примерно, в 2 раза больше d_1 .

При установке нескольких таранов каждый из них должен иметь отдельный питательный трубопровод. Нагнетательный трубопровод может быть общим. На линиях, соединяющих тараны с общим нагнетательным трубопроводом, устанавливаются обратные клапаны. Работа тарана с недостаточным количеством воздуха в колпаке не допускается — при этом происходят резкие удары клапана и вода толчками выбрасывается из нагнетательной трубы.

ВОДОСТРУЙНЫЕ УСТРОЙСТВА

Действие струйных устройств основано на присасывании жидкости в пространстве с уменьшенным давлением.

Классификация струйных устройств в зависимости от используемой рабочей жидкости дана в табл. 17.

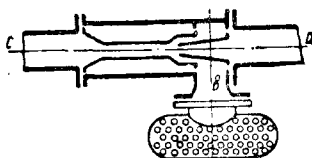
Таблица 17

Классификация струйных устройств

Название	Движущая сила	Поднимаемая жидкость
Паровой инжектор	Пар	Вода
Паровой эжектор	Пар	Вода
Водоструйный эжектор . .	Вода	Вода

Паровой инжектор — водоструйный прибор для питания парового котла, а паровой эжектор — для откачки воды из колодца, котлована и т. д.

На фиг. 107 показана схема эжектора для откачки грязной воды. Пар подается в трубу a ; в суженном сечении образуется вакуум;



Фиг. 107. Схема эжектора

здесь засасывается откачиваемая вода, входящая в трубу b . Производительность подобных эжекторов может колебаться в пределах от 1,5 до 35—50 м³/ч.

При незначительном всасывании или отсутствии всасывания в зависимости от давления пара можно достичь, примерно, следующей высоты подъема:

Давление пара в ат . .	1	2	3	4	5
Высота подъема в м . .	4	12	20	30	40

При увеличении высоты всасывания высота подъема уменьшается. Вообще подача и подъем зависят от расхода и давления рабочей жидкости.

К. п. д. эжекторов около 0,15—0,2. Они могут применяться в стационарных установках, а также для временного снабжения водой паровозов.

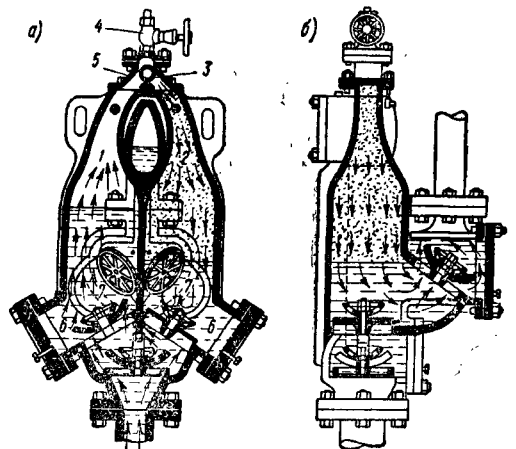
Струйные приборы могут применяться так же, как воздушные насосы, для заполнения центробежных насосов перед их пуском.

ПУЛЬЗОМЕТРЫ

В пульзометре для подъема воды или иной жидкости используется давление пара.

Принцип действия пульзометра состоит в том, что при конденсации пара в замкнутом пространстве образуется разрежение и сюда устремляется жидкость (вода), а затем под давлением вновь поступающего пара эта жидкость вытесняется в нагнетательный трубопровод. Пульзометры отличаются главным образом устройством распределительного органа и бывают простого и двойного действия. Последние получили наибольшее распространение; в них всасывание и нагнетание происходит одновременно в двух камерах.

На фиг. 108, a и b изображен пульзометр, состоящий из двух камер 1 и 2, над которыми помещается головка 5 с паровым вентилем 4 и шаровым клапаном 3, перекрывающим поочередно обе камеры 1 и 2 (в некоторых конструкциях клапан выполняется в виде качающегося язычка). Каждая камера в нижней своей части имеет всасывающий клапан 6. В общей нагнетательной камере, к которой ведут каналы, размещены нагнетательные клапаны 7. Ниже всасывающих клапанов находится общий приемный клапан.



Фиг. 108. Пульзометр

На фиг. 108, b видны всасывающий и нагнетательный трубопроводы; на фиг. 108, a — каналы, соединяющие камеры 1 и 2 между собой (служат для ускорения конденсации пара в соседней камере при попадании в нее холодной воды), и каналы, соединяющие каждую из камер с общей нагнетательной камерой, что дает возможность заполнить пульзометр из напорного трубопровода.

По открытии парового вентиля 4 пар, в зависимости от положения шарика 5, устрем-

ляется в одну из камер, например 2, и вытесняет находящуюся там воду через нагнетательный клапан 7 в напорную трубу. К некоторому моменту часть пара конденсируется, далее конденсация его ускоряется благодаря вбрызгиванию воды из соседней камеры (через канал), давление пара падает, парик перекрывает камеру 2, пар устремляется в камеру 1, а в камере 2 образуется разреженное пространство и здесь происходит всасывание и т. д. Число колебаний клапана — 16 — 50 в минуту.

Расход пара у пульзометра большой — 30 кг на л. с.-час и более; высота всасывания такая же, как и у насоса; высота нагнетания — до 40 м. Минимальное давление пара, согласно данным практики, примерно, на 2 — 3 ат больше высоты подачи (в ат). Излишнее давление пара приводит к более частым переключениям клапана (шарика) и большей производительности.

Пульзометр нагревает подаваемую воду, примерно, в следующих пределах:

Высота подъема в м	Увеличение температуры в °С
До 10	1,5—2
10—20	2—3,5
20—30	3,5—5
30—40	5—7
40—50	7—9

Пульзометр может быть использован для временного водоснабжения; он не требует фундаментов и может быть подвешен на мосту и т. п.

ЭРЛИФТЫ

Принцип действия эрлифта заключается в том, что столб воды, насыщаемый через особую трубу воздухом, имеет меньший вес, чем такой же столб воды без воздуха.

Энергия, используемая в эрлифте, — это энергия, заключенная в объеме сжатого воздуха, подающегося компрессором, а движущая сила представляет собой разность между гидростатическим давлением воды, с одной стороны, и смеси воды с пузырьками воздуха (эмульсия), имеющей меньший удельный вес, — с другой.

Схема устройства эрлифта показана на фиг. 109. Здесь показаны водоподъемная и воздушная трубы, форсунка и устье скважины. H — расстояние от места ввода воздуха в форсунку до излива; h — расстояние от динамического уровня до излива; h_0 — расстояние от статического уровня до поверхности земли; h_1 — расстояние от поверхности земли до излива.

Высота подъема может быть тем больше, чем меньше плотность водо-воздушной смеси. По выходе из трубы вода освобождается от воздуха.

Устройство эрлифта очень простое, уход также прост, так как в скважине нет никаких движущихся частей. При работе необходимо лишь наблюдение за компрессором (с ресивером и устройством для улавливания влаги) и двигателем. При наличии в воде (раздробленной после бурения породы и песка например, в случаях строительной и проб-

ной откачки) установка не портится, как это могло бы иметь место у насоса.

С одной центральной компрессорной установкой может быть связан целый ряд скважин.

При подъеме воды эрлифтом некоторая кривизна скважины не имеет решающего значения. Существенной может быть возможность аэрации, осуществляемой одновременно с подъемом, если в ней есть необходимость (обезжелезивание, освобождение воды от сероводорода).

К. п. д. всей эрлифтной установки, включая и компрессорную установку, невысок — в среднем около 0,20 — 0,30, причём часто он бывает ещё ниже при неправильных глубине погружения, размерах труб и отдельных частей. Для удовлетворительного действия эрлифта скважина должна иметь, примерно, глубину не менее чем вдвое большую высоты подъема, считая от динамического уровня.

При малых скважинах эрлифт — единственно возможная установка. Эрлифты не применимы в тех случаях, когда вода из скважины должна подаваться непосредственно в распределительную сеть и когда погружение получается недостаточным.

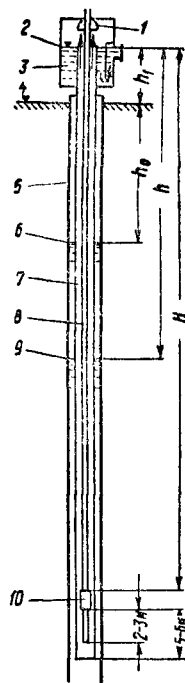
Большим недостатком эрлифта является необходимость излишнего заглубления скважины, чтобы получить нужное погружение.

Изменения уровня воды в скважине и, следовательно, изменения погружения могут вызывать ухудшение к. п. д. эрлифта. На выбор типа оборудования для подъема воды из скважин могут оказать влияние имеющийся источник энергии и её стоимость.

Компрессоры, трубопроводы, приборы и пр. должны быть предохранены от замерзания.

Глубина погружения форсунки. К. п. д. эрлифта зависит в значительной степени от погружения форсунки. Величина погружения $H - h$ есть расстояние от динамического уровня воды до места ввода воздуха. Погружение выражают в процентах от H , т. е. от общей длины трубы, подающей воду, считая от места ввода воздуха до верхнего её края — до излива воды. Погружение равно

$$\frac{H - h}{H} \cdot 100\%.$$



Фиг. 109. Схема эрлифта: 1 — воздухоотделитель; 2 — уровень излива; 3 — приемный бачок; 4 — уровень земли; 5 — обсадная труба скважины; 6 — статический уровень; 7 — водоподъемная труба; 8 — воздушная труба; 9 — динамический уровень; 10 — форсунка

$K = \frac{H}{h}$ называется коэффициентом погружения.

При подъёме воды из буровых скважин, когда отметка воды в скважине до начала работы и во время откачки меняется, имеются собственно две величины погружения: так называемое пусковое погружение и рабочее. Пусковое погружение определяет требуемое давление воздуха для пуска, рабочее—давление воздуха во время подъёма воды или откачки.

Ниже приведены некоторые практические данные о величине погружения для различной высоты подъёма:

Высота подъёма в м	Погружение в %
До 30	70—65
От 30 до 60	65—60
От 60 до 90	60—55
От 90 до 120	50—45

K должно находиться в пределах 1,8—3,5. Некоторое уменьшение погружения допускается при недостаточной глубине скважины,

но при этом снижается к.п.д. установки. Излишнее увеличение погружения не рекомендуется, так как приводит к необходимости увеличения давления воздуха и глубины скважины.

Требуемое пусковое давление воздуха приблизительно равно гидростатическому давлению столба воды, стоящего над местом впуска воздуха:

$$P_0 = 0,1 (H - h_0 - h_1 + 2) \text{ кг/см}^2;$$

давление воздуха во время работы

$$P_0' = 0,1 (H - h + h_w) \text{ кг/см}^2,$$

где h_w — потери давления воздуха от компрессора до форсунки.

Конструкция форсунки, выполняемой из трубы, ясна из фиг. 110. Воздух для лучшего смешивания с водой следует вводить через отверстия, расположенные на некоторой длине. Для труб малого диаметра воздушная труба располагается рядом с водоподъёмной.

Расход воздуха. Воздух должен непрерывно подаваться в скважину.

Удельный расход воздуха можно определить по формуле

$$v_0 = \frac{h}{23 \eta \lg \frac{H - h + 10}{10}}$$

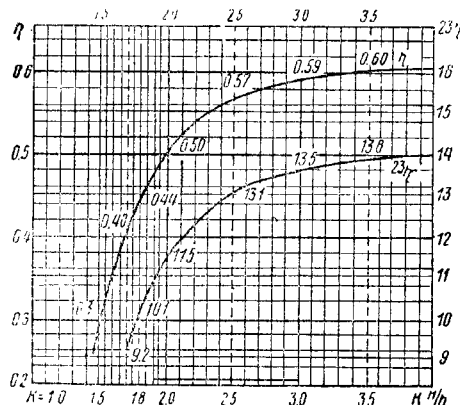
где v_0 — объём воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$ при атмосферном давлении на 1 м^3 подаваемой воды;

η — к. п. д. эрлифта, зависящий от величины погружения;

H — глубина погружения форсунки, считая от уровня излива, в м;

h — глубина динамического уровня от излива в м.

На фиг. 111 дан график для определения η в зависимости от K .



Фиг. 111. График для определения η в зависимости от K

На фиг. 112 и 113 приведены графики для определения глубины погружения форсунки от уровня излива в связи с динамическим уровнем и график для определения удельного расхода воздуха.

Диаметры водоподъёмной и воздушной труб. Скорость движения воды и воздуха в трубах является важным фактором при расчёте эрлифта. В водоподъёмной трубе имеют место следующие потери: потери на трение смеси воды с воздухом, потери вследствие проскальзывания пузырьков воздуха, потери при сжатии струи, поступающей в подъёмную трубу, и потери при выходе. С увеличением скорости увеличиваются потери на трение, с уменьшением—увеличивается просачивание воздуха и связанные с этим потери.

Размеры труб должны быть выбраны с таким расчётом, чтобы обе потери были минимальными. На практике встречаются следующие значения скоростей: при поступлении воды в водоподъёмную трубу до форсунки 1—1,5 м/сек; скорость движения эмульсии вначале 2,5—3,5 м/сек, скорость при изливе 5—7,5 м/сек. Увеличение скорости движения смеси к выходу объясняется увеличением объёма воздуха (вначале сжатого) по мере приближения смеси к выходу и уменьшения давления.

Соответствующий размер труб для воздуха определяется в зависимости от объёма и давления воздуха и обычно берётся по данным практики. Скорость в этих трубах принимается равной 9—12 м/сек.

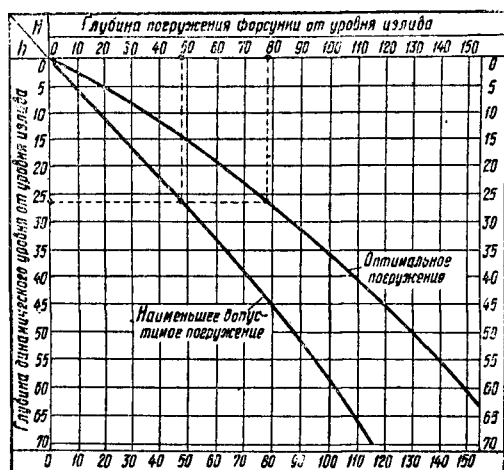
Таблица 18

Средняя производительность эрлифтов

Наименьший диаметр скважин в дм	Соединения труб в дм		Погружение в процентах			
	подающих воду	воздушных	70	60	50	40
			Производительность в л/сек			
4	2	0,5	1,3—2,15	1,2—2	1,1—1,8	0,9—1,6
4,5	2,5	0,75	2,2—3,3	1,9—3,1	1,6—2,8	1,5—2,6
5	3	1	3,3—5,4	3,3—5,4	3,1—5,1	2,8—4,9
5,5	3,5	1	6,3—8,2	5,7—7,4	5,4—7,1	5,2—6,6
6	4	1,25	7,8—10	7,1—8,9	6,8—8,2	6,3—7,8
7	4,5	1,5	9,9—12,9	8,9—11,4	8,2—10,4	7,8—9,9
8	5	1,5	13—19	11,7—17	10,8—15,8	10,4—14,8
9	6	1,5	20,8—30	19—27,8	17—25,2	16,8—24
10	7	2	29,5—43,5	27,5—40	24,5—36	23,5—35
11	8	2	40—50	37—53	33—49	32—41,5
13	10	2,5	72—106	67—97	61—88	58—82

В табл. 18 приведены размеры и нормальные производительности одного из типов эрлифтов.

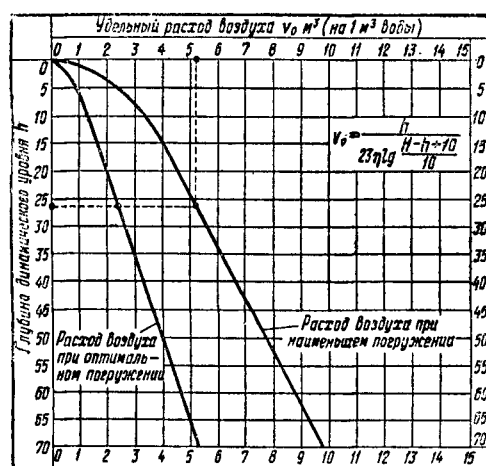
ние; снаружи предусматривается покрытие асфальтовым лаком.



Фиг. 112. График для определения глубины погружения форсунки от уровня излива

Водоподъемные трубы стальные, буровые; стыки на винтовых муфтах; необходимо покрытие снаружи и изнутри асфальтовым лаком.

Воздушные трубы газовые, без шва; соединяются муфтами; стыки должны быть герметичны и выдерживать необходимое давле-



Фиг. 113. График для определения удельного расхода воздуха

Приёмный бачок. При выходе из трубы смесь воды с воздухом попадает в бачок, где встречается отражатель; здесь из воды выделяется значительная часть воздуха.

Устье скважины во избежание загрязнений должно быть закрыто.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Азерьер С. Х. Водоснабжение на ж.-д. транспорте. Т. II, 1940, 84 с.
2. Есьман И. Г. Насосы. М.—Л. ГОНТИ, 1939. 244 с.
3. Машиностроение. Энциклопедический справочник. Т. 12. М., Машгиз, 1948.
4. Проскура Г. Ф. Центробежные и пропеллерные насосы. М.—Л., 1932, 170 с.
5. Суреньянц Я. С. Эрлифты. М.—Л., Гостройиздат, 308 с.
6. Флоринский М. М. Насосные установки и станции, М., Сельхозгиз, 1946, 208 с.

ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ЛЬДОЗАВОДЫ



ЛЕДЯНОЕ И ЛЬДОСОЛЯНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЛЕДЯНОГО И ЛЬДОСОЛЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Охлаждение — процесс удаления тепла из ограниченного пространства или тела в целях понижения температуры и поддержания её на уровне меньшем, чем температура внешней среды.

Чтобы понизить температуру твёрдого, жидкого или газообразного тела веса G на t° , необходимо отнять тепла

$$Q = Gct,$$

где C — теплоёмкость охлаждаемого тела.

Ледяное охлаждение основано на скрытой теплоте плавления (таяния) льда. Температуру воздуха в помещении при ледяном охлаждении удаётся получить не ниже $+4^\circ\text{C}$. Физические свойства льда см. табл. 1.

Таблица 1

Основные физические свойства водного льда

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Показатель
Скрытая теплота плавления	q	ккал/кг	80
Удельный вес	γ	кг/м ³	750÷920
Разрушающее напряжение:			
на растяжение	σ	кг/см ²	14
на сжатие	π	»	30
на срез	—	»	9
на изгиб	—	»	20
Коэффициент трения льда:			
по бетону	f_s		0,1
по стали начальное	f_d	—	0,014
по стали при движении	f_d	—	0,027
Теплоёмкость	C	ккал/кг °C	0,5
Температура таяния при нормальном давлении	t	°C	0
Теплопроводность	λ	ккал/м час	2—2,1
Сопротивление на раздробление	μ	кг/см ²	63—64
Коэффициент линейного расширения	ϵ		0,000012—0,000052

При температуре таяния льда и нормальном давлении процесс таяния водного льда сопровождается отбором теплоты от воздуха в помещении (80 ккал на 1 кг льда).

Льдосоляное охлаждение основано на скрытой теплоте плавления льда и растворения соли. Точка плавления льда при добавлении к нему соли понижается. В зависимости от процентного содержания соли получаются различные температуры таяния льда. Самая низкая температура таяния льда при пользовании солью NaCl равна $-21,2^\circ\text{C}$. Практически при этом способе удаётся получить в помещении температуру воздуха до -15°C (см. табл. 2).

Охлаждение эвтектиками. Эвтектическая смесь получается путём замораживания насыщенного соляного раствора определённой концентрации. С увеличением концентрации раствора увеличивается плотность его и понижается точка замерзания. Понижение точки замерзания рассола с увеличением концентрации возможно только до так называемой криогидратной точки, когда в равновесии будут находиться все три фазы: раствор, соль и лёд, т. е. застывший растворитель — вода (табл. 3).

При концентрации раствора большей, чем при криогидратной точке, температура замерзания рассола значительно повышается. Замораживаются эвтектические смеси в специальных металлических сосудах, имеющих обычно форму трёхгранной призмы.

Эвтектические смеси в этих сосудах используются для охлаждения термоизолированных кузовов автомобилей, для холодильных шкафов и пр.

Коэффициент теплопередачи сосудов с эвтектическими смесями составляет приблизительно от 8 до 10 ккал/м² час °C. Складывая сосуды разными гранями, можно регулировать поверхность холодоотдачи.

При таянии льда и льдосоляных смесей теплота затрачивается на внутреннюю работу по преодолению сил, удерживающих молекулы льда в их первоначальном состоянии. Теплота на внутреннюю работу воспринимается из окружающей среды, тем самым осуществляется охлаждение среды.

«Сухой лёд» — твёрдая углекислота CO_2 . Тройная точка для углекислоты (CO_2) $t_{тр} = -56,6^\circ\text{C}$, $P_{тр} = 5,28$. При температуре

Таблица 2

Теплота плавления охлаждающей смеси льда и поваренной соли (NaCl)

Количество соли в % от веса льда	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	29
Температура охлаждения смеси в °С	-3,5	-4,9	-6,1	-7,5	-9,0	-10,5	-12,1	-13,7	-15,2	-16,9	-18,6	-19,9	-21,2
Теплота плавления в ккал/кг	77	76	75	74	72	70	68	66	63	60	57	53	48

Таблица 3

Эвтектические смеси

Состав эвтектической смеси	Химические формулы входящих веществ	% безводной соли	Исходные условия охлаждающих смесей	Наиболее низкая предельная температура в °С	Теплота плавления в ккал/кг
Поваренная соль и вода (лёд)	$\text{NaCl}-\text{H}_2\text{O}$	23,1	Соля и лёд при температуре -1°C	-21,2	57,7
Селитра и вода	$\text{NaNO}_3-\text{H}_2\text{O}$	37		-18,5	57,5
Кристаллическая сода и вода	$\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot 10\text{H}_2\text{O}-\text{H}_2\text{O}$	5,93		-2	77,2
Хлористый калий и вода	$\text{KCl}-\text{H}_2\text{O}$	23,1	Соля 1° , лёд 0°	-10,9	71,2
Цианосернистый калий и вода	$\text{KSCN}-\text{H}_2\text{O}$	60,0	Вода и соль $10,8^\circ$	-23,7	-
Нашатырь и вода	$\text{NH}_4\text{Cl}-\text{H}_2\text{O}$	18,7		-15,8	75,0
Селитра (аммиачная) и вода	$\text{NH}_4\text{NO}_3-\text{H}_2\text{O}$	41,2	Лёд и соль при температуре 0°	-17,4	68,4
Хлористый кальций и вода	$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}-\text{H}_2\text{O}$	58,8*		-54,9	17,7
Серная кислота и вода	$66,19\%\text{H}_2\text{SO}_4-\text{H}_2\text{O}$	17,2**		-24	52,9

* Водная соль.

** В процентах от серной кислоты крепостью 66,19%.

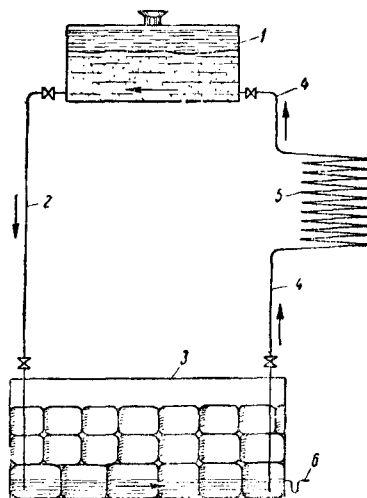
ниже t_p углекислота из твёрдого состояния, минуя жидкое, переходит непосредственно в газообразное.

Это явление в отличие от испарения жидкостей принято называть **улетучиванием**, или **сублимацией**. Скрытая теплота сублимации равна 137 ккал/кг ; температура сублимации при атмосферном давлении равна $-79,8^\circ\text{C}$, образующиеся пары имеют эту же температуру. Если учесть, что на нагревание паров до 0°C углекислоты требуется 15 ккал/кг , то полный холодильный эффект 1 кг твёрдой углекислоты исчисляется в 152 ккал/кг . Удельный вес твёрдой углекислоты изменяется от 1,1 до $1,4 \text{ кг/м}^3$. При сильном сжатии углекислоты возможно достигнуть и большего значения. Холодопроизводительность единицы объёма «сухого льда» почти в 3,4 раза больше холодопроизводительности водного льда. Это имеет особое значение для транспорта.

ХОЛОДИЛЬНИКИ С ЛЬДОСОЛЯНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

В безмашинных холодильниках льдосоляная смесь загружается в деревянные решётчатые или металлические узкие высокие резервуары — баки. Баки изготавливаются из оцинкованного железа толщиной 2—2,5 мм с каркасом из углового железа длиной 2—3 м. Деревянные карманы или металлические баки располагаются внутри камеры вдоль стен на расстоянии 100—200 мм. Они подходят к самому потолку камеры и не доходят на 200—400 мм до пола. Между баками делается

разрыв до 506 мм для обеспечения циркуляции воздуха. Лёд или лёд с солью загружается через люки верхнего этажа холо-



Фиг. 1. Схема охлаждения по системе Клейменова

дильника. Люки плотно закрываются крышкой с термоизоляцией.

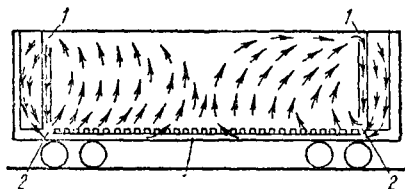
Более сложными безмашинными холодильниками являются такие, в которых холодный рассол циркулирует по трубам.

Холодильники системы И. А. Клеймёнова пригодны для охлаждения изотермических вагонов, шкафов, прилавков и мелких холодильников. Самоциркуляция в холодильнике системы Клеймёнова достигается за счёт разности концентрации (фиг. 1) рассола.

В солеконцентраторе 1, размещённом сверху, рассол увеличивает свою концентрацию за счёт растворения соли, а в хладогенераторе 3, размещённом внизу, рассол уменьшает свою концентрацию за счёт воды, получаемой от растаявшего льда. Холодный рассол по трубопроводу 4 поступает в охлаждающие змеевики 5. В змеевиках рассол нагревается, т. е. отнимает теплоту от воздуха в помещении и поступает в солеконцентратор. Далее процесс повторяется.

ЛЬДОСОЛЯНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВАГОНОВ-ЛЕДНИКОВ

Стены, крыша, пол, двери и крышки люков вагонов-ледников имеют термоизоляция. Охлаждающими веществами для вагонов-ледни-



Фиг. 2. Схема циркуляции воздуха в вагоне-леднике при расположении карманов у торцевых стен

ков являются лёд и соль, находящиеся в карманах, которые по конструкции делятся на решётчатые (железные или деревянные) и танковые (сплошные) из оцинкованного 3-мм листового железа. Для усиления циркуляции воздуха в вагоне перед карманом поставлен

жает холодопроизводительность охлаждающих приборов вагонов-ледников и требует добавления льда и соли в карманы.

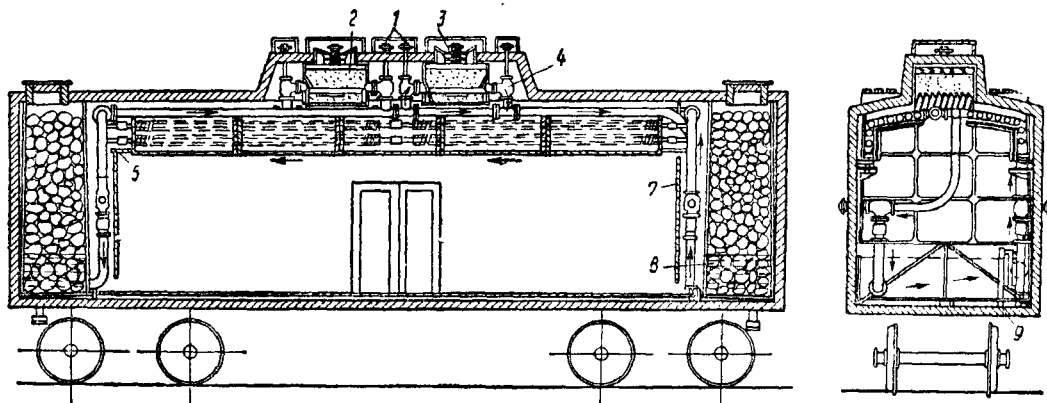
Циркуляция воздуха в вагоне-леднике при расположении карманов у торцевых стен показана на фиг. 2. Холодный воздух опускается и через нижнее циркуляционное отверстие 2 под щитом поступает в грузовое помещение вагона, где проходит через пространство 3, соприкасаясь с грузом и поверхностью кузова, нагревается, поднимается вверх и через верхнее циркуляционное отверстие над щитом 1 снова поступает к охлаждающей поверхности льда или охлаждающего прибора.

При расположении карманов у торцевых стен получается неравномерная температура в грузовом помещении вагона-ледника. Этот недостаток устраняется расположением баков под потолком вагонов-ледников.

Наиболее совершенным льдосоляным охлаждением изотермических вагонов является система (Клеймёнова) самоциркуляции рассола.

На фиг. 3 приведена схема холодильного оборудования вагона, охлаждаемого самоциркулирующей рассолом. Основные части установок: 1 — угловая задвижка левая; 2 — солеконцентратор; 3 — люк для загрузки соли; 4 — угловая задвижка правая; 5 — лоток для отвода конденсата; 6 — батарея под потолком вагона; 7 — циркуляционный щит; 8 — хладогенератор и 9 — слив рассола.

Циркуляция рассола по трубам в вагоне происходит в силу разности удельных весов рассола, выходящего из солеконцентратора и возвращаемого обратно в солеконцентратор. Из солеконцентратора 2 по изолированной трубе со стороны задвижки рассол, насыщенный солью и, следовательно, более тяжёлый, чем рассол, находящийся в батарее, опускается вниз и поступает в хладогенератор 8. Здесь рассол омывает лёд, вызывает усилен-



Фиг. 3. Схема оборудования вагона с охлаждением самоциркулирующей рассолом

сплошной деревянный щит. Карманы обычно располагаются у торцевых стенок вагона. Наиболее эффективными считаются решётчатые карманы, так как в них происходит непосредственное поглощение теплоты от воздуха тающим льдом. По мере таяния поверхность льда постепенно уменьшается, что сни-

жает таяние последнего, уменьшение концентрации и удельного веса рассола, а за счёт теплоты плавления льда рассол охлаждается. Из хладогенератора 8 рассол с меньшей концентрацией и с меньшим удельным весом поступает в батарею. Проходя батарею и охлаждая воздух в вагоне, рассол нагревается, делается

более лёгким и поступает в солеконцентратор и т. д. Так осуществляется непрерывность циркуляции рассола и охлаждение воздуха в вагоне.

МАШИННОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Машинное охлаждение на железнодорожном транспорте находит применение на льдо-заводах по производству искусственного вод-ного льда, в холодильных складах, станциях предварительного охлаждения, при замора-живании грунтов, кондиционирования воз-духа в пассажирских вагонах, для охлажде-ния изотермических вагонов и т. д.

В зависимости от способа осуществления замкнутого цикла холодильные машины под-разделяются на паровые компрессионные, аб-сорбционные и адсорбционные, воздушные компрессионные и пароводяные вакуум-маши-ны. Паровые компрессионные машины осно-ваны на предварительном сжатии паров ра-бочих тел, называемых хладагентами, обра-щении их в жидкость и последующем испа-рении.

Абсорбционные машины основаны на по-глощении некоторых паров хладагентов каким-либо веществом с последующим выпарива-нием их. Адсорбционные машины отличаются от абсорбционных тем, что в них в качестве поглотителя применяются твёрдые вещества: силикагель SiO_2 и др.

Газовые компрессионные установки осно-ваны на том явлении, что при расширении сжатого воздуха с падением давления падает также и температура его.

Пароводяные вакуум-машины основаны на испарении воды при низких температурах вследствие разрежения.

Холодильной установкой называется объ-единение холодильной машины с другими элементами, осуществляющими процессы рас-пределения и потребления холода. Схема ком-прессионной холодильной установки изобра-жена на фиг. 5.

ПАРОВЫЕ КОМПРЕССИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Основные элементы компрессионной хо-лодильной машины — компрессор, конденса-тор, регулирующий вентиль и испаритель.

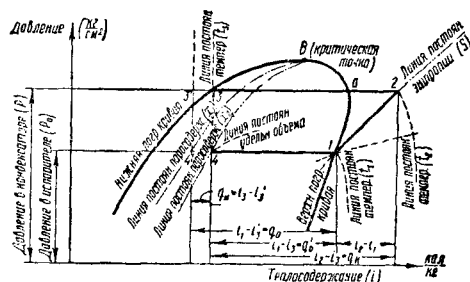
По числу ступеней сжатия различают одноступенчатые и многоступенчатые паровые компрессионные холодильные машины. теоре-тические циклы этих машин рассчитывают, исходя из следующих предположений: про-цессы кипения и конденсации протекают при неизменных давлениях и температурах; ком-прессор — идеальный: без теплообмена, тре-ния, дроссельных потерь, без мёртвого про-странства и утечек; сжатие адиабатическое; понижение давления хладагента, поступаю-щего из конденсатора в испаритель, прои-сходит в дроссельном регулирующем вентиле; в трубопроводах состояние хладагента не изменяется.

Отклонение действительного цикла от тео-ретических учитывается соответствующими ра-бочими коэффициентами.

Цикл одноступенчатой паровой компрес-

Избыток рассола, получающегося при тая-нии льда, из хладогенератора 8 по сливной трубе сливается в обычный сифон ва-гона.

сионной холодильной машины (фиг. 4) (в ко-ординатах Pt) характеризуется: засасыванием из испарителя в компрессор сухого насыщен-ного пара ($4'—1$), адиабатическим одноступен-чатым сжатием в компрессоре ($1—2$), охла-ждением и конденсацией пара в конденса-торе ($2—3$), переохлаждением жидкого хлад-агента ($3—3'$) и дросселированием его в ре-гулирующем вентиле ($3'—4'$). Область при-менения цикла — получение температур ки-пения хладагента до -30°C и редко ниже.



Фиг. 4. Цикл одноступенчатой холодильной машины в координатах Pt

Холодопроизводительность холодильных машин, независимо от системы, выражается в единицах тепла — калориях по отношению к единице времени.

Производительность паровой компрессион-ной холодильной машины зависит от размеров компрессора, числа оборотов его и величины охлаждающих поверхностей аппаратов, от температуры испарения, температуры пере-охлаждения хладагента и температуры воды.

Сравнительная оценка производительности холодильных машин устанавливается при температурах, приведённых в табл. 4. Группа

Таблица 4
Группы сравнительных температур

Наименование группы температур в $^\circ\text{C}$	Число ступеней	Температура в $^\circ\text{C}$			
		испарения t_0	всасывания в t_1	конденсации t_k	переохлажде-ния t_d
Плюсовые	1	+5	+10	+35	+30
«Нормальные»	1	-10	-10	+25	+15
«Стандартные»	1	-15	-10	+30	+25
Низкотемпературные	2	-35	-20	+30	+25
»	2	-50	-30	+30	+25
»	2	-65	-40	+30	+25

плюсовых температур применима для фреоно-вых компрессоров, предназначенных для уста-новок кондиционирования воздуха.

Для расчёта компрессоров необходимо рабочую холодопроизводительность при за-

данных температурных условиях пересчитать в стандартные калории. Пересчёт ведётся по следующей формуле:

$$Q_{0\text{ см}} = \frac{Q_{0p} q_{v\text{ см}} \lambda_{\text{см}}}{q_{vp} \lambda_p},$$

где $Q_{0\text{ см}}$ — холодопроизводительность в стандартных калориях;

Q_{0p} — холодопроизводительность в рабочих калориях;

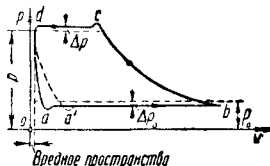
$q_{v\text{ см}}$ — теоретическая холодопроизводительность на 1 м³ паров хладагента при стандартных температурах;

q_{vp} — теоретическая холодопроизводительность на 1 м³ паров хладагента при рабочих температурах;

$\lambda_{\text{см}}$ — коэффициент подачи хладагента при стандартных условиях;

λ_p — коэффициент подачи хладагента при рабочих условиях.

Так как отсутствуют точные данные по изменению коэффициентов подачи при различных температурных условиях работы, то ухудшение берётся на 1% выше для каждого градуса разности температур испарения между заданной и стандартной. По этой формуле можно производить пересчёт холодопроизводительности и для нормальных условий.



Фиг. 6. Диаграмма PV рабочего процесса компрессора

Рабочий процесс компрессора. На фиг. 6 представлена диаграмма PV рабочего процесса компрессора. Линия всасывания ab паров хладагента из испарителя с низкой температурой вследствие сопротивления во всасывающем трубопроводе и клапанах лежит приблизительно на 0,1 ат ниже, чем изобара p_0 , соответствующая давлению в испарителе, и всасывание паров компрессором начинается только после открытия всасывающего клапана (точка a). Линия сжатия bc в зависимости от влажности паров представляет влажную или сухую адиабату. Эти адиабаты заменяются политропами с показателями для аммиачных машин соответственно $X = 1,17$ и $X = 1,32$.

Линия выталкивания cd из-за сопротивления в нагнетательных клапанах в трубопроводе лежит приблизительно на 0,1 ат выше изобары в конденсаторе P . Линия da расширения оставшихся паров в цилиндре компрессора в так называемом вредном пространстве не превышает 3—5% от хода поршня.

При обратном ходе поршня давление в цилиндре понижается до давления всасывания. Для сухого пара линия расширения падает более отвесно; для влажного пара кривая da более пологая. После этого возобновляется круговой процесс — снова начинается всасывание паров из испарителя.

Рабочий процесс компрессора по сравнению с теоретической холодильной машиной

сопровождается рядом потерь. Ниже приводятся коэффициенты, характеризующие эти потери.

Объёмный коэффициент зависит от отношения давления $\frac{P}{P_0}$ и показателя политропы $PV^m = \text{const}$, по которой происходит обратное расширение.

Кроме того, объёмный коэффициент учитывает также термические потери от депрессии, т. е. сопротивление клапанов при всасывании и в конце сжатия

$$\frac{p + \Delta p}{P_0 - \Delta p_0}.$$

В исполненных машинах объёмный коэффициент в зависимости от величины вредного пространства и сопротивления во всасывающих клапанах составляет:

ккал/час	10 000	50 000	100 000	300 000
η	0,6—0,8	0,8—0,9	0,9—0,95	0,95—0,98

Коэффициент подачи учитывает потери, происходящие в компрессоре от теплообмена между всасываемыми холодными парами и стенками цилиндра. Он представляет собой отношение объёма всасываемых компрессором паров к тому объёму, который компрессор мог бы засосать при отсутствии всех объёмных потерь.

Вместо отношения объёмов можно взять равное ему отношение холодопроизводительности действительной машины и теоретической, отнесённых к единице объёма

$$\lambda = \frac{q_0 v}{q_0 v_{\text{теор}}}.$$

Значения теоретической объёмной холодопроизводительности на 1 м³ паров см. табл. 11.

Индикаторный коэффициент η_i — отношение холодильных коэффициентов действительной и теоретической машины:

$$\eta_i = \frac{\epsilon}{\epsilon_{\text{теор}}}.$$

Механический коэффициент η_m учитывает потери от трения

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e},$$

где N_i — индикаторная работа;

N_e — эффективная работа.

ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЁТ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Определение холодопроизводительности q_0 1 кг хладагента:

$$q_0 = i_1 - i_4 = r(1 - x) \text{ ккал/кг},$$

где i_1 — теплосодержание 1 кг хладагента после испарения в ккал/кг;

i_4 — теплосодержание 1 кг хладагента после прохождения регулирующего вентиля в ккал/кг;

r — скрытая теплота парообразования в ккал/кг;

x — паросодержание после регулирующего вентиля в кг/кг.

Тепловой эквивалент работы AL , затрачиваемый в компрессоре на 1 кг циркулирующего в системе хладагента.

$$AL = t_2 - t_1 \text{ ккал/кг,}$$

где t_1 — теплосодержание хладагента после сжатия в компрессоре ккал/кг.

Вес хладагента, циркулирующего в холодильной машине,

$$G = \frac{Q_0}{q_0} \text{ кг/час,}$$

где Q_0 — часовая холодопроизводительность холодильной машины.

Индикаторная мощность, которую следует подводить к компрессору,

$$N_l = \frac{G \cdot AL}{860} \text{ квт.}$$

Теоретическая индикаторная мощность, потребляемая компрессором,

$$N_{l \text{ теор}} = \frac{427 G (AL)}{75 \cdot 3600} = \frac{GAL}{632} \text{ л. с.}$$

Часто пользуются удельной холодопроизводительностью K , выражающей число калорий холода, полученных при затрате одной индикаторной лошадиной силы в течение одного часа

$$K = \frac{Q_0}{N_{l \text{ теор}}} = \frac{Gq_0}{GAL} = 632 \text{ в.}$$

Холодопроизводительность на 1 л. с. зависит исключительно от холодильного коэффициента.

Холодильный коэффициент — отношение полученной холодопроизводительности к затраченной в компрессоре работе сжатия паров

$$\epsilon = \frac{q_0}{AL}.$$

Часовой объем засасываемых компрессором паров хладагента

$$V_n = Gv_1 \text{ м}^3/\text{час.}$$

где v_1 — удельный объем пара, засасываемого компрессором.

Тепловая нагрузка на конденсатор

$$Q_k = Q_0 + GAL.$$

Поверхность конденсатора

$$F_k = \frac{Q_k}{\Delta t k},$$

где Δt — разность температур между хладагентом и охлаждающей водой в °С;

k — коэффициент теплопередачи, который практически принимают от 700 до 1000 ккал/м² час °С.

Расход охлаждающей воды на конденсатор закрытого типа (противоточные, элементные и др.) определяется

$$G_0 = \frac{Q_k}{t_2 - t_1},$$

где G_0 — расход воды в кг/час;

t_1 — температура воды при входе в конденсатор в °С;

t_2 — температура воды при выходе из конденсатора в °С.

Охлаждающая поверхность испарителя

$$F_u = \frac{Q_0}{K_u \Delta t_u},$$

где Q_0 — часовая холодопроизводительность холодильной установки в ккал/час;

K_u — коэффициент теплопередачи испарителя, который практически принимается от 500 до 600 ккал/м² час °С;

Δt_u — температурная разница между рассолом и хладагентом, или между хладагентом и воздухом, или рассолом и воздухом в °С.

По этой формуле определяется поверхность змеевиков непосредственного и рассольного охлаждения, но только цифровые значения k и температурная разница будут другие:

для непосредственного испарения

$\Delta t_u =$	5°	8°	10°	15°
$K_u =$	7	10	16	20

для рассольного охлаждения

$\Delta t_u =$	4°	5°	6°	7°	8°	9°	10°
$K_u =$	8	9	10	11	12	13	14

Длина рассольных труб $L = 6F$ при диаметре змеевиков труб 51/57 мм.

АБСОРБЦИОННАЯ УСТАНОВКА

Аммиачная абсорбционная установка, подобно компрессионной холодильной установке, имеет испаритель, конденсатор и регулирующий вентиль.

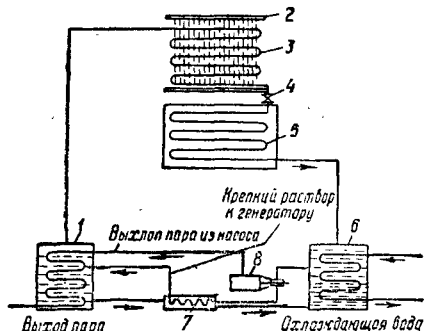
В компрессионной холодильной установке повышение давления аммиака достигается за счёт затраты механической энергии, в абсорбционной установке — за счёт затраты тепловой энергии.

Пары аммиака поступают из испарителя в абсорбер (фиг. 7). В абсорбере пары аммиака поглощаются слабым водоаммиачным раствором. Теплота, выделяющаяся при поглощении аммиака, отводится охлаждающей водой, которая циркулирует в змеевике, находящемся внутри абсорбера.

Полученный в абсорбере сильно насыщенный водоаммиачный раствор перекачивается насосом в генератор (кипятильник). Генератор обогревается паровым змеевиком, благодаря чему из водоаммиачного раствора выделяется аммиак, который под давлением поступает в конденсатор, где он охлаждается и конденсируется. Из конденсатора жидкий аммиак через регулирующий вентиль поступает в испаритель, где испаряется, производит охлаждающее действие, а образовавшиеся при

этом пары поступают обратно в абсорбер, замыкая таким образом цикл.

Эта установка выгодна в тех случаях, когда имеется большое количество отработавшего пара, который можно использовать для кипячения, т. е. генератора.



Фиг. 7. Схема абсорбционной холодильной машины: 1—генератор; 2—охлаждающая вода конденсатора; 3—конденсатор; 4—регулирующий вентиль; 5—испаритель; 6—абсорбер; 7—теплообменник; 8—насос

Тепловой расчёт абсорбционной машины приведён на стр. 535.

Смеси для абсорбционных машин см. в табл. 5.

Таблица 5

Поглотитель	Холодильный агент
Вода H_2O	Аммиак NH_3 ; метиламин CH_3NH_2
Серная кислота H_2SO_4 ; едкий калий KOH ; едкий натр $NaOH$	Вода H_2O
Роданистый аммоний NH_4CS	Аммиак NH_3
Тетрахлорэтан $C_2H_2Cl_4$	Хлористый этил C_2H_5Cl
Парафиновое масло	Толуол C_6H_5 ; пентан C_5H_{12}
Этиленгликоль $(C_2H_4O)_2$	Метиламин CH_3NH_2
Аммиакат нитрата лития, диметилаэфиртетраэтиленгликоль $CH_3(ONH_2CH_2)_4ONH_2$	Аммиак NH_3 ; Дихлормонофторметан CH_2ClF

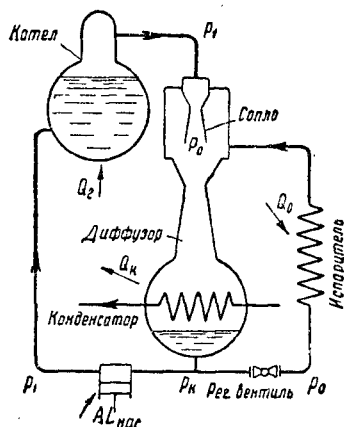
ПАРОЭЖЕКТОРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Пароэжекторные холодильные машины включают в себя следующие элементы: испаритель, в котором агент (вода или рассол), частично испаряясь, охлаждается; паровой эжектор, в котором за счёт кинетической энергии струи рабочего пара осуществляется засасывание холодильного пара из испарителя и сжатие смеси рабочего и холодного пара до давления в конденсаторе; конденсатор, в котором пар сжимается, отдавая тепло охлаждающей воде; вспомогательные устройства для удаления конденсата и воздуха (насос, эжекторы и др.).

Схема эжекторной холодильной машины приведена на фиг. 8.

Теоретический цикл пароэжекторной холодильной машины, питающейся рабочим паром из котла, характеризуется: адиабатическим

расширением сухого насыщенного пара (рабочего пара) в сопле эжектора — от давления в котле P_1 до давления испарения P_0 ; смешением рабочего пара с сухим насыщенным холодным паром под давлением P_0 ; адиабатическим сжатием смеси в диффузоре до давления конденсации P_k ; дросселированием части конденсата в регулирующем вентиле; сжатием остальной части конденсата насосом до давления P_1 (фиг. 9).



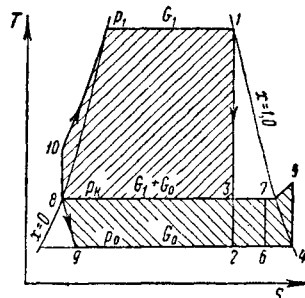
Фиг. 8. Схема эжекторной холодильной машины

Расчёт цикла эжекторной холодильной машины производится для 1 кг воды, испаряющей в испарителе при затрате a кг рабочего пара:

$$Q_k = Q_0 + Q_2 + AL_{\text{нас}} = Q_0 + Q_1 \text{ ккал/час,}$$

где Q_2 — тепло, подводимое к котлу в ккал/час; $AL_{\text{нас}}$ — тепловой эквивалент работы насоса в ккал/час.

Холодопроизводительность 1 кг холодного пара:



Фиг. 9. Схема процесса эжекторной холодильной машины

$$q_0 = i_4 - i_8 \text{ ккал/кг холодного пара.}$$

Тепловая нагрузка конденсатора, отнесенная к 1 кг пара:

$$q_k = (i_5 - i_8) + a(i_3 - i_8) = (1 + a)(i_3 - i_8) \text{ ккал/кг холодного пара.}$$

Необходимое количество рабочего пара на 1 кг холодного пара:

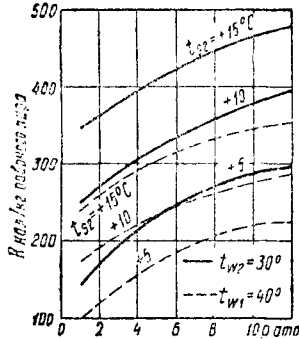
$$a = \frac{i_5 - i_4}{(i_1 - i_3) - (i_{10} - i_8)} \text{ кг/кг.}$$

Часовое количество рабочего пара:

$$G_1 = aG_0 = a \frac{Q_0}{q_0} \text{ кг/час,}$$

где G_0 — часовое количество холодного пара.
Тепло, подводимое к 1 кг рабочего пара,

$$q_1 = i_1 - i_8 \text{ ккал/кг рабочего пара.}$$



Фиг. 10. Удельная холодопроизводительность $K_{действ}$ эжекторной машины

Удельная холодопроизводительность

$$K = \frac{Q_0}{G_1} = \frac{q_0}{a} = \epsilon q_1 \text{ ккал/кг рабочего пара.}$$

К. п. д. парожекторной холодильной машины:

$$\eta_0 = \frac{K_{действ}}{K_{теор}}.$$

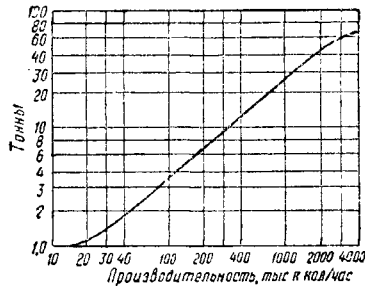
К. п. д. эжектора в сопле при расширении G_1 кг рабочего пара a в диффузоре, расширении $G_1 + G_0$ кг пара может быть принят равным

$$\eta_{эж} = \frac{a_{теор}}{a_{действ}} \cdot \frac{a_{действ} + 1}{a_{теор} + 1}.$$

К. п. д. эжектора можно значительно повысить, вводя холодный пар в камеру смешения с большой скоростью. При этом давление в камере должно быть не ниже P_0 .

Удельная действительная холодопроизводительность K определяется по графику (фиг. 10) в зависимости от температуры охлаждающей (t_{w2}) и охлаждаемой (t_{w1}) воды, покидающей машину, и от давлений рабочего пара P_1 .

Область применения эжекторных холодильных машин — получение температур не ниже 0°C при охлаждении воды и не ниже -10°C при охлаждении рассола.



Фиг. 11. Вес парожекторных холодильных машин

Вес парожекторных машин в зависимости от их производительности может быть определен по графику (фиг. 11).

ХЛАДАГЕНТЫ

В табл. 6 приведён перечень наиболее распространённых хладагентов с указанием их физических свойств.

Таблица 6

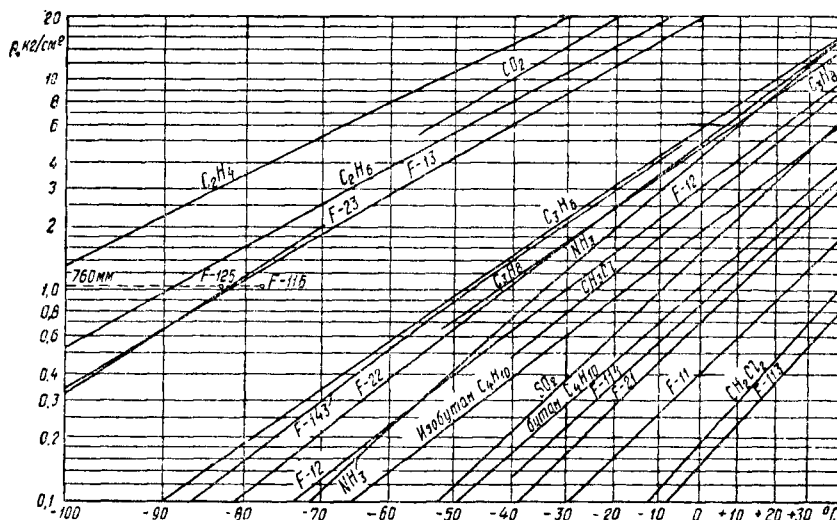
Физические свойства хладагентов

Наименование хладагентов	Химическая формула	Молекулярный вес	Нормальная температура кипения $t^\circ \text{C}$	Критическая температура $t_{кр}^\circ \text{C}$	Критическое давление $P_{кр} \text{ кг/см}^2$	Критический объем $V_{кр} \text{ л/кг}$	Температура затвердевания $t_{затв}^\circ \text{C}$	Показатель адиабаты
Аммиак	NH_3	17,03	-33,4	+132,9	112,3	4,13	-77,7	1,30
Сернистый ангидрид	SO_2	64,06	-10,0	+157,1	77,6	1,92	-75,2	1,26
Углекислота	CO_2	44,01	-78,9	+31,0	75,0	2,16	-56,6	1,30
Хлорметил	CH_3Cl	50,49	-23,8	+143,1	65,9	—	-97,6	1,20
Дихлорметил	CH_2Cl_2	84,90	+39,8	+245,0	60,9	—	-96,7	1,18
Фреон 11	CFCl_3	137,39	+23,7	+198,0	44,6	1,80	-111,0	1,15
Фреон 12	CF_2Cl_2	120,92	+29,8	+111,5	39,6	1,80	-155,0	1,14
Фреон 13	CF_3Cl	104,47	+29,8	+28,8	39,4	1,72	-180,0	—
Фреон 21	CHFCl_2	102,93	+81,5	+178,5	52,7	—	-135,0	1,16
Фреон 22	CHF_2Cl	86,48	+8,9	+96,0	50,4	1,90	-160,0	1,20
Фреон 23	CHF_3	70,02	+40,8	—	—	—	-163,0	—
Фреон 113	$\text{CF}_3\text{Cl}-\text{CF}_2\text{Cl}$	187,37	+82,2	214,1	34,8	—	-35,0	1,09
Фреон 114	C_2F_6	170,91	+47,6	—	—	—	—	—
Фреон 143	CH_3-CF_3	84,04	+4,1	+71,4	42,0	—	-111,3	—
Метан	CH_4	16,04	-161,6	+9,4	47,3	6,17	-182,6	1,3
Этилен	C_2H_4	28,05	-103,6	+32,1	50,3	4,70	-183,2	1,25
Этан	C_2H_6	30,06	-88,6	+91,46	45,4	—	—	—
Пропилен	C_3H_6	42,08	-47,0	+96,3	43,4	—	-187,1	1,13
Пропан	C_3H_8	44,10	+100	+374,5	225,5	3,07	0,0	1,14
Вода	H_2O	18,02	—	—	—	—	—	—

На фиг. 12 приведены данные о давлении паров хладагентов при различных температурах испарения.

Отравляющее действие хладагентов при-

Значение вязкости η жидких хладагентов в зависимости от температуры приведены на фиг. 13, а значение вязкости η' насыщенных паров — на фиг. 14.



Фиг. 12. График определения давления паров хладагента при различных температурах испарения

ведено в табл. 7, а пределы взрывной концентрации в табл. 8.

Таблица 7

Отравляющее действие хладагентов

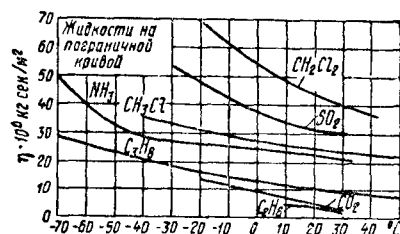
Наименование хладагента	Время пребывания до отравления в часах	Опасная концентрация в воздухе в % по объему	Вес хладагента относительно веса воздуха при 0° С и P=760 мм рт. ст.
Сернистый ангидрид	0,08	0,7	2,07
Аммиак	0,5	0,5—0,6	0,55
Хлорметил	2	2,0—2,5	1,63
Дихлорэтилен	2	2,0—2,5	3,13
Дихлорметан	0,5	5,1—5,3	2,74
Хлорэтил	1	4,0	2,08
Фреон 113	—	—	5,92
Фреон 21	0,5	10,2	3,30
Фреон 11	2	10,0	4,44
Фреон 22	—	—	3,55
Углекислота	0,5	29,0—30,0	1,42
Фреон 114	2	20,1—21,5	5,52
Фреон 12	2	28,5—30,4	3,93

Таблица 8

Пределы взрывной концентрации хладагентов в воздухе

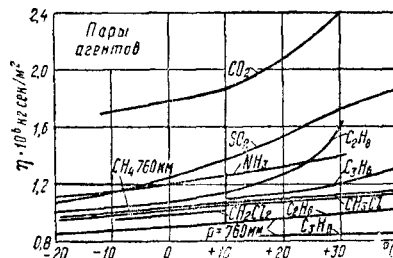
Наименование хладагентов	Пределы взрывной концентрации хладагентов в воздухе в %	Наименование хладагентов	Пределы взрывной концентрации хладагентов в воздухе в %
Аммиак	16—25	Метан	5,0—15,0
Хлорметил	8,1—17,2	Этан	3,0—14,0
Дихлорэтилен	5,6—11,4	Пропан	2,3—9,5
Хлорэтил	3,7—12,0	Этилен	3,0—33,5
		Пропилен	2,0—11,0

Значение теплопроводности λ жидкости холодильных агентов приведены на фиг. 15, а перегретых паров на фиг. 16.



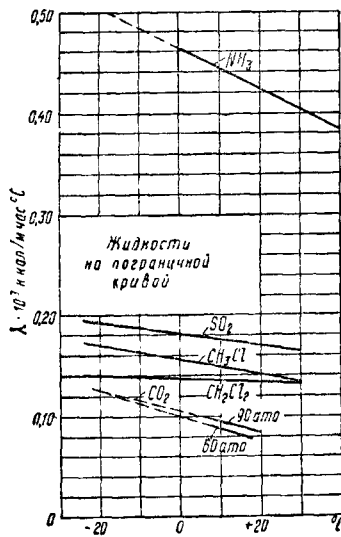
Фиг. 13. Значение вязкости жидких хладагентов

Теплосодержание аммиака можно определять по диаграмме фиг. 17, а фреона 12 по диаграмме фиг. 18.

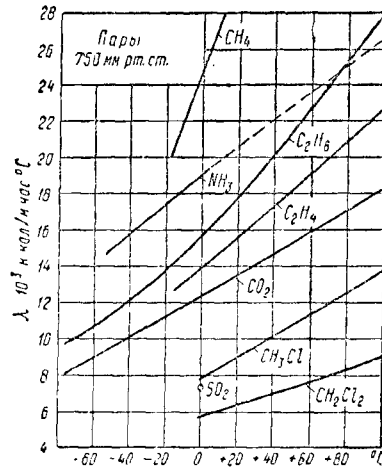


Фиг. 14. Значение вязкости насыщенных паров хладагентов

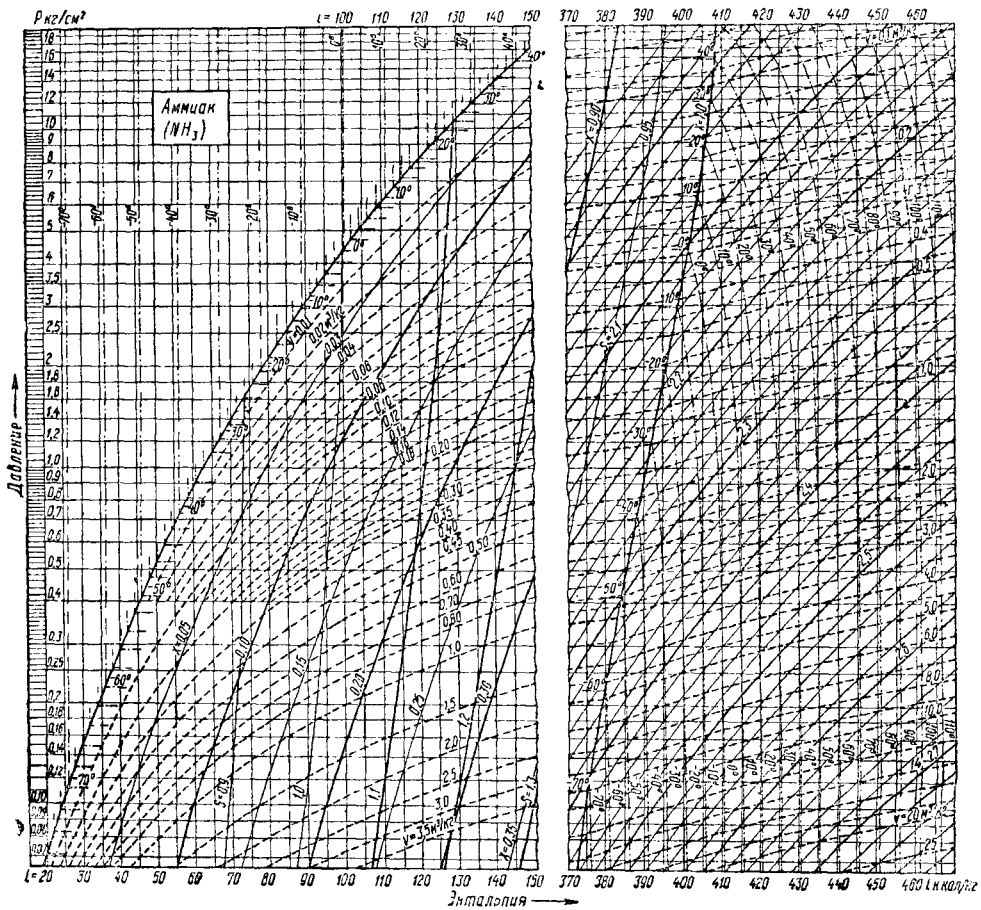
Характеристики термодинамических свойств некоторых хладагентов (давление, удельный вес, объемный вес, энтальпия, теплота ис-



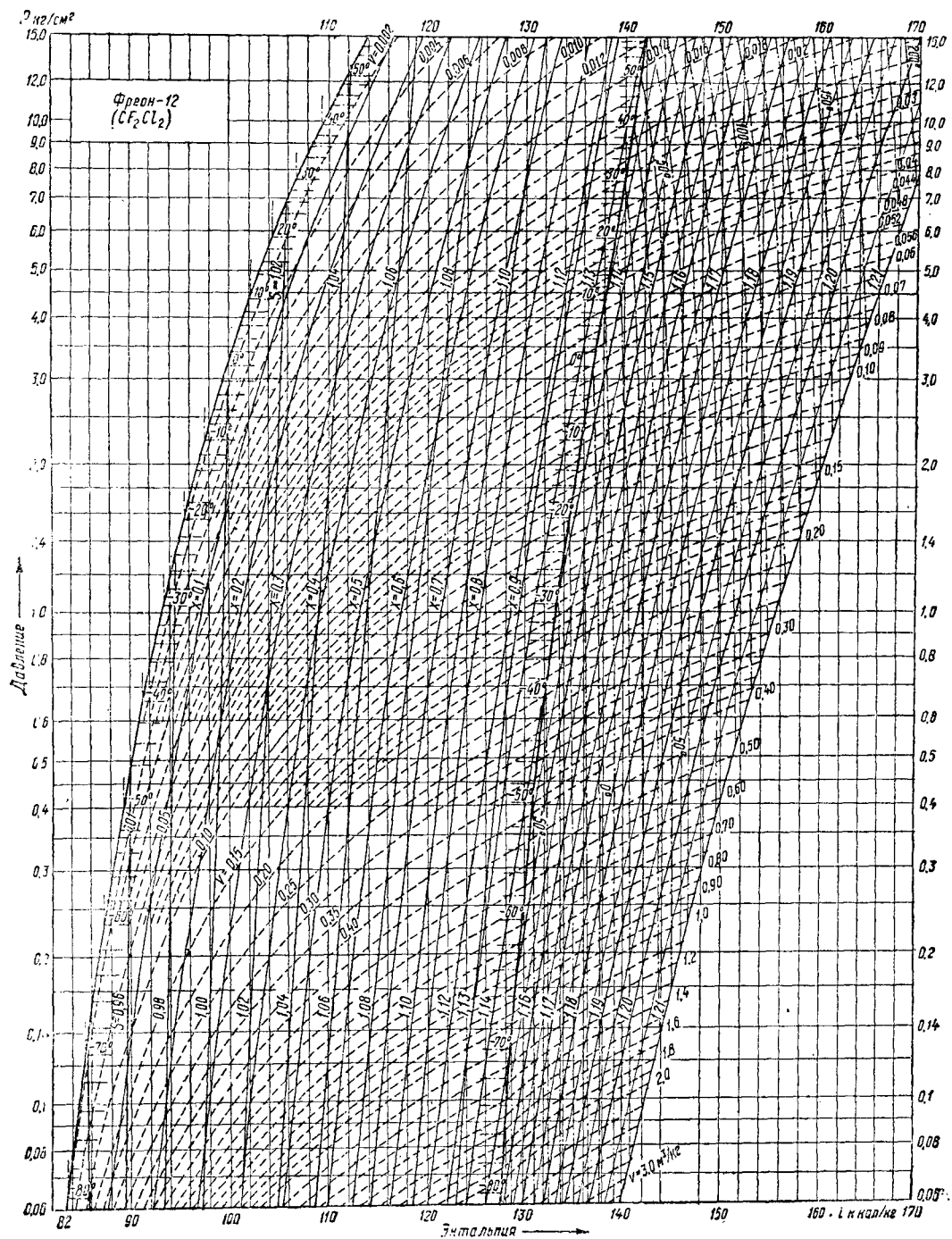
Фиг. 15. Значение теплопроводности жидких хладагентов



Фиг. 16. Значения теплопроводности перегретых паров хладагентов



Фиг. 17. Д-а атма аммиака (NH₃)



Фиг. 18. Диаграмма фреона 12

Таблица 9

Пары аммиака

Температура t °C	Абсол. дав- ление p в кг/см ²	Удельный объем		Удельный вес		Энтальпия		Энергия		Теплота испарения			Энтропия		
		жидко- сти V' в л/кг	пара V'' в м ³ /кг	жидкости γ' в кг/л	пара γ'' в кг/м ³	жидкости i' в ккал/кг	пара i'' в ккал/кг	жидкости u' в ккал/кг	пара u'' в ккал/кг	общая $r = i'' - i'$ в ккал/кг	внутрен- няя $r =$ $u'' - u'$ в ккал/кг	внешняя $AP = (V'' - V') \cdot p$ в ккал/кг	жидкости s' в ккал/кг °C	пара s'' в ккал/кг °C	$\frac{s'' - s'}{t}$ в ккал/кг °C
-50	0,4168	1,4245	2,6170	0,7020	0,382	-53,83	284,14	-53,84	258,60	337,97	312,44	25,53	-0,2169	1,2980	1,5149
-48	0,4686	1,4293	2,3471	0,6996	0,425	-51,72	284,95	-51,74	259,19	336,66	310,92	25,75	-0,2015	1,2881	1,4956
-46	0,5256	1,4342	2,1096	0,6972	0,474	-49,60	285,75	-49,62	259,78	335,34	309,40	25,95	-0,1981	1,2785	1,4766
-44	0,5882	1,4392	1,9000	0,6948	0,527	-47,48	286,54	-47,50	260,37	334,02	307,87	26,15	-0,1889	1,2692	1,4581
-42	0,6568	1,4442	1,7146	0,6924	0,584	-45,36	287,32	-45,38	260,96	332,68	306,34	26,35	-0,1797	1,2600	1,4397
-40	0,7318	1,4493	1,5503	0,6900	0,645	-43,24	288,10	-43,26	261,54	331,34	304,80	26,54	-0,1705	1,2510	1,4255
-38	0,8137	1,4545	1,4045	0,6875	0,712	-41,12	288,88	-41,14	262,12	329,99	303,26	26,73	-0,1615	1,2421	1,4036
-36	0,9028	1,4597	1,2746	0,6851	0,785	-38,99	289,65	-38,99	262,75	328,63	301,72	26,91	-0,1525	1,2336	1,3861
-34	0,9999	1,4649	1,1589	0,6826	0,863	-36,85	290,41	-36,85	263,29	327,26	300,17	27,09	-0,1435	1,2252	1,3687
-32	1,1052	1,4703	1,0555	0,6801	0,948	-34,72	291,17	-34,76	263,86	325,88	298,61	27,27	-0,1346	1,2170	1,3516
-30	1,2190	1,4757	0,9630	0,6777	1,038	-32,58	291,91	-32,62	264,43	324,49	297,05	27,44	-0,1258	1,2090	1,3348
-28	1,342	1,4811	0,8801	0,6752	1,176	-30,44	292,64	-30,48	264,98	323,08	295,47	27,62	-0,1170	1,2011	1,3181
-26	1,475	1,4867	0,8056	0,6726	1,242	-28,29	293,36	-28,34	265,54	321,66	293,88	27,78	-0,1083	1,1934	1,3017
-24	1,619	1,4923	0,7386	0,6701	1,354	-26,14	294,07	-26,20	266,08	320,22	292,27	27,94	-0,0997	1,1858	1,2855
-22	1,774	1,4980	0,6782	0,6676	1,474	-23,99	294,77	-24,05	266,62	318,76	290,65	28,10	-0,0911	1,1784	1,2695
-20	1,940	1,5037	0,6236	0,6650	1,604	-21,83	295,46	-21,89	267,14	317,29	289,03	28,26	-0,0826	1,1710	1,2536
-18	2,117	1,5096	0,5742	0,6624	1,742	-19,67	296,13	-19,74	267,65	315,80	287,40	28,42	-0,0741	1,1638	1,2379
-16	2,309	1,5155	0,5295	0,6598	1,889	-17,50	296,79	-17,58	268,15	314,29	285,74	28,56	-0,0657	1,1567	1,2224
-14	2,514	1,5215	0,4889	0,6572	2,046	-15,32	297,44	-15,42	268,64	312,76	284,06	28,70	-0,0573	1,1498	1,2071
-12	2,732	1,5276	0,4520	0,6546	2,213	-13,15	298,06	-13,26	269,12	311,21	282,38	28,84	-0,0489	1,1430	1,1919
-10	2,966	1,5338	0,4184	0,6520	2,390	-10,97	298,67	-11,08	269,60	309,64	280,68	28,96	-0,0407	1,1362	1,1769
-8	3,216	1,5400	0,3878	0,6497	2,579	-8,79	299,27	-8,90	270,06	308,05	278,96	29,09	-0,0325	1,1296	1,1621
-6	3,481	1,5464	0,3599	0,6467	2,779	-6,60	299,85	-6,72	270,51	306,45	277,23	29,21	-0,0243	1,1231	1,1474
-4	3,761	1,5528	0,3344	0,6440	2,991	-4,41	300,42	-4,54	270,96	304,83	275,50	29,33	-0,0161	1,1267	1,1328
-2	4,060	1,5594	0,3111	0,6413	3,216	-2,21	300,98	-2,36	271,40	303,19	273,75	29,44	-0,0080	1,1103	1,1183
0	4,379	1,5660	0,2897	0,6386	3,452	0,00	301,52	0,16	271,82	301,52	271,98	29,54	+0,0000	1,1041	1,1041
+2	4,716	1,5727	0,2700	0,6358	3,703	+2,21	302,04	+2,04	272,22	299,83	270,19	29,64	+0,0080	1,0979	1,0899
+4	5,073	1,5796	0,2520	0,6331	3,969	+4,48	302,55	+4,24	272,62	298,13	268,38	29,74	+0,0160	1,0919	1,0759
+6	5,450	1,5866	0,2353	0,6303	4,250	+6,65	303,04	+6,44	273,00	296,39	266,55	29,84	+0,0240	1,0859	1,0619
+8	5,849	1,5936	0,2200	0,6275	4,546	+8,87	303,50	+8,65	273,36	294,63	264,70	29,92	+0,0319	1,0799	1,0480
+10	6,271	1,6008	0,2058	0,6247	4,859	+11,11	303,95	+10,87	273,71	292,84	262,84	30,00	+0,0397	1,0741	1,0344
+12	6,715	1,6081	0,1927	0,6218	5,189	+13,35	304,38	+13,09	274,05	291,03	260,96	30,08	+0,0475	1,0683	1,0208
+14	7,183	1,6156	0,1806	0,6190	5,537	+15,59	304,79	+15,31	274,37	289,20	259,06	30,14	+0,0553	1,0626	1,0073
+16	7,627	1,6231	0,1694	0,6161	5,904	+17,85	305,19	+17,55	274,69	287,34	257,14	30,20	+0,0631	1,0570	0,9939
+18	8,196	1,6306	0,1591	0,6132	6,289	+20,11	305,54	+19,79	275,00	285,46	255,21	30,25	+0,0709	1,0514	0,9805
+20	8,741	1,6386	0,1494	0,6103	6,694	+22,38	305,93	+22,04	275,30	283,55	253,26	30,29	+0,0785	1,0459	0,9674
+22	9,314	1,6466	0,1405	0,6073	7,119	+24,66	306,27	+24,28	275,58	281,61	251,29	30,32	+0,0862	1,0405	0,9558
+24	9,915	1,6546	0,1322	0,6043	7,564	+26,94	306,59	+26,54	275,84	279,65	249,30	30,35	+0,0938	1,0351	0,9433
+26	10,544	1,6630	0,1245	0,6013	8,031	+29,24	306,89	+28,80	276,09	277,66	247,29	30,37	+0,1014	1,0297	0,9333
+28	11,204	1,6714	0,1174	0,5983	8,521	+31,54	307,17	+31,06	276,32	275,64	245,26	30,38	+0,1090	1,0243	0,9153
+30	11,895	1,6800	0,1107	0,5952	9,034	+33,84	307,43	+33,34	276,54	273,59	243,20	30,39	+0,1165	1,0191	0,9026
+32	12,617	1,6888	0,1045	0,5921	9,573	+36,16	307,67	+35,62	276,74	271,50	241,11	30,39	+0,1241	1,0139	0,8898
+34	13,374	1,6977	0,0986	0,5890	10,138	+38,48	307,88	+37,91	276,92	269,39	239,01	30,38	+0,1315	1,0087	0,8772
+36	14,165	1,7069	0,0932	0,5859	10,731	+40,82	308,06	+40,21	277,09	267,24	236,89	30,36	+0,1391	1,0035	0,8645
+38	14,990	1,7162	0,0881	0,5827	11,353	+43,66	308,23	+42,51	277,25	265,06	234,74	30,32	+0,1464	0,9984	0,8520
+40	15,850	1,7257	0,0833	0,5795	12,005	+46,52	308,37	+44,82	277,39	262,85	232,57	30,28	+0,1538	0,9933	0,8397
+42	16,747	1,7354	0,0788	0,5762	12,689	+49,48	308,49	+47,13	277,51	260,60	230,38	30,22	+0,1612	0,9882	0,8270
+44	17,682	1,7454	0,0746	0,5729	13,404	+50,24	308,58	+49,45	277,62	258,33	228,17	30,16	+0,1686	0,9832	0,8146
+46	18,658	1,7555	0,0707	0,5696	14,153	+52,62	308,64	+51,77	277,71	256,02	225,94	30,08	+0,1759	0,9781	0,8022
+48	19,673	1,7659	0,0670	0,5663	14,936	+55,00	308,68	+54,10	277,78	253,77	223,68	30,00	+0,1832	0,9731	0,7899
+50	20,727	1,7766	0,0635	0,5629	15,756	+57,40	308,69	+56,44	277,83	251,59	221,39	29,90	+0,1904	0,9681	0,7777

Пары углекислоты

Таблица 10

Температура t °C	Давление p в кг/см ²	Удельный объем		Удельный вес		Внутренняя энергия		Энтальпия		Теплота испарения			Энтропия		
		жидко- сти V' в л/кг	пара V'' в м ³ /кг	жидкости γ' в л/кг	пара γ'' в кг/м ³	жидко- сти u' в ккал/кг	пара u'' в ккал/кг	жидко- сти i' в ккал/кг	пара i'' в ккал/кг	общая $r = i'' - i'$ в ккал/кг	внутрен- няя $r =$ $u'' - u'$ в ккал/кг	внешняя $AP = (V'' - V') \cdot p$ в ккал/кг	жидко- сти s' в ккал/кг °C	пара s'' в ккал/кг °C	$s = s'' - s'$ в ккал/кг °C
-50	6,97	0,867	55,407	1153,5	18,1	74,87	146,53	75,01	153,57	80,56	71,56	8,90	0,9020	1,2631	0,3161
-45	8,49	0,881	45,809	1134,5	21,8	77,12	146,78	77,30	155,89	78,59	99,65	8,94	0,9120	1,2565	0,3445
-40	10,25	0,897	38,164	1115,0	26,2	79,37	146,99	79,59	156,17	76,58	67,62	8,94	0,9218	1,2503	0,3285
-35	12,26	0,913	32,008	1094,2	31,2	81,62	147,20	81,80	156,39	74,51	65,58	8,93	0,9314	1,2443	0,3129
-30	14,55	0,931	27,001	1074,9	37,0	83,87	147,36	84,19	156,56	72,37	63,49	8,94	0,9408	1,2385	0,2977
-25	17,14	0,950	22,885	1052,6	43,8	86,15	147,48	86,53	156,67	70,14	61,33	8,81	0,9501	1,2328	0,2827
-20	20,06	0,971	19,466	1029,9	51,4	88,47	147,58	88,93	156,78	67,79	59,11	8,69	0,9594	1,2272	0,2678
-15	23,34	0,994	16,609	1006,1	60,2	90,90	147,62	90,44	156,70	65,26	56,72	8,54	0,9690	1,2218	0,2528
-10	26,99	1,019	14,194	980,8	70,5	93,45	147,63	94,09	157,60	62,51	54,18	8,33	0,9787	1,2163	0,2376
-5	31,05	1,048	12,141	953,9	82,4	96,15	147,58	96,91	156,41	59,50	51,43	8,77	1,9890	1,2109	0,2219
0	35,54	1,081	10,383	924,8	96,3	99,10	147,49	100,00	155,13	56,13	48,39	7,74	1,0000	1,2056	0,2056
+5	40,50	1,120	8,850	893,1	113,0	102,04	147,05	103,10	155,45	52,35	45,01	7,94	1,0103	1,1995	0,1992
+10	45,95	1,166	7,819	853,0	133,0	105,24	146,50	106,50	154,59	48,09	41,26	6,83	1,0218	1,1917	0,1699
+15	51,93	1,223	6,823	817,9	158,0	108,61	145,48	110,10	153,17	43,07	36,84	6,20	1,0340	1,1885	0,1498
+20	58,46	1,298	5,258	770,7	190,2	112,23	143,90	114,00	151,10	37,10	31,68	5,42	1,0468	1,1734	0,1266
+25	65,99	1,417	4,167	705,8	240,0	116,62	140,63	118,80	147,93	28,53	24,31	4,22	1,0628	1,1585	0,0957
+30	73,34	1,677	2,990	596,4	334,4	123,02	135,81	126,90	140,95	15,05	12,79	2,26	1,0854	1,1135	0,0497
+31	74,96	2,150	2,156	463,9	463,9	129,72	129,72	132,50	133,50	0,00	0,00	0,00	1,1093	1,1093	0,0000

Таблица 12

Теоретическая холодопроизводительность аммиака в ккал на 1 д.с.

Температура конденсации в °С		Температура испарения																													
		-35°		-32,5°		-30°		-27,5°		-25°		-22,5°		-20°		-17,5°		-15°		-12,5°		-10°		-7,5°		-5°		+2,5°		+0°	
+10°	0	2862	3099	3366	3671	4019	4420	4890	5444	6113	6929	7950	9264	11019	13475	17161															
	2,5	2835	3070	3335	3637	3981	4379	4844	5394	6056	6866	7877	9179	10918	13352	17004															
	5	2808	3040	3303	3602	3943	4337	4798	5343	5999	6801	7803	9093	10817	13228	16847															
	7,5	2781	3011	3271	3577	3905	4296	4752	5292	5942	6736	7729	9007	10714	13103	16689															
+12,5°	10	2753	2981	3239	3532	3867	4254	4706	5241	5885	6671	7655	8921	10611	12978	16530															
	12,5	2708	2924	3166	3438	3748	4101	4510	4988	5554	6293	7264	8104	9441	11226	13726															
	15	2682	2896	3136	3406	3713	4063	4468	4942	5503	6176	6999	8030	9355	11124	13601															
	17,5	2657	2869	3106	3374	3678	4025	4426	4896	5452	6119	6934	7955	9269	11021	13475															
+15°	20	2631	2841	3076	3341	3642	3986	4384	4845	5400	6061	6869	7880	9182	10918	13349															
	22,5	2605	2813	3046	3309	3607	3948	4342	4802	5348	6003	6803	7805	9094	10814	13222															
	25	2579	2785	3016	3276	3571	3909	4299	4755	5296	5944	6737	7729	9006	10709	13095															
	27,5	2553	2768	2988	3234	3512	3825	4186	4603	5090	5664	6356	7202	8259	9620	11437															
+17,5°	30	2527	2742	2960	3204	3479	3790	4147	4561	5043	5612	6298	7136	8184	9532	11333															
	32,5	2501	2716	2932	3174	3446	3754	4108	4518	4996	5560	6239	7070	8108	9444	11229															
	35	2498	2690	2904	3144	3413	3718	4069	4475	4949	5508	6180	7004	8032	9356	11124															
	37,5	2474	2663	2875	3113	3380	3682	4030	4432	4901	5455	6121	6937	7956	9267	11019															
+20°	40	2449	2637	2847	3082	3347	3656	3991	4389	4853	5402	6062	6870	7879	9178	10913															
	42,5	2424	2610	2818	3051	3313	3610	3951	4345	4805	5349	6002	6802	7802	9089	10807															
	45	2400	2594	2802	3023	3273	3552	3893	4283	4733	5274	5924	6722	7722	8916	10616															
	47,5	2377	2579	2776	2995	3242	3519	3834	4194	4611	5097	5671	6363	7363	8555	9627															
+22,5°	50	2354	2559	2722	2937	3180	3451	3761	4114	4523	5001	5545	6242	7073	8110	9447															
	52,5	2330	2504	2695	2908	3148	3417	3724	4074	4473	4952	5511	6183	7004	8032	9356															
	55	2307	2479	2668	2879	3117	3383	3687	4034	4435	4903	5457	6122	6936	7954	9265															
	57,5	2283	2456	2636	2835	3061	3310	3593	3914	4280	4705	5200	5785	6488	7348	8424															
+25°	60	2267	2432	2611	2809	3032	3279	3570	3877	4240	4661	5151	5731	6427	7280	8346															
	62,5	2245	2408	2585	2782	3002	3247	3525	3833	4199	4616	5102	5676	6366	7211	8267															
	65	2223	2384	2560	2755	2973	3215	3491	3802	4158	4572	5053	5621	6305	7142	8188															
	67,5	2200	2360	2534	2728	2943	3183	3456	3764	4117	4527	5003	5566	6243	7072	8102															
+27,5°	70	2178	2336	2508	2698	2913	3151	3421	3726	4076	4482	4953	5511	6181	7002	8028															
	72,5	2155	2311	2482	2672	2883	3119	3380	3688	4035	4436	4903	5455	6119	6932	7948															
	75	2168	2321	2486	2668	2871	3097	3343	3635	3958	4323	4756	5255	5790	6545	7422															
	77,5	2147	2298	2462	2642	2843	3067	3317	3600	3920	4287	4711	5205	5734	6490	7352															
+30°	80	2125	2275	2437	2616	2815	3037	3285	3605	3982	4245	4665	5155	5734	6490	7321															
	82,5	2104	2252	2413	2590	2787	3007	3253	3530	3844	4203	4620	5105	5678	6368	7202															
	85	2082	2228	2388	2564	2759	2977	3220	3494	3805	4161	4574	5054	5621	6305	7140															
	87,5	2061	2205	2363	2538	2731	2947	3187	3459	3767	4119	4528	5003	5565	6242	7069															
+32,5°	90	2039	2182	2338	2512	2702	2916	3154	3423	3728	4077	4481	4951	5508	6178	6997															
	92,5	2017	2157	2314	2487	2675	2889	3134	3388	3675	4003	4376	4807	5309	5905	6619															
	95	2037	2175	2326	2492	2675	2878	3104	3355	3640	3964	4334	4761	5258	5849	6556															
	97,5	2016	2153	2303	2467	2643	2849	3073	3322	3604	3925	4291	4714	5207	5792	6493															
+35°	100	1995	2131	2280	2442	2621	2820	3042	3289	3568	3836	4248	4676	5156	5735	6429															
	102,5	1975	2109	2256	2417	2594	2791	3011	3255	3532	3846	4205	4620	5104	5677	6364															
	105	1954	2087	2232	2392	2567	2762	2980	3222	3496	3807	4162	4573	5052	5619	6300															
	107,5	1933	2064	2208	2366	2540	2733	2945	3183	3459	3767	4119	4525	4999	5561	6235															
+37,5°	110	1915	2044	2188	2345	2518	2710	2921	3139	3395	3681	4006	4380	4810	5312	5905															
	112,5	1895	2023	2166	2322	2495	2686	2895	3112	3339	3625	3950	4275	4650	5152	5745															
	115	1875	2002	2144	2300	2472	2663	2871	3088	3304	3589	3914	4239	4614	5116	5709															
	117,5	1855	1982	2124	2279	2450	2641	2848	3064	3279	3564	3889	4214	4539	5041	5634															
+40°	120	1835	1962	2104	2259	2429	2620	2826	3041	3256	3541	3866	4191	4516	5018	5611															
	122,5	1815	1942	2084	2239	2409	2599	2805	3020	3235	3520	3845	4170	4495	5000	5593															
	125	1795	1922	2064	2219	2389	2579	2785	2999	3214	3429	3754	4079	4404	4909	5502															
	127,5	1775	1902	2044	2199	2369	2559	2765	2979	3194	3409	3734	4059	4384	4889	5482															
+42,5°	130	1755	1882	2024	2179	2349	2539	2745	2959	3174	3389	3714	4039	4364	4869	5462															
	132,5	1735	1862	2004	2159	2329	2519	2725	2939	3154	3369	3694	4019	4344	4849	5442															
	135	1715	1842	1984	2139	2309	2499	2705	2919	3134	3349	3674	3999	4324	4829	5422															
	137,5	1695	1822	1964	2119	2289	2479	2685	2899	3114	3329	3654	3979	4304	4809	5402															
+45°	140	1675	1802	1944	2099	2269	2459	2665	2879	3094	3309	3634	3959	4284	4789	5382															
	142,5	1655	1782	1924	2079	2249	2439	2645	2859	3074	3289	361																			

Теоретическая холодопроизводительность 1 м³ аммиака в ккал

Таблица 11

Температура испарения в °С	Температура перед регулирующим вентилем																
	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°	32,5°	35°	37,5°	40°	42,5°	45°	47,5°	50°
-50	104,3	103,3	102,2	101,1	100,0	98,9	97,8	96,7	95,6	94,5	93,4	92,3	91,2	90,1	88,9	87,8	86,6
-47,5	119,9	118,7	117,5	116,2	115,0	113,8	112,5	111,2	110,0	108,8	107,4	106,2	104,9	103,6	102,3	101,0	99,7
-45	137,4	136,0	134,6	133,2	131,8	130,4	128,9	127,5	126,1	124,7	123,1	121,7	120,2	118,8	117,3	115,8	114,3
-42,5	156,9	155,3	153,7	152,2	150,5	148,9	147,3	145,7	144,0	142,4	140,7	139,1	137,4	135,7	134,0	132,3	130,6
-40	178,7	176,9	175,1	173,3	171,4	169,6	167,7	165,9	164,0	162,2	160,3	158,4	156,5	154,6	152,7	150,8	148,8
-37,5	202,9	200,9	198,8	196,7	194,6	192,6	190,4	188,3	186,2	184,2	182,0	179,9	177,7	175,6	173,4	171,3	169,1
-35	229,6	227,3	224,9	222,6	220,3	218,0	215,6	213,2	210,8	208,5	206,1	203,7	201,2	198,8	196,4	194,0	191,5
-32,5	259,1	256,5	253,9	251,3	248,6	246,1	243,4	240,7	238,0	235,3	232,7	230,0	227,2	224,5	221,8	219,0	216,2
-30	291,6	288,7	285,8	282,9	279,9	277,0	274,0	271,0	268,0	265,0	262,0	259,0	255,9	252,8	249,7	246,6	243,5
-27,5	327,3	324,0	320,8	317,6	314,2	311,0	307,6	304,3	300,9	297,6	294,2	290,8	287,4	284,0	280,5	277,0	273,5
-25	366,4	362,8	359,2	355,6	351,9	348,2	344,4	340,7	336,9	333,3	329,4	325,7	321,9	318,1	314,2	310,3	306,4
-22,5	409,2	405,2	401,2	397,2	393,0	388,9	383,7	380,6	376,4	372,3	368,0	363,9	359,7	355,4	351,1	346,8	342,4
-20	456,0	451,5	447,0	442,5	437,9	433,4	428,8	424,2	419,5	414,9	410,2	405,5	400,9	396,1	391,4	386,6	381,8
-17,5	506,9	501,9	496,9	492,0	486,9	481,9	476,8	471,7	466,5	461,4	456,2	451,0	445,8	440,6	435,4	430,0	424,7
-15	562,3	556,7	551,2	545,8	540,1	534,6	528,9	523,3	517,6	511,9	506,2	500,5	494,7	488,9	483,0	477,2	471,3
-12,5	622,3	616,2	610,1	604,1	597,8	591,7	585,5	579,3	573,0	566,7	560,4	554,1	547,7	541,3	534,9	528,4	521,9
-10	687,2	680,5	673,8	667,1	660,3	653,5	646,7	639,9	633,0	626,0	619,0	612,1	605,0	598,0	590,9	583,8	576,7
-7,5	757,4	750,0	742,6	735,3	727,8	720,4	712,8	705,4	697,8	690,2	682,5	674,8	667,0	659,2	651,5	643,6	635,8
-5	833,1	825,0	816,9	808,9	800,7	792,5	784,2	776,0	767,7	759,4	751,0	742,5	733,9	725,4	716,9	708,3	699,7
-2,5	914,7	905,8	896,9	888,1	879,1	870,1	861,1	852,1	843,0	833,9	824,7	815,4	806,1	796,7	787,4	778,0	768,6
0	1002,5	992,8	983,1	973,3	963,5	953,7	943,9	934,0	924,1	914,1	904,0	893,9	883,7	873,5	863,3	853,0	842,7
+2,5	1096,9	1086,3	1075,7	1065,0	1054,3	1043,6	1032,8	1022,0	1011,2	1000,3	989,3	978,3	967,2	956,1	944,9	933,7	922,4
+5	1198,1	1186,6	1175,0	1163,4	1151,7	1140,0	1128,3	1116,5	1104,7	1092,8	1080,8	1068,9	1056,8	1044,7	1032,5	1020,3	1008,0
+7,5	1306,6	1294,1	1281,5	1269,0	1256,2	1243,5	1230,7	1217,9	1205,0	1192,0	1179,0	1166,0	1152,8	1139,7	1126,4	1113,1	1099,7
+10	1422,9	1409,3	1395,6	1381,9	1368,1	1354,3	1340,4	1326,4	1312,4	1298,3	1284,2	1270,0	1255,7	1241,4	1227,0	1212,5	1198,0

парения, энтропия) приведены в табл. 9 и 10. Объёмная холодопроизводительность аммиака приведена в табл. 11 и удельная холодопроизводительность в табл. 12.

Таблица 13

Баллоны-бутылки для хладагентов

Хлад-агент	Наполне-ние нетто в кг	Тара бал-лона в кг	Размеры в мм		Пробное давление
			наруж-ный диа-метр	высота	
NH ₃	20	36—45	180	1400	35
	30	55—65	200	1750	
	40	73—86	250	2125	
	60	100—115	300	2125	
CO ₂	6	16—18	140	730	190
	10	22—25	140	1130	
	20	43—48	200	1080	
	30	58—64	200	1550	

Баллоны-бутылки для хладагентов

В настоящее время весьма распространён способ хранения и транспортировки хладагентов в стальных герметически закрывающихся баллонах ёмкостью от 10 до 100 кг, снабжённых вентилем и предохранительным колпачком.

На теле баллона не допускаются раковины, трещины и свищи, а внутри него не должно быть окалин и какого-либо сора.

Баллоны должны выдерживать пробное гидравлическое давление: для аммиака $p = 35 \text{ ат}$, для углекислоты $p = 190 \text{ ат}$. Продолжительность гидравлического испытания составляет 5—7 мин. Кроме самого баллона испытанию подвергаются вентиль и сальник.

На баллоне ставится клеймо, содержащее порядковый номер, вес тары в кг (включая арматуру), год изготовления и рабочее давление в ат, а также химическую формулу хладагента. Баллоны для аммиака окрашены в жёлтый цвет с чёрной надписью «Аммиак», для углекислоты в чёрный цвет с жёлтой надписью «Углекислота». Техническая характеристика обращающихся в СССР баллонов для хладагентов с указанием наполнения нетто, тары и размеров приведены в табл. 13.

Баллоны с хладагентами должны храниться в помещениях, совершенно изолированных от охлаждаемых камер и жилых зданий, желательно в подземных подвалах. Баллоны ни в коем случае не должны подвергаться нагреву от какого-либо источника тепла — солнечных лучей, системы отопления и пр. Обеспечение потребности (баллонов с хладагентами) не должно превышать трёхмесячную норму. Баллоны с хладагентами

перевозятся по железной дороге как в неупакованном, так и в упакованном виде в прочных ящиках.

Перевозка аммиака в жидком виде разрешается лишь в специальных цистернах (аммиачных).

КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ

Горизонтальные компрессоры

Новейшие горизонтальные компрессоры имеют привод с непосредственным соединением через муфту от синхронного мотора. Такое соединение даёт значительную экономию площади машинного здания. Кроме того, синхронные электродвигатели имеют высокий коэффициент мощности даже при неполной загрузке мотора, что обычно имеет место при различных режимах работы холодильной машины.

На раме располагается весь механизм движения (фиг. 19).

Цилиндр имеет две крышки: заднюю и переднюю. Передняя крышка устраивается со

специальной втулкой сальника для пропуска поршневого штока. Задняя крышка — глухая. Данные о горизонтальных компрессорах приведены в табл. 14.

применяют хлопчатобумажную ткань, пропитанную маслом и заключённую в упругие кольца (кольца из специального белого металла).

Таблица 14

Горизонтальные аммиачные компрессоры (завод «Компрессор»)

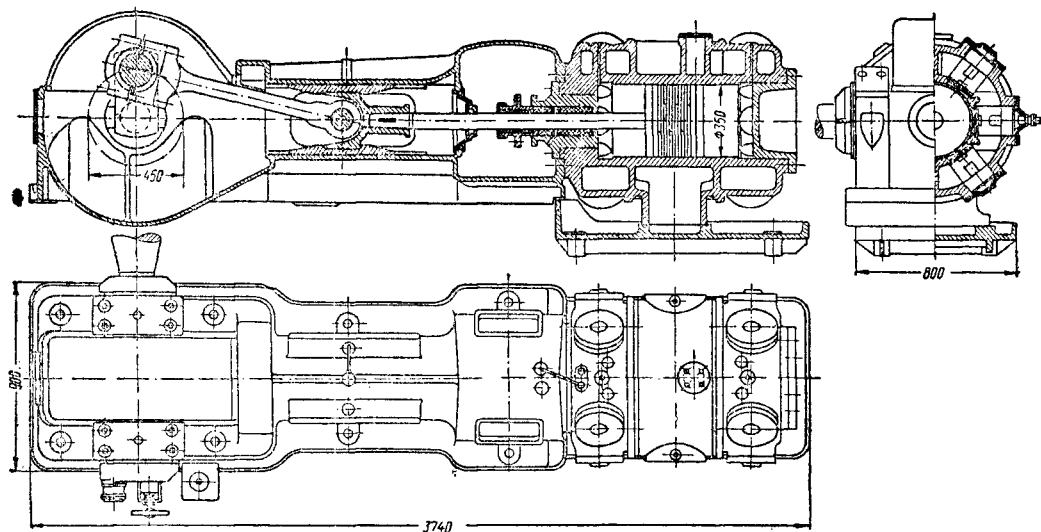
Характеристика	Единица измерения	1АГ	2АГ	3АГ	4АГ	7АГ	14АГ	15АГ
Холодопроизводительность	ккал/час	250 000	350 000	600 000	1 200 000	275 000	75 000	150 000
Число цилиндров	шт.	1	1	1	2	2	2	2
Диаметр цилиндра:								
низкого давления	мм	300	350	450	450	470	350	560
среднего »	»	—	—	—	—	—	—	—
высокого »	»	—	—	—	—	300	180	300
Ход поршня	»	450	450	550	550	450	250	450
Число об/мин.	—	167	187	167	167	187	170	—
Диаметр маховика	мм	3 000	3 000	3 600	3 600	—	2 100	—
Ширина »	»	500	500	600	600	—	270	—
Вес компрессора	кг	6 845	8 320	9 100	17 700	10 880	3 990	—
Вес электромотора	»	5 330	5 330	8 300	16 860	7 000	450	—
Мощность электромотора	л.с.	120	160	280	625	326	60	—
Внутренний диаметр труб:								
всасывающих	мм	125	150	200	200	200/125	76/50	—
нагнетательных	»	100	125	150	150	150/100	76/50	—
Ширина	»	2 850	2 850	3 550	4 900	4 130	1 550	—
Длина	»	5 200	5 200	5 975	6 550	5 070	4 235	—
Высота	»	1 930	1 930	2 300	2 000	2 000	3 990	—

Примечание. Марки 7АГ и 15АГ компаунд-компрессоры.

Клапаны для всасывания и нагнетания на компрессорах устанавливаются различных конструкций. Наиболее распространённые — шпиндельные и пластинчатые. Всасывающие клапаны открываются внутрь цилиндра, а нагнетательные — наружу.

Гайкой на конце сальниковой втулки можно регулировать затяжку набивки сальника.

Поршень имеет цилиндрическую форму и собран из нескольких частей. Они стянуты на штоке гайкой, закрепляемой стопор-



Фиг. 19. Горизонтальный аммиачный компрессор тяжёлой модели марки 2-АГ завода «Компрессор»

Пластинчатые клапаны легче шпиндельных. Однако эти клапаны менее плотно закрывают отверстие для прохода газов, чем шпиндельные. Кроме того, всасывающие пластинчатые клапаны увеличивают вредное пространство в цилиндре компрессора.

Сальник предохраняет от утечки аммиака из цилиндра. Для набивки сальников

ными винтами. Поверхность поршня уплотнена несколькими упругими кольцами.

Для предохранения от взрыва на каждом компрессоре должен быть предохранительный клапан, открывающийся при повышении давления в цилиндре. Устройство предохранительного клапана обычно такое же, как и у нагнетательного шпиндельного

клапана, но пружина ставится более мощная. Иногда вместо пружинного клапана ставят хрупкую чугунную пластинку, которая в случае превышения давления ломается, давая проход аммиаку из компрессора на всасывающую сторону.

Для смазки компрессоров употребляют машинное масло (для механизма движения) и специальное масло «фригус» (для цилиндра). Масло в цилиндр подается обычно через всасывающий патрубок. В механизм движения масло подается при помощи насоса. К торцу коленчатого вала присоединяется насос и маслораспределительный механизм. Масло стекает с трущихся поверхностей в бачок под полом машинного отделения, где фильтруется и вторично засасывается насосом. Иногда сборник для масла устраивают в нижней части рамы компрессора.

Вертикальные аммиачные компрессоры

На фиг. 20 показан вертикальный двухцилиндровый аммиачный компрессор. Длина чугунного цилиндра в четыре раза больше

ударом поднимает ложную крышку, сжимая при этом пружины. На фиг. 21 показан вертикальный аммиачный прямооточный V-образный четырехцилиндровый компрессор завода «Компрессор» производительностью 200 000 нормальных ккал/час.

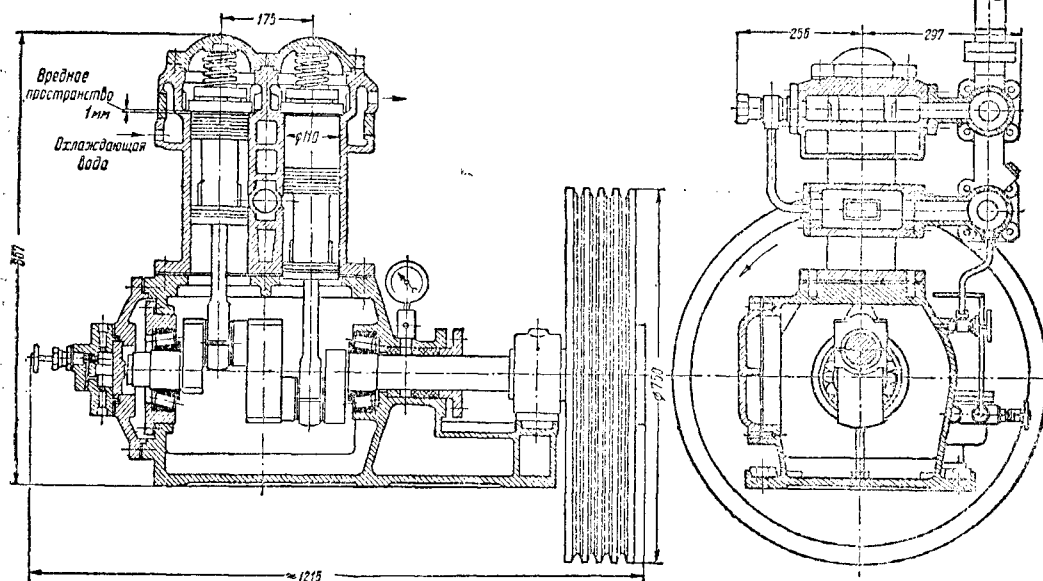
Вертикальные компрессоры имеют непосредственное соединение с электромотором, ротор которого выполняет роль маховика.

Поршень вертикального компрессора имеет удлиненную форму; кроме основной функции всасывания сжатых паров он также является и ползуном, передающим давление от шатуна на стенку цилиндра. В теле поршня сделаны две боковые прорези, через которые пар проходит внутрь поршня. В верхнем днище расположены один или несколько всасывающих клапанов.

Предохранительные устройства делаются так же, как и у горизонтальных компрессоров.

Картер делается герметически закрытым. В нижней части картера собирается смазочное масло.

Вся смазка подается под давлением. Из картера через фильтр зубчатый насос заса-



Фиг. 20. Вертикальный двухцилиндровый компрессор

его диаметра. В средней части цилиндра имеется всасывающий патрубок. Верхняя часть имеет водяную рубашку для охлаждения. Сжатие происходит наверху, и потому только нагревается верхняя часть (головка). Выход сжатых паров устроен через боковой патрубок в головке цилиндра. Особым достоинством вертикального компрессора является почти полное отсутствие возможности аварии из-за гидравлического удара или попадания клапана в цилиндр. Это достигается устройством второй так называемой ложной крышки. Между основной и ложной крышкой имеются 3—4 пружины, прижимающие ложную крышку к рабочей части цилиндра; в случае аварии или попадания жидкости клапан

ссыает масло и подаёт его через специальные просверленные отверстия и трубки во все трущиеся части.

Зубчатый насос поставлен за последним подшипником и приводится в движение от торца коленчатого вала.

А р м а т у р а. В случае необходимости замены всасывающей и нагнетательной стороны при компрессоре устраивается переключение, дающее возможность отсасывания из конденсатора. Кроме того, между всасывающей и нагнетательной линиями до первого запорного вентиля на определённом уровне устанавливается предохранительный вентиль. Данные о вертикальных компрессорах приведены в табл. 15.

Таблица 15

Основные параметры прямоточных (вертикальных) компрессоров

Марка ком-прессора	Диаметр цилиндра D в мм	Ход поршня s в мм	Число цилиндров	Число оборотов в минуту	Объём, описываемый поршнем в м³/час	Холодопроизводительность в ккал/час	Вес в кг
Аммиачные компрессоры							
1АВА	110	110	2	500	62,8	25 000	600
1АВБ	110	110	2	720	90,4	35 000	500
2АВ-15/480 . .	150	140	2	480	142	50 000	1135
2АВ-15/720 . .	150	140	2	720	213	75 000	930
4АУ-15/480 . .	150	140	4	480	284	100 000	1250
4АУ-15/720 . .	150	140	4	720	426	150 000	1250
2-4АУ-15/720 .	150	140	8	720	852	300 000	2500
Фреоновые компрессоры							
2ФВ-19/480 . .	190	140	2	480	228	100 000	950
2ФВ-19/720 . .	190	140	2	720	342	150 000	950
4ФУ-19/480 . .	190	140	4	480	456	200 000	1350
4ФУ-19/720 . .	190	140	4	720	684	300 000	1350
2-4ФУ-19/720 .	190	140	8	720	1 368	600 000	2700

Сравнение горизонтальных и вертикальных компрессоров

Вертикальные компрессоры из-за отсутствия ползуна легче по весу и занимают меньше места. В вертикальных компрессорах устранены вихревые движения паров, что обеспечивает лучшее заполнение цилиндра при всасывании. В горизонтальных компрессорах, наоборот, получаются вихревые движения пара в цилиндре, что снижает коэффициент полезного действия компрессора. Наличие ложной крышки в вертикальном компрессоре почти устраняет опасность гидравлического удара. Кроме того, быстроходный компрессор легче соединить непосредственно с электромотором. Самоуравновешивание многоцилиндровой быстроходной машины даёт возможность сильно снизить вес маховиков. К числу недостатков вертикальных компрессоров можно отнести: неудобство обслуживания подшипников, герметически закрытых в картере, наличие в одной машине нескольких цилиндров на общую холодопроизводительность компрессора (вместо одного цилиндра в горизонтальном компрессоре). Практика эксплуатации вертикальных компрессоров показала, что срок их годности значительно меньше горизонтальных, но учитывая значительную экономию в весе, цене и потребной площади машинного здания, вертикальные компрессоры получили преимущественное распространение.

Основные типы малых компрессоров

Малые холодильные машины холодопроизводительностью до 30 000 норм. ккал/час предназначаются, как правило, для автоматизированной работы без специального об-

служивающего персонала. На фиг. 22 показан фреоновый компрессор 1 ФВ завода «Компрессор» производительностью 10 000 норм. ккал/час. Основные параметры малых компрессоров приведены в табл. 16.

Таблица 16

Основные параметры малых компрессоров

Марка	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Число цилиндров	Число оборотов в минуту	Объём, описываемый поршнем, в м³/час	Холодопроизводительность в ккал/час
Аммиачные						
И-10	75	85	2	500	22,5	7 000
2АУ-8/725 . . .	80	80	2	725	35,0	11 000
2АУ-8/975 . . .	80	80	2	975	47	15 000
4АУ-8/725 . . .	80	80	4	725	70	22 000
4АУ-8/975 . . .	80	80	4	975	94	30 000
Фреоновые						
ВФ-3/330 . . .	60	60	2	330	6,7	1 400
ВФ-3/525 . . .	60	60	2	525	13,2	2 200
2ФВ-4/600 . . .	40	30	2	600	3,7	1 100
2ФВ-4/800 . . .	40	30	2	800	3,6	1 500
2ФВ-6,5/725 . .	67,5	50	2	725	15,6	5 500
2ФВ-6,5/975 . .	67,5	50	2	975	20,9	7 500
2ФУ-10/480 . . .	100	80	2	480	36,2	15 000
2ФУ-10/725 . . .	100	80	2	725	54,3	22 500
2ФУ-10/975 . . .	100	80	2	975	73,5	30 000
4ФУ-10/725 . . .	100	80	4	725	108,6	45 000
4ФУ-10/975 . . .	100	80	4	975	147,0	60 000

КОНДЕНСАТОРЫ АММИАЧНЫЕ И ПЕРЕОХЛАДИТЕЛИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Конденсатор должен отвечать следующим основным требованиям: иметь малый вес, небольшую первоначальную стоимость, занимать малую площадь и объём помещения, легко и просто монтироваться, иметь высокий коэффициент теплопередачи и быть удобным в эксплуатации.

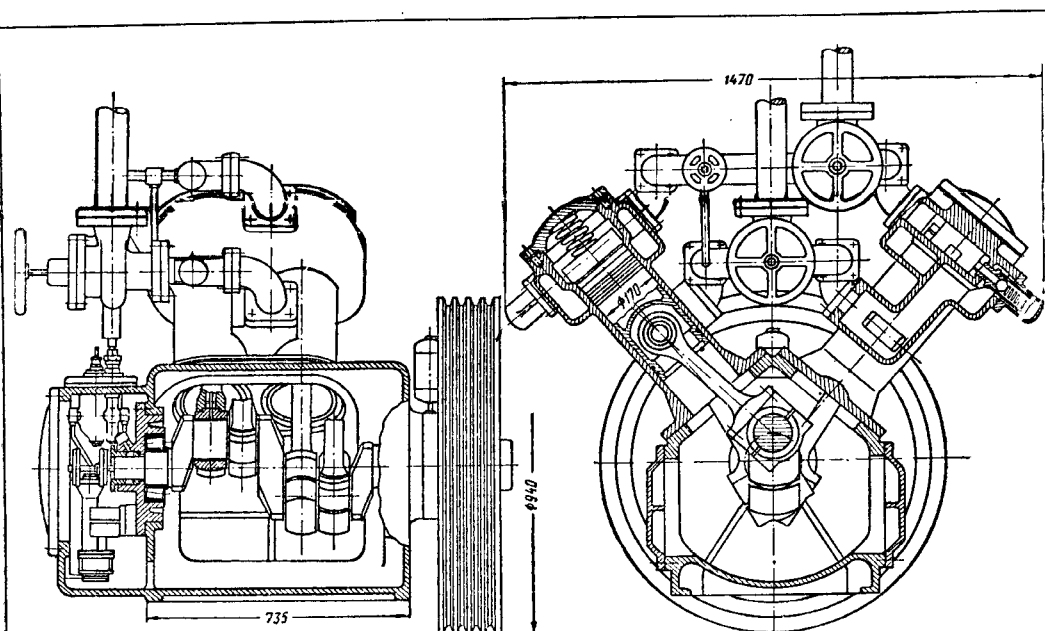
Некоторые данные о конденсаторах приведены в табл. 17—20.

Таблица 17

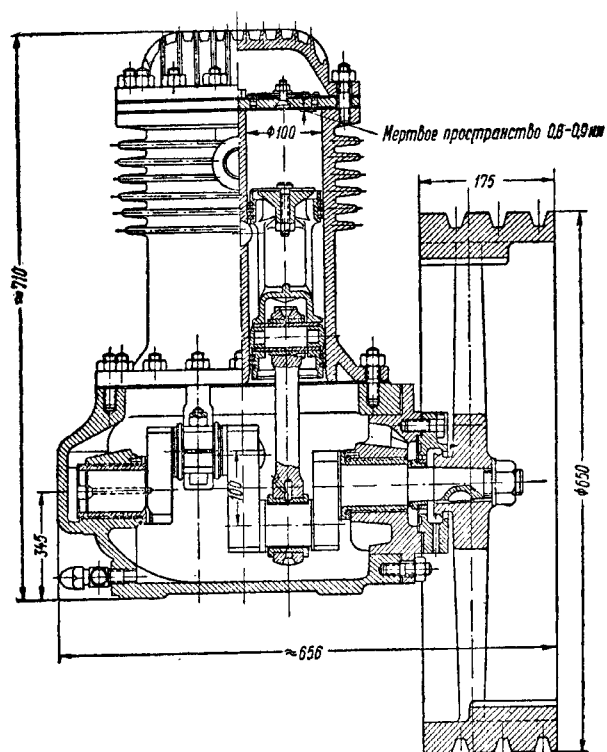
Конденсаторы оросительные

Поверхность охлаждения в м²	Количество секций	Диаметр штуцеров в мм		Ресивер			Объём конденсатора в м³	Вес нетто в кг	Габаритные размеры в мм		
		газовых	жидкостных	длина в мм	количество	общий объём в м³			высота конденсатора	ширина	каркаса
30,0	2	50	20	850	1	0,07	0,11	1 483	2 205	1 350	
45,0	3	70	25	1 400	1	0,11	0,18	2 146	2 205	2 600	
60,0	4	80	32	1 950	1	0,153	0,24	2 798	2 205	3 050	
75,0	5	80	32	2 500	1	0,194	0,29	3 450	2 205	3 600	
90,0	6	100	32	3 050	1	0,235	0,35	4 123	2 205	4 150	
120,0	8	76×2	25×2	1 950	2	1,153×2	0,48	5 460	2 205	—	

Оросительный конденсатор. Наиболее широко применяются оросительные конденсаторы (фиг. 23) с горизонтальными трубами, с нижним подводом паров хладагента и с про-



Фиг. 21. Вертикальный аммиачный прямоточный V-образный четырёхцилиндровый компрессор завода «Компрессор»



Фиг. 22. Фреоновый компрессор 1ФВ

Таблица 18
Элементные конденсаторы

Поверхность охлаждения в м²	Диаметр аммиачных штуцеров в мм		Количество		Диаметр водяных штуцеров в мм	Габаритные размеры в мм				Вес в кг
	газовых	жидкостных	элементов	секций		высота	ширина конденсатора	ширина фундамента		
8,0	32	10	2	1	36	1 675	480	600		916
27,0	50	19	4	1	65	2 525	480	600		2 360
40,0	65	19	6	1	76	3 375	480	600		3 345
54,0	76	25	8	2	100	2 685	630	800		4 375
67,0	100	25	10	2	100	3 175	630	800		5 364
80,0	100	32	12	2	125	3 590	630	800		6 670
100,0	125	32	15	3	125	3 225	910	1 100		8 770
134,0	125	38	20	4	150	3 225	1 190	1 400		11 300
160,0	150	38	24	4	150	3 740	1 190	1 400		13 450
200,0	2×125	2×32	30	6	2×125	3 325	1 800	2 000		—
216,0	2×125	2×32	32	8	2×125	2 810	2 360	2 550		16 850
240,0	2×125	2×38	36	6	2×150	3 640	1 800	2 000		20 280
268,0	2×125	2×38	40	8	2×150	3 225	2 360	2 550		22 080

положением труб. Заводом «Компрессор» противоточные переохладители изготавливаются поверхностью от 3,9 до 15,6 м² (табл. 19).

Таблица 19
Переохладители жидкого аммиака противоточного типа

Поверхность охлаждения в м²	Количество секций	Количество трубок в секции	Диаметр аммиачных штуцеров в мм		Диаметр водяного штуцера в мм	Высота переохладителя в мм	Расстояние между штуцерами в мм	Длина стойки в мм	Вес в кг
			входных	выходных					
3,9	1	8	32	32	32	1 600	546	1 160	386
4,9	1	10	32	32	32	1 750	702	1 300	468
5,85	1	12	32	32	32	1 910	858	1 450	550
6,8	1	14	32	32	32	2 070	1 014	1 600	630
7,8	1	16	32	32	32	2 220	1 170	1 775	711
9,8	2	10	38	38	50	2 220	702	1 300	935
11,7	2	12	38	38	50	2 360	858	1 450	1 125
13,6	2	14	50	50	50	2 520	1 014	1 600	1 258
15,6	2	16	50	50	50	2 670	1 170	1 775	1 420

Таблица 20
Практические коэффициенты теплопередачи и эффективность конденсаторов различного типа

Типы конденсаторов	K ккал/м² час °С	Эффективность ккал/м² час
Противоточные:		
из двойных труб	700—800	3 500—4 000
элементные	700—800	3 500—4 000
Оросительные с вертикальными трубами	400—500	2 000—2 500
Кожухотрубные	700—800	3 500—4 000

Примечание. Эффективность указывается при средней разности температур хладагента и воды около 5°С и при отсутствии значительных загрязнений поверхности смазкой и от «водяного камня».

Устройства для охлаждения циркуляционной воды. Простейшим устройством для

охлаждения воды является палочная градирня, однако она малоэффективна.

Добавка свежей воды при палочной градирне — 30% от количества циркулирующей воды. Лучшие результаты дают башенные градирни и распылительные пруды. Эффективность прудов характеризуется тем, что добавка свежей воды снижается до 8—10%.

ИСПАРИТЕЛИ

Испаритель представляет собой аппарат, в котором происходит испарение хладагента.

Испарители могут быть помещены непосредственно в охлаждаемом помещении или погружены в резервуар с водным раствором поваренной и других солей (рассольное охлаждение).

Испарители для охлаждения воздуха устраиваются в виде змеевиков у стен и под потолком у камер.

Испаритель вертикальнотрубный интенсивного действия (табл. 21) состоит из отдельных секций, соединенных между собой (фиг. 25). В секции имеются два горизонтальных коллектора, расположенных один над другим, которые также соединены между собой с обеих сторон вертикальными, несколько изогнутыми в концах трубками диаметром 31 мм. Верхний и нижний коллекторы соединяются несколькими прямыми трубками большего диаметра. Эти трубки предназначены для обратного отвода жидкого хладагента из верхнего коллектора в нижний, так как во время испарения жидкий хладагент может вместе с парами частично попасть в верхний коллектор. Подвод жидкого хладагента к секциям производится от общего распределителя отдельными трубками, которые вводятся в среднюю трубку каждой секции примерно на половину высоты секции. Пары хладагента из испарителя отводятся через верхние коллекторы. Нижние коллекторы соединяются с маслоотделителем.

Таблица 21
Испарители вертикально трубные

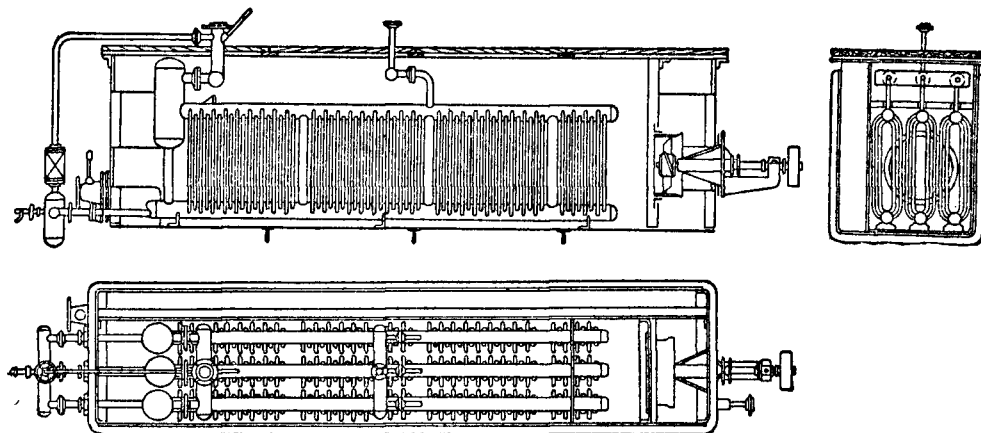
Габаритные размеры бака в мм			Количество секций	Охлажденная поверхность 1 секции в м²	Общая охлажденная поверхность в м²	Общий вес нетто в кг	Мешалки		Трубопроводы в мм
длина	ширина	высота					мощность действия в л.с.	диаметр в мм	
3 525	720	1 350	2	10,0	20,0	1 600	1,0	250	19
4 050	720	1 350	2	12,5	25,0	2 100	1,0	250	19
3 250	1 040	1 350	4	7,5	30,0	2 500	1,0	250	19
3 925	1 040	1 350	4	10,0	40,0	2 850	2,0	400	19
4 450	1 040	1 350	4	12,5	50,0	3 650	2,0	400	19
3 925	1 550	1 350	6	10,0	60,0	3 950	2,0	400	25
5 050	1 040	1 350	4	15,0	60,0	4 060	2,0	400	25
5 050	1 595	1 350	6	15,0	90,0	—	2,5	500	32
6 075	1 595	1 350	6	20,0	120,0	—	2,5	500	32
6 075	2 145	1 350	8	20,0	160,0	—	4,0	2×400	38
6 075	2 675	1 350	10	20,0	200,0	—	5,0	2×500	50

Испарительные секции помещаются в бак из 5-мм стали прямоугольного сечения, снабженный мешалкой. Охлажденный рассол из бака выходит снизу, а теплый рассол по-

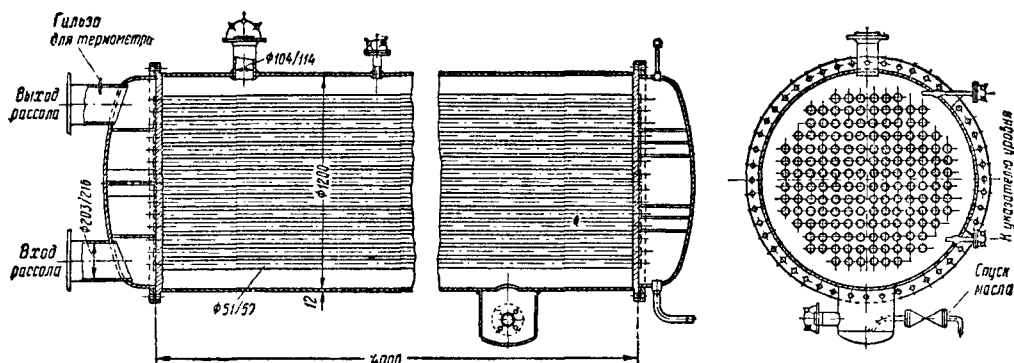
ступает в бак сверху. Испаритель вертикальнотрубный по своей производительности является более эффективным, чем погружной испаритель.

Кожухотрубный испаритель (табл. 22) выполняется в виде цилиндрического кожуха из листовой стали. Торцы этого кожуха снабжены решётками, в которых развальцовываются трубы и внутренним диаметром 51 мм. К решёткам

труб в отдельных змеевиках обычно составляет: для труб диаметром 34/42 мм около 80 м и для труб диаметром 52/20 мм около 100 м. Стенные аммиачные батареи состоят из цельнотянутых стальных труб диаметром от 30/38 до 51/57 мм, собранных в нижний штуцер батареи. Аммиачные короткие батареи выпускаются заводом «Компрессор» трёх нормальных типов поверхностью охлаждения от



Фиг. 25. Испаритель вертикальнотрубный



Фиг. 26. Кожухотрубчатый испаритель с многократным проходом рассола

привёрнуты крышки. Между трубками в испарителе циркулирует аммиак, а по трубкам рассол. Охлаждённый рассол поступает в штуцеры, расположенные в одной из торцевых крышек. В нижней части кожуха имеется горшок, в который подаётся жидкий аммиак и из которого отводится масло. К верхней части кожуха приварен второй горшок для отсоса паров аммиака из отделения жидкости.

Кожухотрубные испарители изготавливаются с однократным и многократным проходом рассола (фиг. 26).

Батареи непосредственного испарения. После определения поверхности испарителя определяется длина змеевиков.

Для перехода от поверхности змеевиков непосредственного испарения к длине труб в них принимают, что 1 м² поверхности по среднему диаметру для труб диаметром 34/42 мм соответствует длине около 8,4 м, а для диаметра 52/50 мм около 5,7 м. Длина

Таблица 22

Кожухотрубные испарители

Охлаждающая поверхность в м ²	Количество труб в шт.	Диаметр барабана в мм	Длина барабана в мм	Диаметры штуцеров в мм		
				для жидкого аммиака	для газообразного аммиака	для рассола
50	76	860	4 984	20	70	100
80	104	1 026	5 550	20	70	125
100	160	1 224	4 000	25	80	160

11,5 до 27,3 м². Характеристики аммиачных батарей и труб см. в табл. 23—26.

Аммиачные потолочные батареи представляют собой сварные змеевики из цельнотянутых труб диаметром 51/57, 40/48 и 30/38 мм.

Таблица 23
Стенные аммиачные батареи заводского изготовления

Тип	Поверхность охлаждения в м²	Основные размеры в мм		Количество труб	Вес в кг
		длина	высота		
Однорядные	11,35	6 000	1 980	10	320,0
	13,4	5 000	2 860	14	405,0
	15,9	6 000	2 860	14	500,0
Двухрядные	22,7	6 000	2 090	20	550,0
	23,0	5 000	2 530	24	635,0
	27,3	6 000	2 530	24	745,0
Витковые	13,5	2 800	1 725	24	365,0
	15,76	2 800	2 025	28	440,0
	16,6	4 300	1 425	20	445,0
	17,8	3 800	1 725	24	475,0
	19,0	5 000	1 425	20	500,0
	19,9	4 300	1 725	24	545,0
	20,75	3 800	2 025	28	550,0

Потолочные батареи бывают однорядные, двухрядные и трёхрядные.

Потолочные батареи длиной 6 м изготавливаются заводом «Компрессор» поверхностью от 11,35 до 20,75 м². Длинные батареи от 6 до 20 м изготавливаются непосредственно на площадке строительства.

Расчёт змеевиков непосредственного испарения заключается в определении охлаждающей поверхности их:

$$F = \frac{Q_0}{K \Delta t} \text{ м}^2,$$

где Q_0 —количество холода в кал/час, передаваемое для данной камеры холодильника через змеевики непосредственного испарения. Этот расход определяется на основании тепловых расчётов для данной камеры;

K — коэффициент теплопередачи труб в кал/м² час °С.

Δt — разность температур между температурой воздуха в камере и температурой испарения.

Коэффициент теплопередачи гладких труб определяется в зависимости от Δt .

Δt	5°	8°	10°	15°
K	7	10	16	20

Батареи непосредственного испарения располагать лучше всего у потолка, так как этим обеспечивается лучшая естественная циркуляция воздуха. Для камер с плюсовыми температурами потолочные батареи непригодны, так как при остановках подачи агента снеговая шуба начнёт таять и вода будет капать на груз. В этих случаях ставят настенные батареи, занимающие в плане мало места, под ними делается поддон для сбора талой воды. С 1 м² поверхности батарей можно снять около 100 кал/час (учитывается физическое свойство хладагента, состояние его — в виде

Таблица 24
Потолочные батареи заводского изготовления

Тип батареи	Поверхность охлаждения в м²	Основные размеры в мм		Количество труб	Количество подвесок	Вес в кг
		длина	ширина			
Однорядные	11,35	6 000	1 980	10	5	335,0
	11,5	5 000	2 420	12	4	330,0
	13,6	6 000	2 420	12	5	400,0
Двухрядные	12,3	4 000	1 540	16	3	350,0
	13,7	3 500	1 980	20	3	400,0
	13,85	4 500	1 450	16	4	410,0
	15,3	5 000	1 540	16	4	445,0
	15,4	4 000	1 980	20	3	440,0
	17,3	4 500	1 980	20	4	510,0
	18,2	6 000	1 540	16	5	530,0
	19,1	5 000	1 980	20	4	550,0
Трёхрядные	12,4	3 500	1 100	18	3	370,0
	14,0	4 000	1 100	18	3	405,0
	15,6	4 500	1 540	24	3	470,0
	16,6	3 500	1 540	24	3	480,0
	17,25	5 000	1 100	18	4	505,0
	18,7	4 000	1 540	24	3	530,0
	20,5	6 000	1 100	18	5	605,0

Таблица 24а

Аммиачные трубы

Диаметр в мм	Вес 1 пог. м в кг	Поверхность 1 пог. м в м²	Количество пог. м в 1 м² нормальной поверхности	Длина окружности в мм	Ёмкость 1 пог. м в м
10/17	1,17	0,053	18,70	53,4	0,0785
13/21	1,63	0,066	15,10	65,9	0,1326
19/27	2,27	0,085	11,70	84,8	0,2833
25/33	2,84	0,104	9,60	103,6	0,4906
31/38	3,35	0,119	8,40	119,3	0,7543
34/42	3,76	0,132	7,60	131,9	0,9074
40/48	4,34	0,151	6,60	150,8	1,2566
51/57	3,99	0,179	5,60	179,0	2,042
70/76	5,40	0,238	4,20	233,7	3,848
82/89	7,38	0,280	3,57	279,6	5,281
94/102	9,67	0,320	3,12	320,4	6,939
99/108	11,50	0,339	2,95	339,2	7,697
125/133	12,70	0,418	2,39	417,8	12,271
150/159	17,20	0,499	2,00	449,5	17,671
180/191	25,16	0,600	1,66	600,0	25,446
203/216	33,58	0,678	1,47	678,5	32,365
257/273	56,31	0,858	1,16	857,6	49,875

паров или жидкости, температурные условия и другие обстоятельства).

Диаметр трубопровода хладагента

$$d = \sqrt{\frac{G}{2826 w \gamma}},$$

где G — вес количества циркулирующего хладагента в кг;

w — скорость хладагента в м/сек;

γ — удельный вес хладагента в соответствующем состоянии.

Потеря напора в трубопроводах

$$\Delta P = \lambda_{тр} \frac{L}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \text{ в кг/м}^2,$$

где $\lambda_{тр}$ — коэффициент трения;

d — диаметр трубопровода в м;

L — длина трубопровода в м;
 w — скорость движения хладагента в м/сек;
 $g = 9,81$ м/сек;
 γ — удельный вес в кг/м³.

Таблица 25

Ориентировочные допускаемые скорости в трубопроводах хладагентов

Хладагенты	Назначение трубопровода	Холодопроизводительность в ккал/час		
		10 000	100 000	500 000
Аммиак	Всасывающий	9—12	12—16	16—20
	Нагнетательный	12—15	16—20	20—24
	Жидкостный	0,3—0,5	0,5—0,8	8—1,2

Коэффициент трения для турбулентного движения (без учёта местных потерь)

$$\lambda_{тр} = 0,0054 + 0,396 Re^{-0,3},$$

$$\text{где } Re = \frac{dw\gamma}{\eta 9,81},$$

где η — вязкость хладагента, который можно взять из табл. 26.

Таблица 26

Коэффициент вязкости различных хладагентов (для состояния жидкости и сухого пара)
 $\mu \cdot 10^6$ кг·сек/м²

Температура в °C	NH ₃		SO ₂		CO ₂	
+20	22,60	1,32	27,8	1,54	7,15	2,07
+10	23,42	1,26	33,75	1,38	8,86	1,87
0	24,36	1,20	39,25	1,25	10,27	1,77
-10	25,10	1,15	44,43	1,15	11,34	1,70
-20	25,75	1,11	49,90	1,08	—	—

Коэффициенты трения могут быть приняты для жидкого хладагента $\lambda_{тр} = 0,03$ и паробразного $\lambda_{тр} = 0,025$.

Определение хладагента для первоначального заполнения установки. Ориентировочно считают, что все аппараты и трубопроводы системы должны быть заполнены аммиаком в следующих процентах от их объема.

- Конденсаторы:
 - противопоточные и элементные 35
 - оросительные 30
 - трубчато-кожуховые 90
- Испарители:
 - вертикальнотрубный 85
 - трубчато-кожуховые 90
- Потолочные, настенные батареи и батареи воздухоохладителей и аэрокулеров 20—35
- Отделитель жидкого аммиака 40—50
- Ресиверы при конденсаторах до 100
- Жидкостные трубопроводы 100
- Переохладители всех систем 100
- Газовые трубопроводы 5—10

Количество аммиака на месте работы должно быть на 10—12% больше рассчитанного для первоначального заполнения. Объем заполнения с учётом указанного процента

$$V = \frac{G}{\gamma 1,12},$$

где γ — удельный вес хладагента в кг/м³.

Рассольные батареи

Рассольные батареи делаются из сварных железных труб диаметром 51/57 мм. Метод размещения тот же, что и для аммиачных батарей. Оттаивание снеговой шубы производится горячим рассолом, для чего в машинном отделении ставится специальный подогреватель рассола. Теплоотдача 1 м² поверхности батареи приблизительно на 10% меньше батарей непосредственного испарения.

Таблица 27

Технические данные рассольных и водяных труб

Диаметр труб		Вес 1 пог. м в кг	Поверхность 1 пог. м в м ²	Количество труб в 1 м ²	Длина окружн. в пог. мм	Ёмкость воды или рассола в л
в дм	в мм					
2"	51/57	3,99	0,179	5,60	179,0	2,042
2,5"	64/70	4,96	0,220	4,54	219,9	3,216
3"	76/83	6,86	0,261	3,83	260,7	4,536
4"	99/108	11,50	0,339	2,95	339,2	7,697
5"	125/133	12,70	0,418	2,39	417,8	12,271
6"	150/159	17,20	0,499	2,00	499,5	17,671
8"	203/216	33,58	0,678	1,47	678,5	32,365
10"	257/273	56,31	0,858	1,16	857,6	51,874
12"	305/321	61,75	—	—	1008,5	73,061
14"	336/356	85,33	—	—	1118,4	88,668

Трубы собираются под отбортовку на специальных чугунных фланцах. Холодный рассол вводится снизу батареи, отеплённый рассол выводится сверху. Практически длина одного змеевика принимается не более 200 м. Нормальное расстояние между центрами труб 130—190 мм. На каждой батарее в верхней её точке ставится воздухопускной кран диаметром 6 мм.

Потолочные короткие батареи (однорядные, двухрядные и трёхрядные) изготавливаются обычно длиной в 6 м. Длинные рассольные батареи изготавливаются на месте монтажа из стальных цельнотянутых труб (диаметром 51/57 мм) трёх типов.

Пучковые батареи подвешиваются к потолку над проходом камеры, что позволяет производить оттаивание снеговой шубы и ремонт батарей без переброски или порчи груза. Батареи подвешиваются к потолку через чугунные вкладыши, забетонированные в перекрытие. Длина пучковых батарей от 7,5 до 47,9 м; число рядов в секции от 4 до 10, число секций от 4 до 24.

Рассолы. В холодильной технике применяются водные растворы хлористого натрия (NaCl) и хлористого кальция (CaCl₂) (табл. 28 и 29). Водный раствор этих солей при соответствующей концентрации не замерзает и остаётся в жидком состоянии при низких температурах. Это свойство рассола используется для охлаждения помещений: рассол охлаждается в испарителе и насосом нагнетается в змеевики камер, где он нагревается за счёт охлаждения воздуха и груза охлаждаемого помещения.

Данные о температурах замерзания раствора солей приведены в табл. 28 и 29.

Количество соли для получения рассола:

$$G = \frac{V \gamma P}{100},$$

Таблица 28

Раствор хлористого натрия

Удельный вес	°Боме	Процентное содержание соли в растворе	Содержание соли на 100 частей воды	Точка замерзания в °C	Удельная теплота раствора при температуре в °C				
					-10°	0°	+10°	+20°	+30°
при 15° C									
1,00	0,1	0,1	0,1	0,0	—	1,001	0,999	0,997	0,996
1,02	3,0	2,9	3,0	— 1,7	—	0,956	0,959	0,963	0,966
1,04	5,7	5,6	5,9	— 3,6	—	0,927	0,931	0,934	0,937
1,06	8,3	8,3	9,0	— 5,5	—	0,901	0,904	0,907	0,910
1,08	10,8	11,0	12,3	— 7,8	—	0,878	0,881	0,884	0,887
1,10	13,2	13,6	15,7	— 10,4	0,855	0,857	0,860	0,863	0,865
1,12	15,6	16,2	19,3	— 13,2	0,836	0,839	0,841	0,844	0,846
1,13	16,7	17,5	21,2	— 14,6	0,828	0,830	0,832	0,835	0,837
1,16	20,0	21,2	26,9	— 19,4	0,803	0,806	0,808	0,810	0,813
1,18	22,1	23,7	31,1	— 17,3	0,789	0,791	0,793	0,795	0,797
1,20	24,2	26,1	35,3	— 2,7	—	0,788	0,779	0,781	0,783
1,203	24,4	26,3	35,7	— 0,0	—	0,776	0,778	0,780	0,781

Таблица 29

Раствор хлористого кальция

Удельный вес	°Боме	Процентное содержание соли в растворе	Содержание соли на 100 частей чистой воды	Точка замерзания в °C	Удельная теплота раствора при температуре в °C							
					-40	-30	-20	-10	0	+10	+20	+30
при 15° C												
1,00	0,1	0,1	0,1	— 0,0	—	—	—	—	1,003	0,999	0,998	0,997
1,02	3,0	2,5	2,6	— 1,2	—	—	—	—	0,968	0,967	0,967	0,966
1,04	5,7	4,8	5,0	— 2,4	—	—	—	—	0,932	0,933	0,934	0,935
1,06	8,3	7,1	7,6	— 3,7	—	—	—	—	0,899	0,901	0,903	0,904
1,08	10,8	9,4	10,4	— 5,2	—	—	—	—	0,866	0,869	0,872	0,875
1,10	13,2	11,5	13,0	— 7,1	—	—	—	—	0,836	0,840	0,844	0,848
1,12	15,6	13,7	15,9	— 9,1	—	—	—	—	0,808	0,813	0,817	0,822
1,14	17,8	15,8	18,8	— 11,4	—	—	—	0,776	0,782	0,788	0,793	0,796
1,16	20,0	17,8	21,7	— 14,2	—	—	—	0,753	0,758	0,764	0,770	0,775
1,18	22,1	19,9	24,9	— 17,4	—	—	—	0,731	0,737	0,742	0,748	0,754
1,20	24,2	21,9	28,0	— 21,2	—	—	0,705	0,711	0,717	0,723	0,729	0,735
1,22	26,1	23,8	31,2	— 25,7	—	—	0,688	0,694	0,700	0,706	0,712	0,718
1,24	28,0	25,7	34,6	— 31,2	—	0,667	0,673	0,679	0,685	0,691	0,697	0,703
1,26	29,9	27,5	37,9	— 38,6	—	0,653	0,659	0,665	0,671	0,677	0,683	0,689
1,28	31,7	29,4	41,6	— 50,1	0,634	0,640	0,646	0,652	0,658	0,664	0,670	0,676
1,29	32,5	30,3	43,5	— 50,6	0,627	0,633	0,639	0,645	0,651	0,657	0,663	0,670
1,31	34,2	32,1	47,3	— 33,9	—	0,620	0,626	0,633	0,639	0,645	0,651	0,657
1,33	35,9	33,9	51,3	— 21,2	—	—	0,614	0,621	0,627	0,634	0,640	0,646
1,35	37,5	35,6	55,3	— 10,2	—	—	—	0,609	0,616	0,622	0,629	0,636
1,37	39,1	37,3	59,5	— 0,0	—	—	—	—	0,604	0,611	0,619	0,625

где G — количество соли в кг;
 V — ёмкость всей рассольной системы в м³;
 γ — удельный вес рассола;
 P — процент содержания соли.

Расчёт рассольных змеевиков, магистралей и насосов. Охлаждающая поверхность рассольных змеевиков

$$F = \frac{Q_0}{K \Delta t},$$

где Q_0 — количество холода для каждой камеры или льдохранилища, определяемое на основании тепловых расчётов, в ккал/час;
 K — коэффициент теплопередачи рассольных змеевиков в ккал/м² час °C;
 Δt — разность между температурой камеры и средней температурой циркулирующего рассола.

Коэффициент теплопередачи рассольных труб приблизительно можно определить по формуле:

$$K = 3,2 \sqrt{\Delta t}.$$

В зависимости от разности температур коэффициент теплопередачи для рассольных труб принимают:

t° C	4	5	6	7	8	9	10
K	8	9	10	11	12	13	14

Для низких температур рассола коэффициент теплопередачи будет ниже приблизительно на 20%.

По принятым диаметрам трубопроводов проверяется скорость рассола, которая не должна превышать 2 м/сек. Количество циркулирующего рассола в системе:

$$V = \frac{Q_0}{C \gamma_1 (t_p' - t_p)},$$

где Q_0 — требуемая холодопроизводительность в ккал/час;
 C — удельная теплота рассола при соответствующей концентрации его;
 γ_1 — вес 1 л рассола в кг;
 t_p' — температура рассола при выходе из испарителя;
 t_p — температура рассола при возвращении в испаритель.

Высота подъёма или напора в м рассольного столба

$$H = \frac{w^2}{2g} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi n \right),$$

где w — скорость движения рассола в змеевиках около 0,4—0,8 м/сек;

d — внутренний диаметр труб в м;

l — наибольшая длина змеевиков одного из параллельных ответвлений в м;

λ — коэффициент сопротивления для 1 м длины труб (для труб рассольных змеевиков диаметром 51/57 мм можно принять $\lambda = 0,03—0,04$);

ξ — коэффициент местных сопротивлений (при диаметре труб 51/57 мм для отводов $\xi = 0,14$; для двойных отводов калачей $\xi = 0,24$; для задвижек, открытых на $\frac{3}{4}$ прохода $\xi = 0,81$;

n — соответствующее число отводов, калачей и задвижек.

Расход энергии на валу рассольного насоса:

$$Ne = \frac{VH\eta}{3600 \cdot 75 \cdot \eta},$$

где η — к. п. д., составляющий для центробежных насосов от 0,4 до 0,02. Для подбора центробежных насосов можно пользоваться табл. 30.

данный воздух по специальным каналам распределяется по камерам. По таким же каналам вентилятор отсасывает из камер воздух. В канале делаются окна: нагнетательные — вниз, а всасывающие — сбоку. Мокрый воздухоохладитель с фарфоровыми или фаянсовыми кольцами представляет собой бак из котельного железа толщиной 5—6 мм; на высоте 700—800 мм от дна укладывается сетка или решётка, на которую слоем от 250 до 400 мм насыпают фарфоровые или фаянсовые кольца диаметром 25 мм, высотой 25 мм и толщиной стенки 2,5 мм.

Над кольцами установлены распределительные желоба для рассола. Воздух подаётся снизу и проходит через кольца вверх, навстречу из желобов льётся холодный рассол, орошающий кольца. Воздух охлаждается, соприкасаясь с поверхностью холодных колец. Так как воздух может уносить частицы рассола из воздухоохладителя, над желобами поставлена ещё одна решётка (или сетка), на которой насыпан слой 100—150 мм неорошаемых колец. Эти кольца задерживают частицы рассола, захваченные воздухом. Получается значительный эффект в экономии металла. Кроме того, непосредственное соприкосновение рассола с воздухом даёт возможность снизить разность температур между ними. Рекомендуется держать перепад

Таблица 30

Центробежные насосы

Завод-изготовитель	Число ступеней	Производительность в м³/час	Напор в м	Число оборотов	Патрубок		Мощность моторов в кВт	Вес насосов в кг без моторов
					всасыв. в мм	нагнет. в мм		
Им. Балицкого и «Красный факел» . . .	1	6	3,5	1 450	38	38	0,4	24
Им. Балицкого	3	10	15	1 450	38	38	1,6	103
	4	10	20	1 450	38	38	2,1	165
	5	10	25	1 450	38	38	2,5	184
Им. Балицкого и «Красный факел» . . .	1	16	5	1 450	65	65	0,96	50
Им. Балицкого	3	17	15	1 450	65	65	2,4	118
	4	17	20	1 450	65	65	3,0	176
	5	17	25	1 450	65	65	3,7	190
Им. Калинина	3	32	25	1 450	80	80	7,4	285
	4	32	33	1 450	80	80	9,6	325
	4	35	29	960	100	100	6,6	460
Им. Балицкого и «Красный факел» . . .	1	40	7	1 450	76	76	2,4	71
Им. Балицкого	2	50	27	1 450	100	100	9,6	324
Им. Калинина	3	60	27	960	125	125	16,2	710
Горловский	2	70	50	1 450	125	100	20,0	569
Им. Фрунзе	3	87	55	1 450	125	100	26,5	552
	1	90	30	1 450	150	100	20,5	187
Горловский	2	100	60	1 450	200	150	31,0	1 010
«Борец»	4	106	45	960	150	150	26,5	985
Горловский	2	150	60	1 450	200	150	46,0	1 010
Им. Фрунзе	1	180	40	1 450	200	150	40,0	278
Им. Балицкого	1	240	27	1 450	150	150	38,0	250
«Борец»	2	250	45	960	250	250	59,0	1 190
Им. Фрунзе	1	300	45	1 450	250	200	74,0	510
	1	360	30	960	300	300	75,0	730
	1	540	25	1 450	300	250	75,0	572
Им. Калинина	5	60	45	960	125	125	16,2	710

Воздухоохладители

Воздухоохладитель представляет собой аппарат, состоящий из специальной камеры с испарителем, в котором испаряется хладагент или по трубам прокачивается холодный рассол. Воздух вентиляторами прогоняется через воздухоохладитель, охлаждается и поступает в помещение, а нагретый воздух засасывается из помещения в воздухоохладитель. Охлаж-

температур рассола и воздуха не более 5—6° С.

Воздухоохладитель завода «Компрессор» соединён со змеевиками непосредственного испарения.

Охлаждение рассола осуществляется в воздухоохладителе, для циркуляции устанавливается рядом с испарителем рассольный насос. Преимущества этого воздухоохладителя: его можно ставить, не считаясь с уров-

нем места установки; устраняется необходимость в аппаратном помещении для испарителей; мощность мотора и насоса меньше, чем при центральной аппаратной.

Технические данные воздухоохладителей см. табл. 31 и 32.

Таблица 31

Воздухоохладители с фарфоровыми или фаянсовыми кольцами

Модель	Площадь решётки в м²	Основные размеры бака в мм			Количество оросительных желобов		Количество решёток		Диаметр штуцеров в мм		Вес в кг
		длина	ширина	высота	Кол-во	Кол-во	Кол-во	Кол-во	входной	сливной	
P-2	2,0	2 000	1 000	1 600	3	8	50	76	780,0		
P-4,5	4,5	3 000	1 500	1 900	3	18	76	100	1 555,0		
P-8	8,0	4 000	2 000	1 900	14	32	100	125	2 550,0		
P-12	12,0	6 000	2 000	1 900	14	48	125	150	3 350,0		
P-16	16,0	8 000	2 000	1 900	14	64	125	150	4 180,0		

Маслоотделитель

Маслоотделитель предназначен для отделения масла, увлекаемого парами хладагента из цилиндра компрессора.

Таблица 34

Технические данные маслоотделителей

Диаметр условного прохода в мм		Размеры корпуса маслоотделителя в мм			
вход	выход	диаметр	полезная высота	полная высота	вес в кг
32	32	159	700	830	20,0
38	38	159	700	830	21,0
50	50	216	800	950	39,0
65	65	267	1 000	1 180	67,0
76	76	325	1 200	1 400	104,0
100	100	418	1 400	1 780	175,0
125	125	470	1 500	1 910	249,0
150	150	522	1 500	1 925	382,0
200	150	730	—	2 325	718,0
200	200	730	—	2 340	725,0

Таблица 32

Комбинированные воздухоохладители с фарфоровыми или фаянсовыми кольцами

Модель	Площадь решётки в м²	Размер бака в мм			Испарительные змеевики	Диаметр аммиачных трубопроводов		Диаметр рас-солных трубопроводов		Вес нетто в кг
		длина	ширина	высота		газовый	жидкостный	входной	выходной	
РИО-2	2	2 000	1 000	2 250	3	12,2	32	25	50	1 500
РИО-4,5	4,5	3 000	1 500	2 400	5	28,75	38	25	76	2 360
РИО-8	8	4 000	2 000	2 400	6	54,0	50	32	100	4 750
РИО-15	12	6 000	2 000	2 400	8	92,0	63	40	100	7 500

Отделитель жидкого хладагента

Отделитель жидкого хладагента предназначен для отделения от мокрого пара увлекаемых им частиц жидкого хладагента. Отделитель представляет собой сварной вертикальный цилиндрический сосуд с выходными и входными штуцерами для газообразного и жидкого аммиака. В нижней части отделителя приварен маслоотборный горшок со спускным вентилем (табл. 33).

Таблица 33

Техническая характеристика отделителя жидкого аммиака

Диаметр условного прохода в мм	Размеры корпуса отделителя в мм		Диаметр жидкостных штуцеров в мм	Диаметр спускных штуцеров в мм	Диаметр маслоотборного горшка в мм	Вес в кг
	диаметр	высота				
32	216	700	13	25	133	45
38	216	800	13	25	133	51
50	267	1 000	19	32	159	83
65	325	1 200	19	38	216	126
76	362	1 200	25	50	216	160
100	516	1 500	32	65	267	302
125	618	1 800	38	76	325	436
150	720	1 800	50	100	325	1 639
200	824	1 800	50	125	376	1 101

Технические данные маслоотделителей аммиачных холодильных установок приведены в табл. 34.

Грязеуловитель

Грязеуловитель предназначен для защиты цилиндров компрессора от попадания в них частиц окалины, ржавчины, песка и т. п. Он состоит из чугунного или стального сварного каркаса с двумя штуцерами для входа и выхода газа, расположенных под углом 90° друг к другу. Внутри грязеуловитель имеет глухой фланец, при снятии которого можно вынуть сетку и удалить накопившуюся грязь.

Таблица 35

Техническая характеристика грязеуловителей

Диаметр условного прохода в мм		Диаметр грязеуловителя в мм	Длина грязеуловителя в мм	Вес в кг	Диаметр условного прохода в мм		Диаметр грязеуловителя в мм	Длина грязеуловителя в мм	Вес в кг
вход	выход				вход	выход			
Чугунные					Стальные				
38	38	118	372	16	100	100	210	531	65
50	50	140	372	21	100	125	216	710	65
65	65	169	394	27	125	150	273	624	100
76	76	176	430	33	200	200	321	746	139
					350	300	522	1 170	463

Грязеуловители завода «Компрессор» выпускаются диаметром от 150 до 200 мм (см. табл. 35).

Ресиверы для аммиака

Ресивер служит для дополнительного запаса аммиака и представляет собой сборный горизонтальный цилиндрический сосуд (табл. 36).

Таблица 36

Техническая характеристика ресиверов

Ёмкость в м³	Габаритные размеры ресивера в мм			Вес в кг
	диаметр	длина	высота	
0,5	500	2500	950	460,0
1,0	500	5000	950	810,0
1,5	600	5000	1065	1135,0
2,0	700	5000	1150	1585,0
2,5	900	5000	1365	2500,0

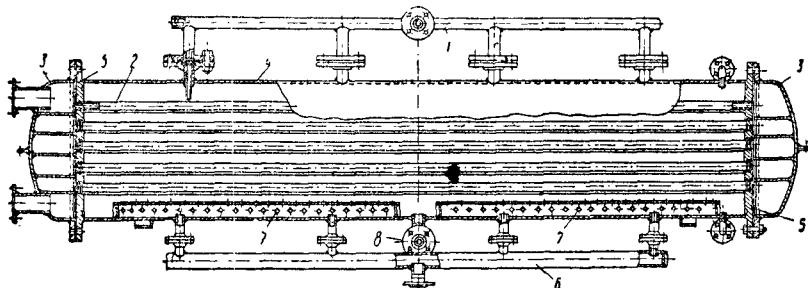
Поплавковый регулирующий вентиль

Поплавковый регулирующий вентиль предназначен для автоматического поддержания постоянного уровня жидкого хладагента (аммиака). Он представляет собой закрытую камеру, частично заполненную жидким хладагентом, в котором плавает пустотелый поплавок, воздействующий через систему рычагов с контргрузом на шпindel клапана и тем самым открывающий дроссельное отверстие клапана.

Размеры поплавковых регуляторов определяются холодопроизводительностью агрегата (табл. 37).

ЭЛЕМЕНТЫ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

На фиг. 27 показан горизонтальный кожухотрубный абсорбер: 1 — распределительный коллектор горячего слабого раствора; 2 — охлаждающие трубы; 3 — крышки; 4 — ко-



Фиг. 27. Кожухотрубный абсорбер

Воздухоотделитель

Воздухоотделитель предназначен для удаления из аммиачной системы инертных газов и воздуха. Внутри корпуса воздухоотделителя расположен спиральный змеевик из труб диаметром 13/21 мм. Жидкий аммиак поступает от регулирующей станции во внутреннюю трубу, проходит через воздухоотделитель, охлаждает аммиачно-воздушную смесь и отводится в испаритель. Аммиачные пары из смеси конденсируются, инертные газы отводятся наружу через шариковый автоматический клапан.

жух; 5 — трубные решетки; 6 — распределительный коллектор паров аммиака; 7 — барботеры; 8 — выход охлажденного крепкого раствора.

На фиг. 28 показан кожухозмеевиковый абсорбер: 1 — распределительное устройство для орошающего раствора; 2 — охлаждающие змеевики.

Элементный абсорбер (верхние 6 элементов), объединенный с теплообменником (нижние два элемента), представлен на фиг. 29. 1 и 2 — вход и выход охлаждающей воды; 3 и 4 — вход в теплообменник и выход из него холодного крепкого раствора; 5 — вход го-

Таблица 37

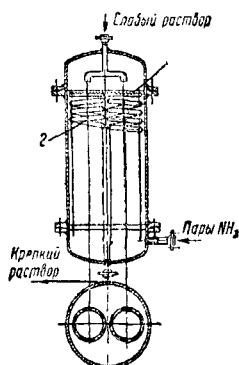
Техническая характеристика поплавковых регулирующих вентилей

Марка	Тип	Площадь дроссельного отверстия в мм²	Примерная холодопроизводительность в ккал/час	Размеры в мм				Вес в кг
				диаметр	длина	диаметр жидкостной линии	диаметр уравнивающей линии	
ПРВ-5	1	4,91	30 000	154	315	13	25	27
ПРВ-10	1	9,62	50 000	210	425	19	30	55
ПРВ-20	2	19,63	100 000	241	595	25	40	55
ПРВ-50	2	50,20	200 000	325	734	30	50	100
ПРВ-100	3	100,40	400 000	376	732	40	70	130
ПРВ-200	3	200,80	800 000	376	732	50	70	135

рячего слабого раствора; 6 — выход охлаждённого крепкого раствора; 7 и 8 — коллектор и распределитель паров аммиака.

Горизонтальный кожухотрубный генератор, обогреваемый дымовыми газами (фиг. 30): 1 и 2 — вход и выход газов; 3 — вход холодного

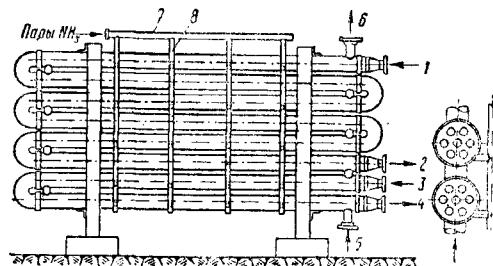
твора; 6 — выход слабого раствора; 7 — тарельчатый ректификатор.



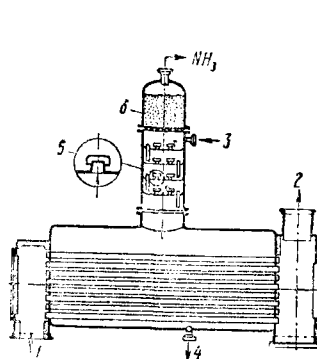
Фиг. 28. Кожухомеевский абсорбер

крепкого раствора; 4 — выход горячего слабого раствора; 5 — тарельчатый форректификатор; 6 — насадки из колец Рашига.

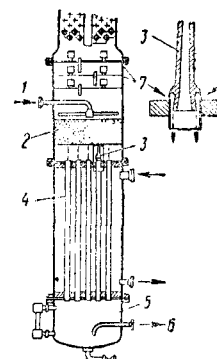
Вертикальный кожухотрубный генератор, обогреваемый паром (фиг. 31): 1 — вход холодного крепкого раствора; 2 — форректификатор в виде насадок из колец Рашига; 3 — распределительные колпачки; 4 — вертикальные трубы; 5 — приёмник слабого рас-



Фиг. 29. Элементарный абсорбер



Фиг. 30. Генератор, обогреваемый дымовыми газами

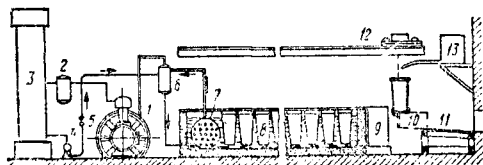


Фиг. 31. Вертикальный кожухотрубный генератор

ЛЬДОЗАВОДЫ И ХОЛОДИЛЬНЫЕ СКЛАДЫ

ПРОИЗВОДСТВО ВОДНОГО ЛЬДА

На фиг. 32 представлена схема устройства холодильной установки по производству водного льда. Она состоит из особого типа испарителя — льдогенератора, который соеди-



Фиг. 32. Схема льдоделательного завода

няется с компрессором и конденсатором. Совокупность всех этих машин и аппаратов с соединительными трубопроводами между ними составляет обычную холодильную машину компрессионной системы. На этой схеме: 1 — компрессор, 2 — маслоотделитель, 3 — конденсатор, 4 — ресивер, или собиратель жидкого хладагента, 5 — регулирующий вентиль, 6 — отделитель жидкости, т. е. аппарат, который отделяет жидкость в виде мелких капель от паров хладагента, 7 — испаритель льдогенератора, 8 — ледовые формы, 9 — оттаивательный бак, 10 — опрокидывающийся

сосуд, 11 — ледоскат, 12 — мостовой кран, 13 — наполнительный прибор.

Производство льда заключается в следующем: холодильной машиной поддерживается температура находящегося в баке льдогенератора рассола около -10° . В этот рассол опускаются формы, наполненные водой. Рассол мешалками перемешивается и циркулирует между формами. Вначале происходит охлаждение воды в формах до 0° , потом образование льда.

Для замораживания воды требуется 6—55 час., в зависимости от следующих факторов: а) размера поперечного сечения блока льда и отложения сторон, б) температуры рассола, в) циркуляции рассола и г) начальной температуры воды, наливаемой в формы.

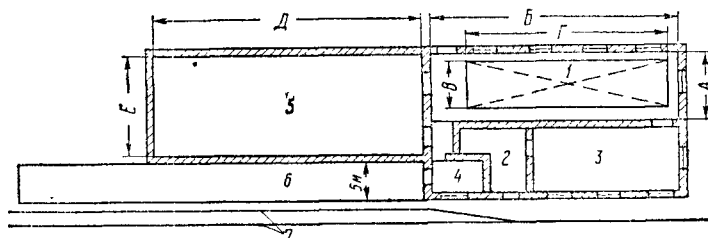
Выгрузка и загрузка льдогенераторов обычно производится следующим образом. После окончания замораживания воды в формах открываются люки у противоположных концов льдогенераторов и при помощи крана вынимают один ряд форм и погружают его для оттаивания в бак с тёплой водой. Оттаивание каждого ряда форм длится 3—5 мин., в зависимости от температуры воды.

Как только лёд оттаял от стенок форм, рама с формами подаётся краном в опрокидывающее устройство и лёд выбрасывается из форм на ледоскат. Затем кран подводит раму с пустыми формами к наполнительному устройству. Наполнение длится несколько

минут. После наполнения формы погружают в льдогенератор. Затем свободный кран перемещается к противоположному концу льдогенератора. В это время толкатели передвигают все формы в льдогенераторе на один ряд форм и подготавливается место для погружения очередного, заполненного водой ряда форм.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЛЬДОЗАВОДОВ

Завод по производству искусственного льда состоит из следующих основных элементов (фиг. 33); 1 — льдогенератор; 2 — аппаратная; 3 — машинное отделение; 4 — операционная для льда; 5 — льдохранилище; 6 — эстакада для льдоснабжения льдом и солью вагонов-ледников; 7 — железнодорожный путь.



Фиг. 33. Схема планировки льдозавода с одним льдогенераторным баком и долгосрочным льдохранилищем

Размеры льдозаводов и льдогенераторных баков в зависимости от суточной производительности см. в табл. 38 и 39.

Таблица 38

Ориентировочные размеры льдозавода в мм

Производительность льдозавода в т/сутки	А	Б	В	Г	Д	Е	Н
30	9 930	14 960	7 930	10 925	30 000	10 000	10 000
40	9 980	17 890	7 980	14 130	30 000	15 000	10 000
50	10 465	21 500	8 465	16 670	25 000	20 000	10 000
60	10 565	24 550	8 565	19 720	25 000	25 000	10 000
75	11 455	26 330	9 455	21 045	30 000	25 000	10 000

На фиг. 34 и 35 показана схема планировки льдозавода, а на фиг. 36 планировка льдозавода с холодильником.

Наиболее крупные льдозаводы на железных дорогах СССР имеют производительность до 180 т в сутки.

Суточная производительность льдозавода

$$P = \frac{G_2}{N} \text{ т/сутки,}$$

где G_2 — общая годовая потребность льда на пункте льдоснабжения;

N — период работы льдозавода в сутках.

Ёмкость льдохранилища определяется в зависимости от производительности льдозаводов и сезонности расхода льда и примерно равна 30% годовой производительности льдозавода.

На льдозаводах железнодорожного транспорта Советского Союза применяются формы блоков льда весом преимущественно в 25 — 50 кг.

Ширина льдогенераторного помещения при одном льдогенераторном баке будет равна

$$B = B_1 + 2L,$$

где B_1 — ширина льдогенераторного бака;

L — расстояние между стенкой бака льдогенератора и стенкой здания; практически его принимают от 0,5 до 1,0 м (фиг. 37).

Длина льдогенераторного помещения

$$L = l + l_1 + l_2 + l_3,$$

где l — длина льдогенераторного бака;

l_1 — ширина оттаивательного и опрокидывающего устройства;

l_2 — длина горизонтальной проекции льдоската, куда входит и расстояние от льдоската до опрокидывающего устройства;

l_3 — расстояние от стенок здания до стенок льдогенераторного бака для установки горизонтальных мешалок, толкающих механизмов, насосов и проходов для обслуживающего персонала.

Высота льдогенераторного помещения

$$H = h + h_1 + h_2,$$

где h — высота льдогенераторного бака;

h_1 — высота, необходимая для выемки форм из бака;

h_2 — высота для установки мостового крана.

Необходимые размеры льдогенераторного оборудования приведены на фиг. 37 и разрез изоляции бака на фиг. 38.

Тепловой расчёт льдозавода

Число ледовых форм в льдогенераторе

$$n = \frac{G \cdot Z}{g_5 \cdot 24},$$

где G — суточная производительность льдогенератора в кг;

Z — продолжительность заморозки одного блока в часах;

g_5 — вес одного блока льда в кг.

На фиг. 39 показана диаграмма продолжительности замораживания воды в формах.

Суточная тепловая нагрузка холодильной установки определяется по следующим формулам.

I. Расход холода на охлаждение и замораживание воды

$$Q_1 = G [(t_0 - t_0) + 80 + 0,5(t_0 - t_{\text{до}})],$$

где G — суточная производительность льдогенератора в кг;

t_0 — температура поступающей в формы воды в °C;

t_0 — температура замерзания воды;

$t_{\text{до}}$ — конечная температура льда перед оттаиванием в формах в °C;

80 — скрытая теплота замораживания воды;

0,5 — теплоёмкость льда.

II. Расход холода на охлаждение форм

$$Q_2 = \frac{G}{g_5} g_{\phi} 0,1 (t - t_{\phi}),$$

где g_{ϕ} — вес металла формы в кг;

g_5 — вес блока льда в кг;

t — начальная температура формы;

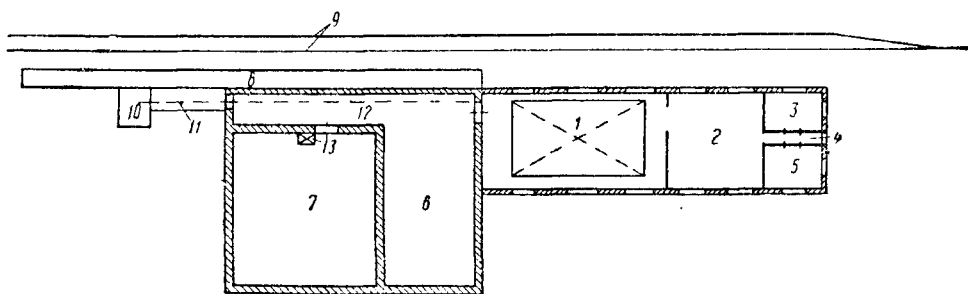
t_{ϕ} — конечная температура формы, примерно равная температуре раствора, в °C;

0,1 — теплоёмкость железа.

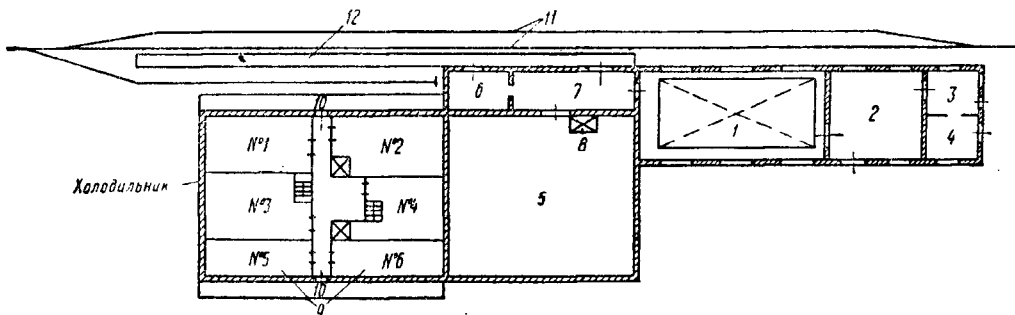
III. Расход холода на теплопередачу стен, дна и крышки льдогенераторного бака:

$$Q_3 = \Sigma FK_p (t_{\text{ок}} - t_p) 24,$$

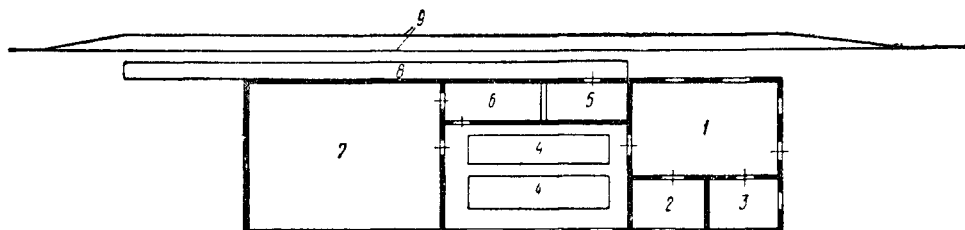
где ΣF — общая поверхность (стен, крышки и дна) бака льдогенератора;



Фиг. 34. Схема планировки льдозавода с краткосрочным и долгосрочным льдохранилищем: 1—льдогенератор; 2—машинное отделение; 3—мастерская; 4—коридор; 5—аппаратная; 6—краткосрочное льдохранилище; 7—долгосрочное льдохранилище; 8—эстакада для снабжения льдом и солью вагонов-ледников; 9—железнодорожный путь; 10—операционная башня для льда; 11—цепной транспортёр для транспортировки льда; 12—операционное помещение для льда, 13—подъёмник для льда



Фиг. 35. Схема планировки льдозавода и холодильника: 1—льдогенератор; 2—машинное отделение; 3—аппаратная; 4—мастерская; 5—льдохранилище; 6—солехранилище; 7—операционная для льда; 8—подъёмник; 9—камеры холодильника; 10—платформы холодильника; 11—железнодорожный путь; 12—эстакада для снабжения льдом и солью вагонов-ледников



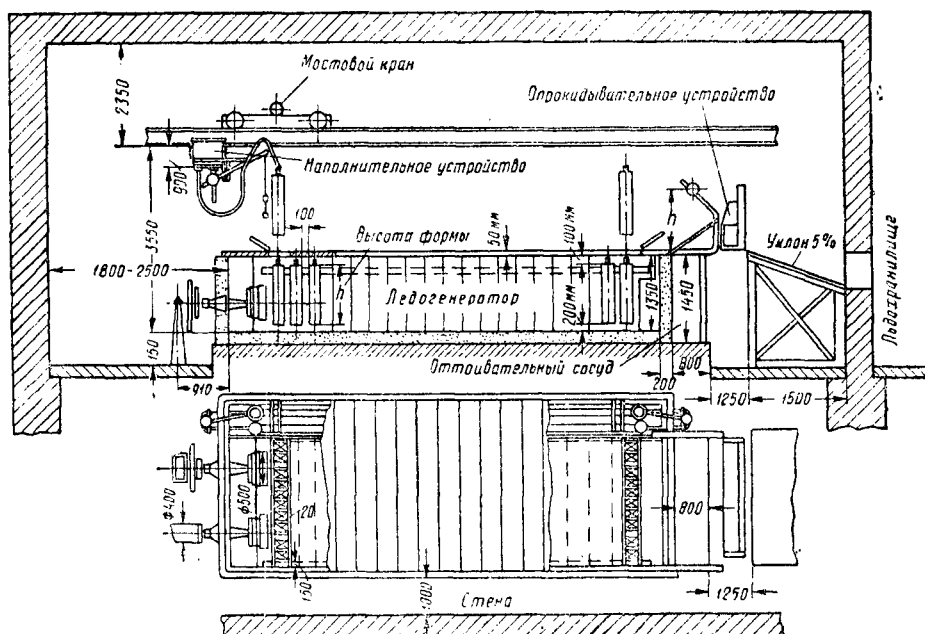
Фиг. 36. Схема планировки льдозавода с двумя льдогенераторными баками и долгосрочным льдохранилищем: 1—машинное отделение; 2—аппаратная; 3—мастерская; 4—льдогенератор; 5—солехранилище; 6—операционная для льда; 7—льдохранилище; 8—эстакада для льдо-солеснабжения вагонов-ледников; 9—железнодорожный путь

K_p — расчётный коэффициент теплопередачи поверхностей ограждений бака льдогенератора;
 $t_{ок}$ — температура воздуха льдогенераторного помещения в °C;
 t_p — температура рассола в °C.

VI. Расход холода на теплопередачу через ограждения льдохранилища

$$Q_6 = \Sigma F_A K_A (t_{воз} - t_A) 24,$$

где ΣF_A — общая поверхность льдохранилища в м²;



Фиг. 37. Разрез льдогенератора

IV. Расход холода на оттаивание ледовых форм (вследствие таяния слоя льда, прилегающего к поверхности форм)

$$Q_4 = \frac{G}{g_6} f b 900 [(t_0 - t_0) + 80 + 0,5 (t_0 - t_A)],$$

где f — поверхность ледовой формы в м²;
 b — толщина слоя льда, растаявшего при оттаивании форм, обычно принимается равной 0,002 м;
 900 — удельный вес льда.



Фиг. 38. Продольный разрез изоляции бака

V. Количество тепла, выделяемое мешалками при работе (тепловой эквивалент работы мешалок)

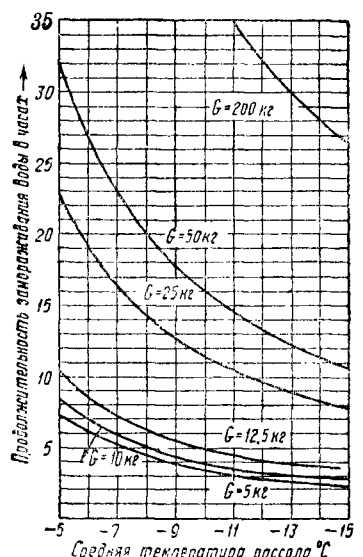
$$Q_5 = \frac{75 \cdot 3600}{427} N_e Z_m = 632 N_e Z_m,$$

где N_e — эффективная мощность моторов для мешалок льдогенераторного бака в л.с.;
 Z_m — продолжительность работы мешалок в часах (20 — 24 часа).

K_A — коэффициент теплопередачи ограждений льдохранилища;

$t_{воз}$ — температура наружного воздуха в °C;

t_A — температура воздуха в льдохранилище, обычно принимается равной — 5—3° C.



39. Продолжительность замораживания воды

VII. Прочие потери холода (открывание крышки льдогенератора и дверей в льдохранилище, электрическое освещение льдохранилища, пребывание людей в льдохранилище и т. д.)

$$Q_7 = 0,2 (Q_3 + Q_6).$$

Общая суточная тепловая нагрузка на холодильную установку будет равна

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7.$$

По этой общей тепловой нагрузке подбирается холодильное оборудование льдозаводов, причём желательно не менее двух компрессоров, что обеспечивает бесперебойную работу и поддержание требуемой температуры при ремонте одного компрессора.

Часовая тепловая нагрузка льдозавода равна

$$Q_0 = \frac{Q}{n_ч},$$

где $n_ч$ — суточная продолжительность работы льдозавода в час.

Подбирать компрессоры необходимо однотипные и возможно одинаковые по мощности. При подборе компрессоров отклонения от проектной производительности допускаются в ту или другую сторону на 5—10%.

При производительности льдозавода свыше 80 т необходимо устанавливать два льдогенераторных бака.

ОБОРУДОВАНИЕ ЛЬДОЗАВОДОВ

Льдогенератор. Льдогенератор представляет собой железный прямоугольный бак из листового железа; толщина стенок 6 мм и дна 8 мм. Бак делается клёпанный или сварной с продольной или поперечной перегородкой.

Для перемещения рам с формами из одного конца льдогенератора в другой в баке устраиваются продольные полки.

На льдозаводах в настоящее время для производства льда применяют в большинстве случаев испарители интенсивного действия или одноходовые кожухотрубные испарители. Эти испарители дают большую экономию в металле и занимают около 10% объёма бака,

тогда как (обычные) погружные испарительные змеевики занимают до 30%.

Размещение испарительных секций в льдогенераторном баке производится вдоль продольных стенок бака, с одной стороны или с обеих, или посередине бака в зависимости от размеров льдогенераторного бака и его производительности.

Кожухотрубные испарители могут быть расположены у торцевых стенок бака. Стенки и днище бака должны быть хорошо изолированы ($K = 0,5$).

Льдогенераторный бак сверху закрывается составной деревянной крышкой толщиной около 50—100 мм.

Мешалки. Мешалки для циркуляции раствора применяются типа гребневого винта с горизонтальной осью или с вертикальной осью. Первые размещаются у торцевой стенки бака с креплением в поперечной перегородке. Вал мешалки проходит через соответствующий сальник и имеет на конце шкив для ремённой передачи. Мешалка с вертикальной осью имеет непосредственное соединение с электромотором, устанавливаемым на крышке льдогенератора. Преимущества вертикальных мешалок по сравнению с горизонтальными: а) меньшая потребная площадь, б) отсутствие сальника и в) меньший расход энергии.

Формы для льда. Формы для льда выполняются из тонкой листовой стали толщиной 1,2—2,5 мм (табл. 40). Формы делаются в виде усечённой четырёхгранной пирамиды. Благодаря большим размерам верхнего (открытого) основания пирамиды облегчается извлечение блоков льда после оттаивания форм. Формы должны быть хорошо оцинкованы и тщательно выполнены; поверхность форм изнутри должна быть совершенно гладкой.

Прибор для наполнения форм (см. табл. 41). Прибор состоит из железного клёпаного или сварного корыта (фиг. 40), которое помещается сверху над льдогенератором. Корыто разделено поперёк перегородками на отсеки по числу форм в раме. Рядом с корытом устроен перелив, который имеет ноплавковый напорный клапан, регулирующий поступление воды в корыто. Кроме об-

Таблица 39

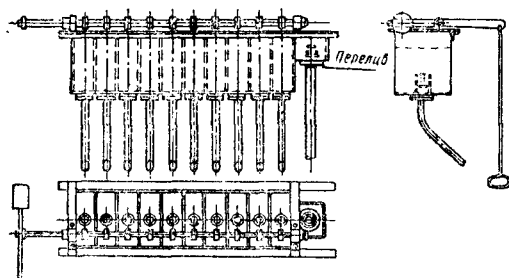
Льдогенераторные баки и их оборудование

Количество секций испарителя и поверхность секций в м ²	Общая поверхность испарит. секций в м ²	Размер бака в мм			Производит. за одну загрузку в т	Вес бака в кг	Вес блока льда в кг	Продолжит. замораживания блока льда в часах	Число мешалок	Общее число форм	Число форм в раме	Число рам	Ширина оттаивательного сосуда	Длина оттаивательного сосуда	Типы толкающих механизмов
		длина	ширина	высота											
4×15	60	10 600	3 415	1 350	10,0	10 140	12,5	8	2	800	20	40	400	2 890	Червячный
4×12,5	50	10 600	2 920	1 350	10,0	8 635	25	12	2	400	10	40	400	2 390	
4×15	60	10 600	3 965	1 350	15,0	10 845	25	12	2	600	15	40	400	3 440	
4×20	80	11 400	5 350	1 350	20,0	12 000	25	12	4	800	10	2×40	400	4 790	
6×17,5	105	10 000	7 665	1 350	25,0	14 000	25	12	4	1 020	15	2×34	400	6 880	Автоматический
8×17,5	140	11 400	7 920	1 350	30,0	16 000	25	12	4	1 200	15	2×40	400	6 880	
6×17,5	105	14 950	5 575	1 350	30,0	18 000	50	16	4	600	10	2×30	600	4 735	
6×20	120	19 250	5 620	1 350	40,0	20 000	50	16	4	800	10	2×40	600	4 795	
10×20	200	19 250	8 520	1 350	60,0	22 000	50	16	6	1 200	10	3×40	600	7 195	

Таблица 40

Формы для льда

Вес блока льда в кг	Внутренние размеры в мм				Полная высота	Толщ. в мм		Вес форм в кг
	вверху		внизу			стен- нок	льда	
	а	б	а	б				
26	190	190	160	160	1115	1,5	2,0	11,5
50	380	190	340	160	1115	1,5	2,0	17,2
100	440	220	400	180	1675	2,5	2,5	49,5
200	600	300	560	260	1675	2,5	2,5	70,4

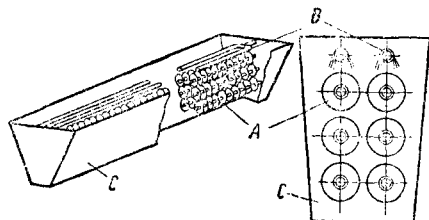


Фиг. 40. Прибор для наполнения ледовых форм водой

ицею клапана, в переливе устраиваются также клапаны в днище каждого отсека корыта, соединенные с общим горизонтальным валом, расположенным под корытом. При повороте этого вала клапаны поднимаются и вода поступает в ледовые формы. После заполнения ледовых форм водой и при обратном повороте вала клапаны садятся в свои гнезда.

На существующих льдозаводах вода обычно поступает непосредственно в наполнительный резервуар, имея температуру от 15 до 20° С.

На некоторых льдозаводах в наполнительном резервуаре С смонтированы рассольные



Фиг. 41. Резервуар с рассольными охлаждающими батареями: С — наполнительный резервуар; А — рассольные ребристые трубы; В — водопроводные трубы

ребристые или гладкие батареи А (фиг. 41), расположенные в два вертикальных ряда.

Над верхними батареями находятся две водопроводные трубы В. Вода, поступающая в резервуар наполнительного устройства, проходит по трубам В и через имеющиеся в них отверстия в нижней части разбрызгивается по поверхности ребристых батарей А, внутри которых циркулирует рассол с температурой — 14° С. Вода, соприкасаясь с охлажденной поверхностью ребристых батарей, в 2—3 мин. охлаждается до 9° С. Это устройство позволяет увеличить годовую выработку льдозавода до 10% от общей годовой производительности льдозавода.

Таблица 41

Наполнительные приборы

Формы		Основные размеры в мм			Вес в кг
количество форм в ряду	ёмкость одной формы в кг	длина	ширина	высота	
10	25	2184	475	500	515
15	25	2448	475	500	580

Оттаивательный сосуд. Сосуд (табл. 42) для оттаивания блоков в ледовых формах делается из листовой стали толщиной 4—5 мм и располагается непосредственно за льдогенератором.

Таблица 42

Оттаивательные сосуды

Формы		Основные размеры сосуда в мм			Вес в кг
количество форм в ряду	ёмкость одной формы в кг	длина	ширина	высота	
10	25	2394	400	1450	390
15	25	3440	400	1450	540
10	50	2394	600	1450	590

По размерам сосуд делается несколько больше рамы с ледовыми формами, чтобы последние могли свободно погрузиться в теплую воду.

Опрокидывающие устройства. Устройства для опрокидывания форм (табл. 43) состоят из специального жолоба и гнезд, которые поворачиваются около горизонтальной оси. При повороте жолоба вокруг своей оси на угол, больший 90°, лёд из форм выпадает на льдоскат.

Таблица 43

Опрокидывающие устройства

Формы		Основные размеры в мм		
количество форм в ряду	ёмкость одной формы в кг	длина	высота	ширина места установки формы
10	25	2360	455	180
15	25	3410	455	180
10	50	2370	490	330

Льдоскат. Льдоскат делается из досок в виде наклонной плоскости, по ширине равным льдогенератору, а по длине 1,5—1,3 м с соответствующим уклоном, но не выше 1 : 10. Блоки льда с льдоската направляются или в льдохранилище или для погрузки в вагоны, автомобили и т. п.

Пол под льдоскатом делается с уклоном к трапу (для стока воды).

Приборы охлаждения льдохранилищ. В качестве приборов охлаждения льдохранилищ применяются батареи непосредственного испарения или рассольные. Система охлажде-

ния непосредственным испарением обходится дешевле как по первоначальной стоимости самого оборудования, так и по эксплуатационным расходам.

Температура воздуха в долгосрочных льдохранилищах принимается равной от -3 до -5° , а в краткосрочных от -2 до -4° .

МЕХАНИЗАЦИЯ НА ЛЬДОЗАВОДАХ

Для обслуживания льдогенератора устанавливается кран или тельфер. Краны применяются одноmotorные или двухmotorные в зависимости от производительности льдозавода.

Перемещение льда в льдохранилище до места укладки может производиться при помощи транспортёров или наклонных плоскостей.

В льдохранилище лёд укладывается в штабели при помощи передвижного подъёмника или электропогрузчика.

Для снабжения вагонов-ледников дроблёным льдом в льдохранилище или в башне над эстакадой устанавливаются механические льдодробилки. Если льдодробилка установлена внизу, то подъём льда на эстакаду производится при помощи нории.

Если льдодробилка находится над бункером и эстакадой, то лёд из льдохранилища в льдодробилку можно подавать подъёмником или наклонным цепным транспортёром.

По эстакаде перемещение дроблёного льда для загрузки в карманы вагона обычно осуществляется тележками или ленточными транспортёрами.

В среднем на снабжение одного транзитного вагона дроблёным льдом должно затрачиваться не более одной-двух минут.

ЛЬДОЗАВОД С АБСОРБЦИОННОЙ УСТАНОВКОЙ

Льдозавод с абсорбционной установкой так же, как и с компрессионной, имеет сооружения: а) льдохранилище; б) льдогенераторное отделение; в) машинное отделение, котельную и мастерские; г) бытовые и обслуживающие помещения; д) трансформаторное здание; е) здание пожарной охраны; ж) солевых хранилище; з) материальный склад; и) сарай и дворовая уборная; к) охлаждающий пруд; л) эстакада смеханизмами для подачи льда и соли в вагоны.

Давление водяного греющего пара принимают обычно $2,5 \text{ ат}$, что соответствует температуре конденсации $+127,5^\circ \text{С}$.

Давление конденсации хладагента в конденсаторе принимают $+28^\circ \text{С}$, что соответствует давлению $11,2 \text{ ат}$.

Если принять высшую температуру раствора на $7,5^\circ \text{С}$ ниже температуры греющего водяного пара, т. е. $t_2 = 120^\circ \text{С}$, и низшую в конце абсорбции, равную $t_1 = 34^\circ \text{С}$ при работе на температуру испарения -15°С , что соответствует давлению $2,5 \text{ ат}$, то будет вполне достаточная область дегазации, которая определяет выбор льдозавода обычной схемы одноступенчатой абсорбционной холодильной установки непрерывного действия.

Тепловой расчёт абсорбционной установки (типовой)

Летний режим. Концентрация бедного раствора при $P_k = 11,2 \text{ ат}$ и $t_2 = 120^\circ \text{С}$ определяется по диаграмме $i - \xi$ для водно-аммиачного раствора

$$\xi_a = 0,25 \text{ кал/кг.}$$

Концентрация богатого раствора для $P_0 = 2,5 \text{ ат}$ и $t_1 = 34^\circ \text{С}$, учитывая переохлаждения раствора на 4°С $\xi_2 = 0,38 \text{ кг/кг}$.

Концентрация ректифицированного пара

$$\xi_d = 0,995 \text{ кг/кг.}$$

Тогда кратность циркуляции будет

$$f_1 = \frac{\xi_d - \xi_a}{\xi_2 - \xi_a} = \frac{0,995 - 0,25}{0,38 - 0,25} = 5,7 \text{ кг/кг.}$$

Зимний режим. При температуре охлаждённой воды в зимний период $+10^\circ \text{С}$ температура конденсации будет $t_k + 7^\circ \text{С}$, что соответствует давлению 8 ат . Температура охлаждающей воды $+17^\circ \text{С}$.

Температура раствора в конце абсорбции равна $+20^\circ \text{С}$; с учётом переохлаждения на 4°С , получим:

концентрацию бедного раствора

$$\xi_a = 0,18 \text{ кг/кг;}$$

концентрацию богатого раствора

$$\xi = 0,45 \text{ кг/кг.}$$

При $\xi_a = 0,995$ кратность циркуляции

$$f_2 = \frac{0,955 - 0,18}{0,45 - 0,18} = 3,02 \text{ кг/кг.}$$

Эффективность холодильной установки увеличивается при тех же параметрах пара в зимнее время примерно в 1,5 раза.

Осуществляя обычную схему с частичным отводом тепла ректификации богатым раствором (до 1 кг), можно легко получить тепловой коэффициент порядка $\eta = 0,45$.

При этом количество тепла, подводимого к генератору, составит летом

$$Q_n = \frac{Q_0}{\eta} \text{ ккал/час.}$$

Расход воды на абсорбционную установку определится так же, как и на компрессионную.

Охлаждающая вода из конденсатора обычно подаётся параллельно в абсорбер и ректификатор.

Тепловой баланс абсорбционной машины

$$Q_k + Q_0 + Q_n = Q_r + Q_a,$$

где Q_k — теплота, подведённая к ректификатору;

Q_0 — теплота, воспринятая холодильным агентом в испарителе;

Q_n — теплота, эквивалентная работе насоса аммиачного раствора;

Q_r — теплота, отведённая охлаждающей водой конденсатора;

Q_a — тепло, отведённое в абсорбере.

Холодильный коэффициент абсорбционной машины можно принять:

$$\epsilon = \frac{Q_0}{Q_k}.$$

Расчёт льдогенераторного бака, подбор испарителя и конденсатора производится так же, как и при компрессорном способе генерации холода.

Схема работы установки

Пары аммиака из абсорбера поступают в ректификатор, где они полностью освобождаются от воды; потом поступают в конденсатор, конденсируются и поступают в сборник, в газовый переохладитель, а из последнего через регулирующий вентиль в испаритель льдогенераторного бака. Из испарителя пары аммиака поступают обратно в абсорбер и т. д.

ПЕРЕДВИЖНЫЕ ЛЬДОЗАВОДЫ

Передвижные льдозаводы предназначены для снабжения вагонов-ледников на тех станциях, где нет постоянных пунктов льдоснабжения и экономически нецелесообразно строить стационарные заводы. Производительность передвижных льдозаводов от 5 до 20 т в сутки.

изоляциянными материалами, стойкими против действия влаги и дополнительно защищаемыми слоями гидроизоляции (водонепроницаемым картоном, гудронами и пр.).

Толщину изоляционного слоя δ_x стены по заданному её коэффициенту теплопередачи:

$$\delta_x = \lambda_x \left[\frac{1}{K} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_e} \right) \right],$$

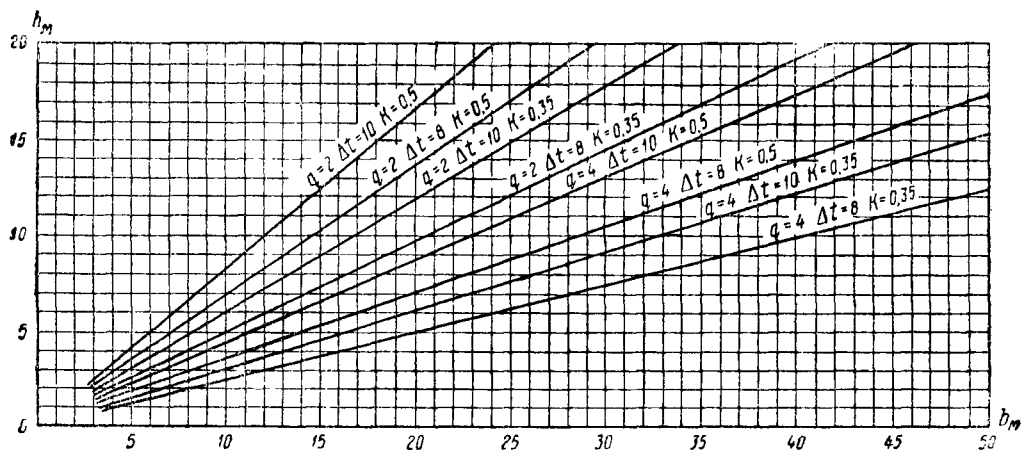
где λ_x — коэффициент теплопроводности термозолации;

K — коэффициент теплопередачи ограждения;

α_n и α_e — коэффициенты теплоперехода;

$\delta, \delta_1, \delta_2$ и δ_n — толщина отдельных слоёв ограждения в м;

λ_1, λ_2 и λ_n — коэффициенты теплопроводности отдельных слоёв ограждения.



Фиг. 42. График определения глубины промерзания грунта

В зависимости от способа получения льда и производительности льдозавода оборудование размещается в одном, двух или трёх вагонах. Главные части оборудования (двигатель внутреннего сгорания, компрессор, конденсатор, регулирующий вентиль, динамомашинка для освещения и выработки энергии для мешалки, насоса, вентилятора, распределительный щит и пр.) обычно помещаются в отдельном вагоне (вагон—машинное отделение). Льдогенераторный бак с испарителем, ледовыми формами, наполнительными устройствами, оттаивательным бачком, подъемным краном, льдоскатом и пр. размещаются в другом вагоне (вагон-льдогенератор).

ИЗОЛЯЦИЯ ЛЬДОХРАНИЛИЩ

Льдохранилища постоянного типа как при льдозаводах (охлаждаемых), так и самостоятельные (неохлаждаемые и применяемые главным образом для натурального льда) устраиваются преимущественно каркасного типа.

Каркас делается из кирпича, камня, железобетона, дерева. Стены, потолок и пол льдохранилища должны быть изолированы

Пол льдохранилища делается на шлаковом или шлакобетонном основании.

Глубина промерзания под холодильными сооружениями не совпадает с глубиной зимнего промерзания в той или иной области Союза. Её можно определить по графику (фиг. 42) или по формуле

$$H_{\max} = \frac{0,707K b \Delta t}{0,132 + 2q},$$

где K — коэффициент теплопередачи пола холодильного сооружения;

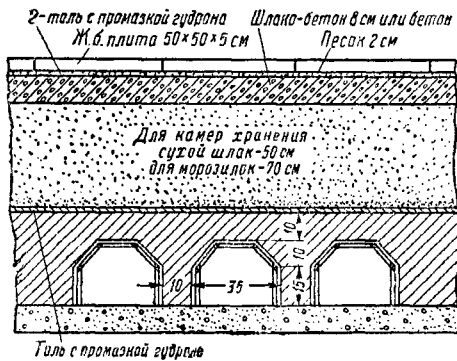
b — ширина сооружения в м;

Δt — разность температур между средней годовой температурой грунта данного района и средней температурой воздуха в льдохранилище или в камере холодильника;

q — тепловой поток в грунтах, который составляет не более 8 ккал/час м².

Если расчеты по этой формуле покажут большую глубину промерзания, то в холодильном сооружении нужно устраивать шанцевые полы (фиг. 43), т. е. полы с продухами, которые на зиму закрываются, а летом открываются для обогрева поверхности грунта наружным воздухом.

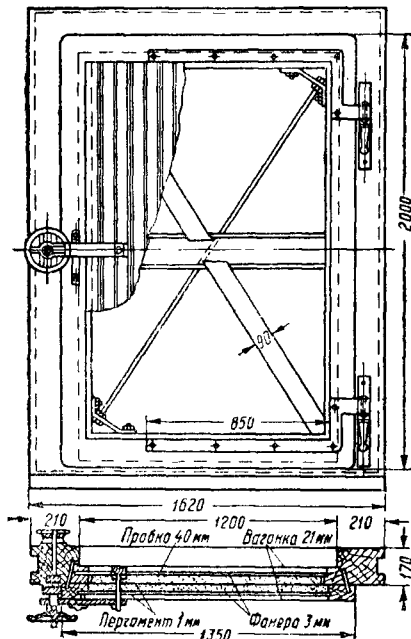
Если льдохранилище не охлаждается, то для отвода талой воды необходимо проложить по бокам льдохранилища дренажные трубы.



Фиг. 43. Пол в льдохранилище

Двери льдохранилища изолируют (шенином и др.) (фиг. 44).

Перекрытие льдохранилища состоит из ферм, обычно сегментных, с подвесным потолком по нижнему поясу, или плоские железобетонные. Первый тип перекрытия, т. е. с подвесным потолком, практичнее, так как он обычно не требует колонн.



Фиг. 44. Двери льдохранилища

Во всех случаях необходимо принимать тщательные меры против проникновения в изоляцию атмосферных осадков. При плоской крыше водонепроницаемость перекрытия достигается укладкой слоёв из рубероида по гудронной смазке. Сверх рубероида насыпается слой гравия и земли, которые прижимают гуд-

рон к изоляции и защищают её от непосредственного действия солнечных лучей. Плоская крыша засеивается травами в целях уменьшения действия солнечной радиации на перекрытия.

При перекрытии льдохранилища сегментными фермами укладывается засыпная изоляция между обшивкой и прогонами или на подвесном потолке.

ХОЛОДИЛЬНЫЕ СКЛАДЫ

Холодильные склады представляют собой специальные сооружения, в которых скоропортящиеся продукты хранятся или термически обрабатываются при низких температурах и определённой влажности воздуха.

Все холодильники по своему назначению подразделяются на следующие типы: производственно-заготовительные, сборные, перевалочные (портовые), базисные или завозные, распределительные и холодильники в местах розничной торговли или в пунктах потребления.

По способу охлаждения холодильные склады можно разделить на три группы:

- а) склады с ледяным охлаждением,
- б) склады с льдо-соляным охлаждением и
- в) склады с механическим охлаждением.

На крупных холодильных комбинатах с механическим охлаждением часто также организуют производство льда, мороженого, предварительное охлаждение плодоовощей и пр.

Экономическое обследование района должно выявить размер и сезон заготовок скоропортящихся продуктов, план поступления их на холодильник и выпуска из холодильника. Для определения ёмкости пристанционного холодильника требуется иметь перспективный план перевозки скоропортящихся продуктов с указанием количества поступающего груза на склад для хранения и сроков хранения. Средний объём, вес и нормы загрузки скоропортящихся продуктов приведены в табл. 44.

Ёмкость пристанционного холодильника

$$E = \frac{P_{cp} \cdot PZ_{cp} \cdot K_1}{100},$$

где P_{cp} — среднесуточное поступление скоропортящихся грузов на станцию;

P — процент поступления грузов на склад для хранения;

Z_{cp} — средний срок хранения грузов на складе в сутках;

K_1 — коэффициент сезонности поступления грузов на холодильник.

Ёмкость камер для замораживания

$$E_3 = P_3 Z_0,$$

где P_3 — суточное поступление груза на замораживание;

Z_0 — число дней, необходимых для замораживания.

Ёмкость камеры для оттаивания грузов

$$E_0 = P_0 Z_0,$$

где P_0 — суточное поступление груза в камеру для оттаивания;

Z_0 — число дней, необходимых для оттаивания.

Таблица 44

Средний объем, вес и нормы загрузки скоропортящихся продуктов

Скоропортящиеся продукты	Объем 1 т в м³	Вес 1 м³ в кг	Нагрузка на 1 м² гру- зовой пло- щадки склада в кг	Упаковка и способ загрузки
Мясо при охлаждении:				
а) крупный скот	—	—	180—200	Без упаковки подвесом
б) свинина	—	—	160—180	То же
в) баранина	—	—	140—150	Без упаковки подвесом в два яруса
г) кролики	—	—	200	В ящиках
Мясо при замораживании:				
а) крупный скот	—	—	200—250	Без упаковки подвесом в два яруса
б) свинина	—	—	180—200	То же
в) баранина	—	—	160—180	» »
Мясо мороженое:				
а) крупный скот целые туши	—	—	550—600	Штабелем
полутуши (поперечный раз- рез)	—	—	470—500	»
полутуши (продольный раз- рез)	2,70	400	600—650	»
четвертинки	2,70	400	600—650	»
б) свинина	2,61	450	450—500	»
в) баранина	3,0	325	400—450	»
Шпиг	—	—	700—800	
Бекон в штабелях	2,3	435	450—600	
» в ящиках	1,81	550	700—800	
Солонина в бочках	1,3—1,6	770—630	500—600	
Консервы мясные в ящиках	—	600	600—700	Ящики
Птица охлаждаемая	—	—	180—200	»
» замораживаемая	—	—	200—250	»
» мороженая	2,22	350	550—600	
Дичь	2,22	350	550—600	
Рыба парная	—	—	400—500	В бочках со льдом
» замораживаемая	—	—	75—150	На стеллаж и подвесом
» мороженая	—	300—500	550—750	В навалку, в корзинах и ящиках
» малосоленая	—	—	750—1 000	Бочки
Икра зернистая	—	—	450—700	Ящики и бочки
» паюсная	—	—	450—700	То же
Яйца	—	—	600—650	Ящики со стружками
Масло	1,20	540—650	750—850	Бочки и ящики (8—10 ряд.)
Маргарин	1,20	540—650	750—800	То же
Сыры твердые	—	—	650—750	Без упаковки на полках
» мягкие	—	—	500—600	
Молоко	—	—	300—400	В бутылках и бидонах
Фрукты	—	340	450—500	Ящики, корзины, решета
Овощи	1,31—3,02	331—687	600—700	Насыпью
Пиво	—	—	500—600	В бочках
»	—	—	400—500	В бутылках (в корзинах)
Вина и воды	—	—	550—600	В бочках и бутылках
Яичные мороженые продукты	—	340	550—650	В ящиках

Общая ёмкость холодильника

$$E_{\text{общ}} = E_x + E_z + E_d.$$

Площадь нетто холодильника

$$F_n = \frac{E_x}{q_x} + \frac{E_z}{q_z} + \frac{E_d}{q_d} + \dots + \frac{E_n}{q_n},$$

где $q_x, q_z, q_d \dots q_n$ — расчётные нагрузки на 1 м² пола (см. табл. 44).

Площадь пола брутто равна

$$F_b = F_n \cdot \alpha,$$

где α — коэффициент, учитывающий площадь коридоров, лифтов, воздухоохладителей, сортировочной и др. Его принимают от 1,20 до 1,35.

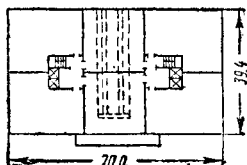
Холодильники с механическим охлаждением чаще всего строятся в виде параллелепипеда, имеющего в основании прямоугольник с отношением сторон обычно не более 1:2.

Число этажей и площадь этажа определяют в зависимости от фронта грузовых работ, величины эксплуатационных расходов по подъёму грузов на верхние этажи и других факторов.

Размеры камер в холодильниках различны: от 15—25 м² до 1 500 м² и более. Камеры площадью до 100 м² считают малыми, от 100 до 500 м² — средними и выше 500 м² — большими. При размещении камер по этажам и в пределах этажей необходимо обеспечивать прямоточное движение грузов.

В целях предупреждения промерзания грунта под холодильником необходимо в первых этажах располагать камеры с плюсовыми температурами. Высота камер обычно равна 3 м, за исключением морозилок, высота которых 4,2—4,5 м; морозилки желательно располагать на одном этаже и так, чтобы они занимали по возможности весь этаж. Камеры для замораживания и охлаждения мяса обычно располагают в первом этаже.

Ширина железнодорожных платформ 3—5 м. На фиг. 45 показан план первого этажа холодильника. Погрузочно-выгрузочные фронты расположены под вторым этажом в контуре здания холодильника. На фиг. 46, 47, 48 и 49 показаны различные типы планировок холодильников.



Фиг. 45. План холодильника

Если длина фронта погрузки и выгрузки не совпадает с длиной холодильника, то в таких случаях предусматриваются запасные пути, и по мере разгрузки порожние вагоны ставятся на них, а гружёные устанавливаются к фронту выгрузки.

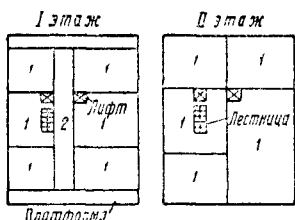
Лифты холодильников грузоподъёмностью 2 т имеют размеры кабинок 3,0 × 2,4 м,



Фиг. 46. План распределительного холодильника

шахт — 3,38 × 3,2 м. Лестничные клетки холодильников и льдозаводов имеют размеры 6 × 2,5 м.

При холодильнике кроме машинного и аппаратного отделений и мастерской необходимо иметь следующие вспомогательные помещения: а) склад для хладагентов, б) склад для смазочных масел, в) пожарное депо, г) слу-



Фиг. 47. План холодильника без коридоров в верхних этажах

жебные помещения, д) трансформаторное и другие сооружения.

Склады для хладагентов и смазки должны быть негорючие и расположены в местах, безопасных от огня. Служебные помещения располагаются рядом с холодильным складом, иногда под машинным зданием.

Конденсаторы устанавливаются на крышах машинного здания или на высоких стол-

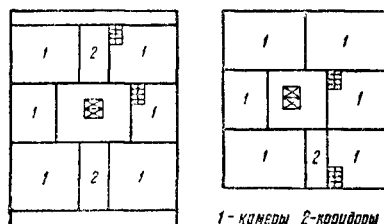
бах на сравнительно свободном участке, с тем чтобы быть доступными ветру со всех сторон.

Тепловой расчёт холодильного склада. Тепловой расчёт сводится к составлению теплового баланса всего холодильного склада в целом, т. е. выявлению всех расходов холода за сутки как по отдельным камерам, так и по другим элементам, входящим в состав общего теплового баланса.

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4,$$

где Q_0 — общий суточный расход холода;

Q_1 — потери холода через полы, потолки и стены холодильника;



Фиг. 48. План холодильника с расположением лифтовой клетки в центре помещения

Q_2 — расход холода на замораживание продуктов;

Q_3 — потери холода на вентиляцию камер;

Q_4 — потери холода на поглощение тепла от освещения камер, пребывания в них людей, открывания дверей и другие потери.

Соотношение между отдельными составными частями теплового баланса может быть самым разнообразным в зависимости от назначения холодильника.

Порядок выполнения теплового расчёта сводится к следующему:

а) составление теплового баланса для каждой отдельной камеры;

б) составление общего теплового баланса всего холодильника на основе отдельных покамерных тепловых балансов.

Для составления теплового расчёта необходимо иметь следующие данные:

а) коэффициент теплопередачи наружных стен, перегородок, внутренних стен, междуэтажных перекрытий;

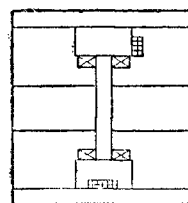
б) размер отдельных камер;

в) температуру и относительную влажность воздуха, кратность вентиляции в сутки по отдельным камерам;

г) покамерное суточное поступление продуктов;

д) температуру продуктов при поступлении на холодильник и после охлаждения;

е) продолжительность охлаждения;



Фиг. 49. План холодильника с расположением лифтовых клеток у погрузочно-выгрузочных платформ

Таблица 46

Оптимальные температуры в камерах, влажности воздуха и ориентировочные сроки хранения продуктов

Наименование продуктов	Температура в °С		Влажность в %	Вентиляция в камерах в сутки	Ориентировочный срок хранения продуктов
	от	до			
Охлаждённое мясо и птица	0	-1	85	1-4	1-25 суток
Моложёное мясо, птица и субпродукты	-18	-10	85-100	0-2	10-12 мес.
Векон	-2	0	75-80	1-2	3-4 мес.
Копчёности и солонина	-5	0	75-85	0-1	-
Морожёная рыба	-18	-10	100-95	0-1	4-6 мес.
Солёная рыба и икра	-4	-2	85-90	1-2	-
Рыбные консервы	0	+1	80-85	0-1	12 мес.
Масло сливочное (долгосрочного хранения)	-10	-8	100	1-2	7-10 мес.
Масло сливочное (краткосрочного хранения)	-1	0	75-80	1-2	-
Маргарин	-8	-10	100	0-1	-
Молоко, сливки, свежие, сметана, творог, брынза	0	+1	80-85	0-1	1-2 мес.
Сыры твёрдые	+2	+4	75-85	1-2	-
Яйца	-1	+0,5	88-85	2-4	6-8 мес.
Яблоки, груши, абрикосы, персики, ягоды, виноград	-1	+8	85-90	1-4	6-8 мес.
Арбузы, дыни, консервы фруктовые и овощные	+1	+8	85-90	1-2	То же
Капуста белокочанная	-2	0	80-90	2-4	*
* цветная	0	+2	75-80	2-4	*
Картофель	+2	+3	90-85	2-4	*

Таблица 45

Удельный вес, содержание воды, теплоёмкость, теплота затвердевания и температура замораживания скоропортящихся продуктов

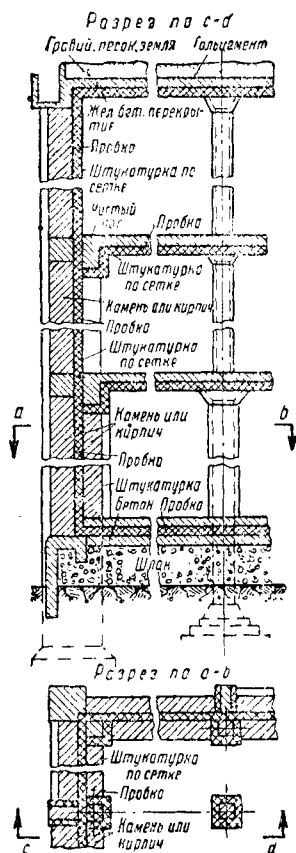
Пищевые продукты	Удельный вес	Содержание воды в %	Теплоёмкость продуктов при температурах		Теплота затвердевания в кал/кг	Температура замораживания в °С
			выше 0°С	ниже 0°С		
Мясо говяжье тощее	0,96	70-75	0,76	0,41	56	От 0,6 до 1,2
» упитанное	0,97	50	0,60	0,35	40	-
Телятина	0,98	63	0,70	0,35	32	-
Свинина улитанная	0,94	40-47	0,52	0,32	60	От 0,6 до 2
Рыба тощая	0,95	75-80	0,80	0,43	48	-
» жирная	-	60	0,68	0,38	34	-
Икра	-	50-56	0,70	0,31	56	-2,8
Яйца	1,03	70	0,76	0,41	-	-
Яичный меланж (смесь желтка и белка замороженная)	1,03-1,04	-	0,82	-	-	-
Масло сливочное	0,94-0,95	10-15	0,64	0,30	12	-
» топленое	-	1	0,60	0,35	-	-
Сыр тощий	-	50	0,60	0,35	-	-
» жирный	-	30	0,44	0,29	-	-
Сметана	-	57-73	0,68	0,32	-	-
Творог	-	80	0,70	0,45	-	-
Сливки	0,95-1,0	75	0,85	0,50	48	-
Молоко	1,02-1,03	87-88	0,94	0,60	70	-0,5
» сгущённое	1,285	-	-	-	-	-
Сало	0,91-0,94	1	0,60	0,40	-	-
Масло растительное	0,91-0,94	-	0,47	0,35	-	-
Фрукты	0,88-0,92	75-90	0,8	-	60-72	От 0,4 до 3,4
»	0,88-0,92	-	0,9	0,4-0,5	60-72	-
Овощи и зелень	0,88-0,94	75-90	0,8	0,4-0,5	60-72	-
»	0,88-0,94	-	0,9	0,4-0,5	60-72	-
Картофель	-	75	0,80	0,42	78	-
Пиво	-	91	0,95	-	78	-
Вина	0,991-1,051	95-99	0,99	-	-	-

Коэффициент теплопроводности некоторых пищевых продуктов следующий: мясо тощее—0,478, мясо пылат—0,352, рыба—0,327, яйцо (желанж)—0,25, жир животных—0,129, сало топленое—0,127.

СТРОИТЕЛЬНЫЕ И ИЗОЛЯЦИОННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ СКЛАДОВ

Строительные конструкции холодильных складов в большинстве случаев представляют собой железобетонную «этажерку», обёрнутую непрерывным слоем изоляции, к которой примыкает наружная оболочка в виде кирпичной или каменной стены (фиг. 51).

Изоляция наружных стен холодильных сооружений должна быть непрерывной. На-



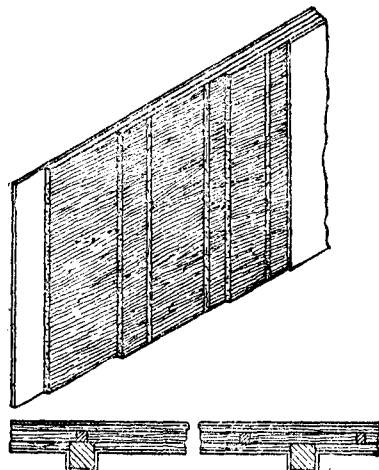
Фиг. 51. Конструкция каркасной стены холодильника

личие «тепловых мостиков» ухудшает качество изоляции, так как благодаря им она промерзает и увлажняется.

Для изоляции холодильников применяют в настоящее время главным образом торфолеум, камышит, пенобетон, шлаки, туф и др. Переборки в холодильниках устраиваются из камышита в несколько слоёв (фиг. 52).

Междуэтажные перекрытия холодильников устраиваются грибовидные безбалочные, имеющие ряд преимуществ по сравнению с другими типами. Изоляция перекрытий укладывается сверху или приклеивается снизу. При укладке изоляции сверху, т. е. поверх пола, под действием нагрузки некоторые изоляционные материалы могут трескаться и рассыпаться. При подклейке изоляционных слоёв к потолку снизу срок службы изоляции удлиняется, но ремонт её более затруднён.

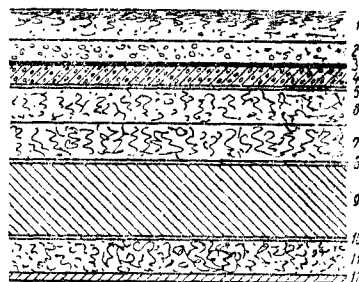
Крыши холодильников (фиг. 53) так же, как и льдохранилищ, при льдозаводах в большинстве случаев плоские, т. е. без чердачных помещений. Кровли этих крыш, как правило, руберойдные. Если изоляция прикрепляется к потолку снизу, то руберойд укладывается непосредственно на перекрытие, т. е. на железобетон.



Фиг. 52. Перегородки

Устройство полов на холодильниках является одним из важных вопросов холодильного строительства. Конструкции полов холодильника показаны на фиг. 54.

Из всех конструкций полов холодильных сооружений в данное время заслуживают внимания с точки зрения борьбы с промерзанием грунта шанцевые полы (фиг. 55).



Фиг. 53. Кровля: 1—растительная земля 80 см; 2—крупный гравий 6 см; 3—руберойд 3 мм; 4—шлакобетон 5 см; 5—руберойд 2 мм; 6—изоляция 6 см; 7—изоляция 6 см; 8—руберойд 2 мм; 9—железобетонное перекрытие 16 см; 10—гудрой; 11—изоляция 6 см; 12—цементная штукатурка 12 мм

ЛЕДНИКИ

Ледники бывают наземного (фиг. 56) и подземного типа. Лёд в ледниках располагается у стен или сверху помещения. Размещение льда у стен обеспечивает нормальную циркуляцию воздуха. Размещение льда сверху лучше обеспечивает циркуляцию воздуха по всей части камеры, в которой хранятся продукты.

При льдосоляном охлаждении поверхность баков

$$F = \frac{Q_{об}}{24 \cdot K (t_k - t_c)},$$

где K — коэффициент теплопередачи металлической поверхности бака, принимаемый около $8-10 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$;

t_k — заданная температура камеры;

t_c — температура охлаждающей смеси (приблизительно на $5-8^\circ\text{C}$ ниже температуры камеры);

$Q_{об}$ — максимальный суточный расход холода для данного склада.

ПУНКТЫ ЛЬДОСНАБЖЕНИЯ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

Размещение льдопунктов

Льдопункты для снабжения вагонов-ледников по пути следования льдом и солью по роду работы разделяются на местные, обслуживающие погрузку скоропортящихся грузов своей станции и соседних станций, и льдопункты, обслуживающие транзитный поток скоропортящихся грузов.

Расстояние L между транзитными льдопунктами:

$$L = \frac{0,4 G D v_m}{K_p \cdot F_p \cdot (t_1 - t_2) A},$$

где G — полный вес льда и соли в карманах вагона-ледника;

D — количество тепла, поглощаемое при 1 кг льдосоляной смеси;

v_m — заданная маршрутная скорость;

K_p — расчётный коэффициент теплопередачи кузова вагона-ледника ($0,4$ до $0,5 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$);

F_p — поверхность кузова вагона-ледника в м^2 ;

t_1 и t_2 — разность между температурой наружного воздуха и воздухом внутри вагона-ледника;

A — коэффициент, учитывающий солнечную радиацию и другие тепловые потери, равный $1,3$.

Льдопункты на станциях должны размещаться так, чтобы приём и отправление «холодных» поездов производился непосредственно к льдозастаке с любых направлений, чтобы подача и уборка поезда и отдельных вагонов не нарушали общего технологического процесса работы станции. Льдопункты должны располагаться недалеко от места погрузки скоропортящихся грузов и иметь удобную путевую связь с холодильниками, мясными и рыбными комбинатами и пр.

Льдопункты, предназначенные для обслуживания транзитных групп вагонов-ледников и холодных поездов, располагаются справа по направлению главного грузопотока скоропортящихся грузов во избежание пересечения главных путей и в целях наибольшего сокращения станционных маневровых работ.

При наличии значительного потока скоропортящихся грузов, идущих в обратном направлении, необходимо запроектировать путевое соединение так, чтобы можно было обслуживать оба потока одним льдопунктом.

Если это вызывает затруднения в маневровой работе, то устраивают дополнительные льдопункты для обслуживания потока скоропортящихся грузов и в обратном направлении.

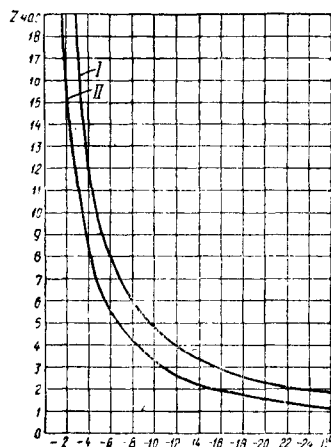
Полезная длина путей на льдопунктах проектируется равной длине холодных поездов, обращающихся на данном направлении.

Участок, отводимый на станции под льдопункт, должен быть незаболоченным и вдали от свалочных мест.

Заготовка естественного льда

Естественный лёд для нужд хладопорта заготавливается следующими способами:

- а) намораживанием,
- б) доставкой из водоёмов,
- в) комбинированным (намораживание и доставка из водоёмов).



Фиг. 57. График скорости замораживания воды

Из всей заготовки естественного льда на железных дорогах СССР около $75-80\%$ заготавливается послойным намораживанием. При этом способе лёд представляет собой сплошной монолит и лучше сохраняется, чем лёд, уложенный кусками часто неправильной формы. Лёд, заготавливаемый послойным намораживанием, стоит в $8-10$ раз дешевле по сравнению со льдом, вывезенным из водоёмов.

На льдопунктах устраивается водопроводная сеть достаточной мощности с таким расчётом, чтобы колонки по фронту льдохранилища могли обеспечить площадь, достаточную для намораживания льда, примерно в $600-700 \text{ м}^3$ на одну колонку. Расстояние между колонками зависит от ширины основания льдохранилища и равняется примерно $50-60 \text{ м}$.

Интенсивность послойного намораживания льда зависит от температуры воды и воздуха, скорости движения воздуха над площадью замораживания, жёсткости воды и толщины наливаемого слоя.

На фиг. 57 показаны кривые скорости замораживания 1 см воды в зависимости от температуры воздуха t . Первая кривая получена при скорости движения воздуха над площадкой замораживания 1 м/сек и тем-

пературе воды 3—5° С. Вторая кривая получена при скорости движения воздуха 3 м/сек и температуре воды 2—3° С. Эти кривые удовлетворяют уравнению

$$z = at^{-b},$$

где z — продолжительность замерзания 1 см слоя воды в часах;

a и b — коэффициенты, зависящие от скорости движения воздуха над площадкой замораживания, от жесткости и температуры замораживания воды;

t — температура воздуха с обратным знаком.

Толщина одновременно наливаемого слоя воды в зависимости от температуры наружного воздуха колеблется от 1 до 3,5 мм.

На некоторых льдопунктах полив воды для намораживания льда механизирован при помощи дождевальных установок.

Определение объема заготовки льда

На основе плана перевозок определяется количество вагонов-ледников, проходящих данный льдопункт транзитом в течение года и подлежащих снабжению льдом, количество

бующих первоначальной набивки льдом;

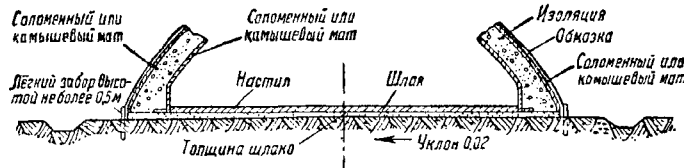
g_1 — количество льда в m для первоначальной набивки вагона-ледника; у существующих в данное время вагонов-ледников на дорогах СССР в карманы помещается льда: 2,5—3 m двухосных вагонов и 4—4,5 m , 6,5 m — четырехосных;

Σg_1 — суммарное количество льда за сезон в m , потребное для прочих нужд самой станции;

p — коэффициент, учитывающий таяние льда. Величина p зависит от изоляции ледяных бунтов, температурных условий данной местности, способов льдоснабжения и пр. Для северной полосы СССР таяние льда принимается 10—15%, а для южной — 15—20%.

При хранении льда в постоянных охлаждаемых льдохранилищах, т. е. при льдозаводах, $p \approx 0$.

Объем заготовок принято выражать в кубометрах. Объемный вес льда, уложенного в бунт, принимается равным 0,83 m^3 .



Фиг. 58. Основание безбортового льдохранилища

вагонов местной погрузки, включая вагоны, загружаемые на близко расположенных станциях, где нет пунктов льдоснабжения.

Кроме того, определяется количество льда, необходимое для прочих нужд станции (охлаждение молочных камер, для станционных буфетов, вагонов-ресторанов, железнодорожных столовых, больниц и др.).

Общее количество льда, подлежащее заготовке на год на данном льдопункте

$$G_2 = \frac{n g + n_1 g_1 + \Sigma g_2}{1 - p},$$

где n — количество вагонов-ледников, проходящих транзитом в течение года через данный льдопункт и подлежащих льдоснабжению;

g — количество льда в m , затрачиваемое на пополнение одного транзитного вагона-ледника. (Норма расхода льда для отдельных льдопунктов зависит от климатической зоны, в которой расположен данный льдопункт, и от времени пробега холодных поездов от ближайших льдопунктов до данного льдопункта; в среднем расход льда на пополнение равняется не более $\frac{1}{3}$ емкости карманов вагонов-ледников);

n_1 — количество вагонов-ледников, отправляемых в течение года с данного пункта льдоснабжения и тре-

Льдохранилища естественного льда

Расчет временного льдохранилища, в котором укрытие его ежегодно по мере расходования льда разбирается, сводится к определению площади основания, размеры которого зависят от количества заготавливаемого льда и норм укладки его на 1 m^2 основания. Практически установлено, что на 1 m^2 основания укладывается от 3 до 4,5 m^3 льда. Эта величина зависит от высоты укладки льда в бунт и от конфигурации его в поперечном разрезе.

Зная количества льда V , m^3 , которое необходимо заготовить, определяют площадь временного льдохранилища

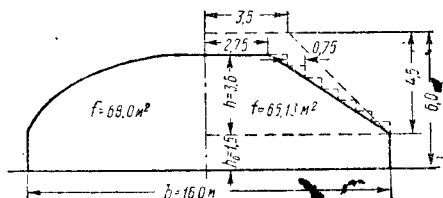
$$F_1 = \frac{V}{q},$$

где q — норма укладки льда на 1 m^2 льдохранилища.

Выбрав ширину льдохранилища, определяют его длину L .

Льдохранилища временного типа (открытые бунты) по своей конструкции бывают безбортовые (фиг. 58), с двойными бортами (заборами) и одинарными бортами высотой 1,5—1,6 м. Борты представляют собой ряд стоек из пластин или старых шпал, вкопанных в землю на расстоянии друг от друга по периметру в 1,5—1,8 м. Стойки обшиваются горбылями или досками. Между двойными стенками (бортами) двухбортного льдохрани-

лища засыпается шлак. Толщина двухбортной стенки от 0,8 до 1 м. Льдопункт имеет форму усечённой пирамиды (правая часть фиг. 59). При высоте льдобунта 6 м ширина верхней площадки 7 м, а при высоте 4,5 м ширина верхней площадки 5,5 м.



Фиг. 59. Сечение льдобунта

Облицовка ледяных бунтов производится путём частичного скалывания уступов по мере их образования во время намораживания. Лёд, поступающий от сколки уступов, разбрасывают по поверхности ледяного поля, выравнивают и поливают водой.

Если при намораживании борта ставятся под углом, то необходимость в скалывании уступов отпадает. Когда ледяной массив наморожен до нужной высоты, приступают к завершению бунта. Бунт должен получить по возможности овалынные очертания; поверхность его должна быть ровной; до высоты примерно в 1 м от земли боковая поверхность бунта должна образовывать с поверхностью основания прямой угол. Этим достигается более прочное положение того укрытия бунта, которое будет произведено для сохранения льда.

Лёд во временных льдохранилищах укрывается древесными опилками. В районах с большими атмосферными осадками или с сильными ветрами на опилки укладывают соломенные или камышковые маты. Можно укрывать лёд соломой, но это укрытие требует очень тщательного ухода во время эксплуатации — быстрого исправления просадок, своевременной смены сгнившей соломы в местах просадок и др.

Таблица 47
Расход материалов для укрытия

Наименование укрыточных материалов	Толщина укрытия в м	Расход укрыточных материалов на 1 м³ льда
Древесные опилки	0,50	0,25 м³
	0,60	0,30 »
	0,70	0,35 »
	0,75	0,40 »
Солома	0,50	18 кг
	0,60	22 »
	0,70	25 »
	0,75	30 »

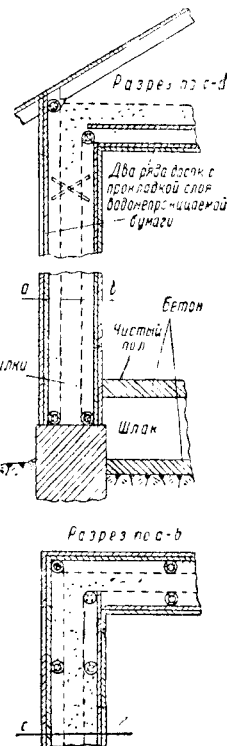
Потребность в соломенных матах при укладке их в два слоя (один слой на лёд, другой поверх изоляции) на 1 м³ льда составляет 0,96—0,98 м², при укладке в один слой 0,5 м². Потребность глины на 1 м³

льда при толщине обмазки 5 см составляет 30 кг. Расход материалов см. табл. 47.

Пол, стены и потолок постоянного льдохранилища хорошо изолируются термоизоляционными материалами для уменьшения потерь льда на таяние при его хранении.

Деревянные льдохранилища в большинстве случаев устраиваются каркасного типа, т. е. из двух рядов вертикальных стоек, связанных между собой брусками и обшитых с обеих сторон досками. Промежутки между обшивками заполняются изоляционными материалами (фиг. 60) но возможности местными (древесная стружка, опилки, торф, зола, ил, солома, камыш и т. д.).

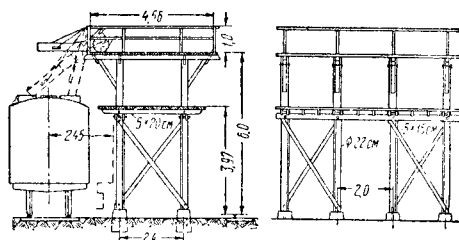
Полы льдохранилищ могут быть сливные или поглощающие. В сливных талая вода стекает по водонепроницаемой поверхности наклонного пола к сборному колодцу и направляется в сточную трубу. В поглощающих полах талая вода воспринимается всей площадью пола, передаётся дренающему слою и затем уходит в грунт или отводится трубами.



Фиг. 60. Постоянное льдохранилище

Оборудование пунктов льдоснабжения

Эстакады для льдоснабжения по своей конструкции бывают деревянные (фиг. 61), железобетонные и смешанные.



Фиг. 61. Схема двухъярусной эстакады экипировки вагонов-ледников

Эстакады располагаются вблизи и вдоль льдохранилища. Эстакады при льдохранилищах открытого типа имеют сходни (наклонные плоскости с уклоном 1:3).

По характеру обслуживания вагонов-ледников эстакады бывают прилонные, односторонние и островные.

Односторонние эстакады устраиваются на всех льдопунктах, где имеется один путь для льдоснабжения вагонов-ледников.

Эстакады островного типа устраиваются преимущественно на транзитных льдопунктах с большим объемом работы. Они располагаются между двумя смежными путями с таким расчетом, чтобы можно было производить льдоснабжение вагонов-ледников одновременно на обе стороны.

Длина эстакады строится равной длине холодного поезда, проходящего на данном направлении.

Ширина эстакады зависит от способа механизации льдоснабжения вагонов-ледников и колеблется от 3 до 5 м.

Раньше построенные односторонние эстакады на наших железных дорогах имеют высоту 4,2 м, рассчитанную на ручное льдоснабжение вагонов-ледников.

На вновь открываемых и реконструируемых льдопунктах строятся эстакады высотой 5 м и более в зависимости от выбранного способа механизации льдоснабжения вагонов-ледников.

Для подачи льда на эстакаду применяются нории, подъемники, тельферы, пластинчатые и ленточные транспортёры, закрытые цепные транспортёры и другие механизмы.

Для перемещения дроблёного льда по эстакаде, кроме тележек, можно применять ленточные транспортёры с передвижными сбра-сывателями льда, цепные транспортёры и другие типы механизмов. Для выколки льда из бунта и одновременно для дробления льда применяются иногда пневматические или электроотбойные молотки.

Для хранения соли на льдопунктах устраиваются дощатые сараи ёмкостью на 2—3 месяца единовременного запаса соли. Норму загрузки соли на 1 м² солехранялища обычно принимают до 2 500 кг; в целях экономии площади на льдопунктах солехранялища устраиваются под эстакадой.

Солехранялища оборудуются механизмами для подачи соли на эстакаду (нориями, подъемниками и др.). Кроме этих сооружений, на льдопункте устраиваются помещения для рабочих, сушилки для прозодежды и брезентовых рукавов, контора, сарай для хранения инструментов и другого инвентаря.

Для обеспечения пожарной безопасности льдопункты оборудуются пожарным инвентарём, а в отдельных местах их устанавливают бочки с водой и ящики с песком. В местах хранения изоляционных материалов устанавливаются в достаточном количестве огнетушители.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Барибан А. Л., Демьянков Н. В. Холодильное дело на железнодорожном транспорте. Трансжелдориздат, Москва, 1938, с. 240.
2. Демьянков Н. В. Организация грузовой работы на железнодорожном транспорте. Хладооттранспорт. Трансжелдориздат, Москва, 1947, с. 276.
3. Комаров Н. С. Холод. 4 изд., М. Пищепромиздат, 1950, с. 571.
4. Левин И. И., Гкачев А. Г., Розенфельд Л. М. Холодильные машины. Пищепромиздат, 1939, Ленинград, с. 253.
5. Левенсон С. Д., Мартыновский В. С. Судовые холодильные установки, Изд. «Морской Транспорт», 1948, Ленинград.
6. Машиностроение. Энциклопедический справочник, т. 12 (главы XIII—XVI, с. 107). Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1948, с. 716, Москва.
7. Маталасов С. Ф., Потапов В. П. Перевозка скоропортящихся грузов. Трансжелдориздат, 1947, с. 179, Москва.
8. Планк Р. П., Куприянов И. Я. Домашние холодильные машины и мелкие промышленные холодильные установки. Пищепромиздат, 1937, с. 211, Москва.
9. Правила испытания компрессионных холодильных машин. Гормашпроект, 1937, с. 71.
10. Сердюков А. В. Методы номограмм в теплотехнических расчетах холодильных сооружений. Пищепромиздат, 1948, Москва, с. 155.
11. Справочник по термоизоляции. М., Стройиздат, 1949, с. 488.
12. Технология хранения скоропортящихся продуктов на холодильниках. Сборник инструкций Министерства мясной и молочной промышленности СССР, 1947, с. 214, Москва.
13. Цыдзик В. Е., Бармин В. П., Вейнберг Б. С. Холодильные машины и аппараты. Машгиз, 1946, с. 672, Москва.

ГЕОДЕЗИЯ



ВВОДНЫЕ СВЕДЕНИЯ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОДЕЗИИ

Геодезия — прикладная математическая наука, которая изучает земную поверхность в геометрическом отношении и даёт методы её изображения на бумаге.

При трассировании железнодорожной магистрали* на значительном протяжении необходимо учитывать кривизну земли, уметь наносить на карту или фотоплан «прямое направление», т. е. направление оси дороги между двумя точками, расположенными на земной поверхности и находящимися на различных расстояниях друг от друга.

При трассировании линий и разбивке сооружений инженеру приходится не только пользоваться теодолитом (тахеометром), нивелиром, анероидом, планами в горизонталях, профилем, фотопланом (аэроснимками), но и уметь самому производить съёмки на местности.

Выбор вида и масштаба съёмки при инженерных изысканиях решается с учётом точности и срока выполнения работы.

ФИГУРА ЗЕМЛИ И ЕЁ ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Под фигурой Земли понимают такую замкнутую уровенную поверхность, которая во всех своих точках нормальна к направлению силы тяжести. Эту поверхность называют поверхностью геоида.

Результаты геодезических измерений, выполненных на земной поверхности, приводятся к поверхности геоида, который, по практическим соображениям, заменяют референц-эллипсоидом, т. е. таким эллипсоидом, размеры и ориентирование которого в земном теле установлены специальными исследованиями, а его поверхность в пределах территории государства близка к поверхности геоида.

При изысканиях и проектировании железнодорожных магистралей значительного протяжения приходится пользоваться геодезической линией, т. е. кратчайшим расстоянием между точками на поверхности эллипсоида или шара.

При решении ряда практических вопросов Землю принимают за шар с радиусом

$R = 6371,11$ км (по Красовскому), а геодезическую линию на эллипсоиде заменяют дугой большого круга (ортодромой). Окружность большого круга Земли равна (приблизительно) 40 180 км. Длина дуги одного градуса меридиана в средних широтах $\varphi^\circ = 45^\circ$ равна (приблизительно) 111 км.

До 1946 г. в СССР результаты геодезических работ приводились к поверхности эллипсоида, размеры которого (большая полуось $a = 6\,377\,397$ м, сжатие $\alpha = 1:299,2$) были вычислены в 1841 г. В настоящее время для геодезических работ, выполняемых на территории Советского Союза, приняты размеры референц-эллипсоида, выведенные проф. Ф. Н. Красовским:

большая полуось

$$a = 6\,378\,245 \text{ м},$$

сжатие

$$\alpha = 1:298,3.$$

В СССР введена единая система геодезических координат и высот:

а) начало координат — центр Круглого зала Пулковской астрономической обсерватории с данными:

геодезическая широта

$$B_0 = 59^\circ 46' 18'', 55,$$

геодезическая долгота

$$L_0 = 30^\circ 19' 42'', 09,$$

геодезический азимут Пулково-Бугры

$$A_0 = 121^\circ 40' 38'', 79;$$

б) исходный уровень высот — нуль Кронштадтского футштока (Балтийское море).

Высота геоида над поверхностью референц-эллипсоида $h_0 = 0$.

При измерении небольших расстояний (до 20 км) на земной поверхности их проектируют на горизонтальную плоскость.

Ошибки от влияния кривизны земли в горизонтальном Δl и в вертикальном Δh положениях точек, происходящие от замены дуги уровенной поверхности земли её проекцией на горизонтальную плоскость, вычисляются по формулам:

$$\Delta l = -\frac{l^3}{12R^2}, \quad (1)$$

$$\Delta h = \frac{l^2}{2R}, \quad (2)$$

* Подробно см. ТСЖ, т. III, раздел «Проектирование железных дорог».

где l — длина дуги между двумя точками земной поверхности;

R — радиус Земли.

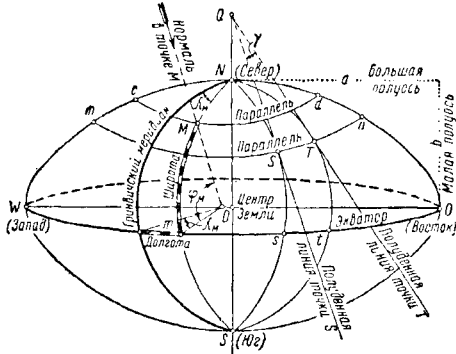
Значения этих ошибок приведены в табл. 1 ($R = 6370$ км).

Таблица 1
Значения ошибок Δl и Δh

Расстояние l в км	Ошибки Δl в горизонтальных расстояниях в м	Ошибки Δh в высотах в м
50	0,260	196,28
20	0,016	33,41
10	0,002	7,85

ОСНОВНЫЕ ТОЧКИ И ЛИНИИ НА ЗЕМНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

На фиг. 1 показаны основные точки и линии на земной поверхности, которыми пользуются в геодезии.



Фиг. 1. Основные точки и линии на земной поверхности

Экватор и Гринвичский меридиан — основные линии, от которых ведётся счёт географических координат (φ° — широта, λ° — долгота).

Таблица 2
Значения длины одного градуса меридиана и параллели

Широта φ°	0	20	40	60	80
Длина 1° параллели в км . . .	111,3	104,6	85,4	55,8	19,4
Длина 1° меридиана в км . . .	110,6	110,7	111,0	111,4	111,7

Широта φ_M точки M — угол между нормалью в данной точке и плоскостью экватора.

Северные и южные широты сопровождаются соответственно знаками плюс и минус.

Долгота λ_M точки M — угол между плоскостями меридианов — Гринвичского и точки M .

Восточные и западные долготы сопровождаются соответственно знаками плюс и минус.

Сближение меридианов γ' — угол между полуденными линиями двух точек S и T , расположенных на одной параллели mn . Принимая Землю за шар, сближение меридианов можно вычислить по формуле

$$\gamma' \approx \Delta\lambda \cdot \sin \varphi, \quad (3)$$

где $\Delta\lambda$ — разность долгот двух точек, находящихся на одной параллели. Приближенные значения (в минутах) сближений меридианов двух точек с разностью долгот $\Delta\lambda = 1^\circ$ приводятся в табл. 3.

Таблица 3
Приближенные значения сближения меридианов

Широта φ°	40	50	60	70
Сближение меридианов γ'	38,6	46,0	52,0	55,4

ОШИБКИ И ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ

Ошибки измерений

Результаты измерений на местности, плане (карте), профиле и фотоснимке всегда сопровождаются ошибками.

При измерениях могут быть ошибки: грубые, систематические и случайные.

Грубые ошибки по своей величине больше ошибок, допускаемых теорией и техническими инструкциями. На практике грубые ошибки выявляют или путём повторных измерений одной и той же величины или путём сравнения результатов измерений с контрольными формулами. Грубые ошибки из измерений должны быть исключены.

Систематические ошибки действуют на результат измерений или по строго определённом закону или остаются постоянными. Значения этих ошибок могут быть определены как по знаку, так и по абсолютной величине. Систематические ошибки могут быть: инструментальные (например, если визирная ось трубы нивелира не параллельна оси цилиндрического уровня), ошибки среды (например, от влияния на результат измерений температуры, рефракции), личные ошибки, зависящие от несовершенства органов чувств наблюдателя. Систематические ошибки определяются из специальных наблюдений. Поправки за систематические ошибки вводят в результаты измерений с учётом их знака или их исключают соответствующим методом наблюдений.

Случайные ошибки происходят от влияния на результат измерений таких причин, которые с трудом учитываются. Случайные ошибки, характеризующие точность результатов измерений, определяются по формулам теории ошибок.

Оценка точности результатов измерений

При оценке точности результатов измерений различают измерения **равноточные** (измерения в одинаковых условиях) и **неравноточные** (измерения в неодинаковых условиях).

Формулы для оценки точности измерений

Обозначения:

x — истинное значение измеряемой величины;
 x_0 — вероятнейшее значение (среднее арифметическое из результатов измерений) измеряемой величины;
 $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ — отдельные измерения одной и той же величины;
 $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \dots, \Delta_n$ — истинные ошибки измеряемой величины;
 $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \dots, \delta_n$ — вероятнейшие ошибки (разности между средним арифметическим и отдельными измерениями) измеряемой величины;
 $|\Delta_1|, |\Delta_2|, |\Delta_3|, \dots, |\Delta_n|$ — абсолютные значения ошибок;
 $p_1, p_2, p_3, \dots, p_n$ — веса измеренных величин ($p = \frac{C}{m^2}$, где C — произвольное число, выбранное для данного ряда измерений, m — средняя квадратическая ошибка измерения);
 n — число измерений;
 $[]$ — сумма соответствующих величин.

Равноточные измерения. Средняя ошибка

$$t = \frac{[|\Delta|]}{n}. \quad (4)$$

Средняя квадратическая ошибка m одного измерения по истинным значениям ошибок:

$$m = \pm \sqrt{\frac{[\Delta^2]}{n}}. \quad (5)$$

Средняя квадратическая ошибка M арифметической середины:

$$M = \pm \frac{m}{\sqrt{n}}. \quad (6)$$

Средняя квадратическая ошибка m одного измерения по вероятнейшим значениям ошибок:

$$m = \pm \sqrt{\frac{[\delta^2]}{n-1}}. \quad (7)$$

Средняя квадратическая ошибка M арифметической середины:

$$M = \pm \sqrt{\frac{[\delta^2]}{n(n-1)}}. \quad (8)$$

Сумма вероятнейших ошибок равноточных измерений:

$$[\delta] = 0. \quad (9)$$

Вероятнейший результат x_0 равноточных измерений:

$$x_0 = \frac{[a]}{n}. \quad (10)$$

Неравноточные измерения. Средняя квадратическая ошибка μ измерения с весом, равным 1.

$$\mu = \pm \sqrt{\frac{[p\Delta^2]}{n}} = \pm \sqrt{\frac{[p\delta^2]}{n-1}}. \quad (11)$$

Сумма произведений вероятнейших ошибок на их веса:

$$[p\delta] = 0. \quad (12)$$

Вероятнейший результат x_0 неравноточных измерений:

$$x_0 = \frac{[pa]}{[p]}. \quad (13)$$

Средняя квадратическая ошибка M общей арифметической середины:

$$M = \pm \frac{\mu}{\sqrt{[p]}} = \pm \sqrt{\frac{[p\delta^2]}{[p](n-1)}}. \quad (14)$$

Вес P общей арифметической середины:

$$P = [p]. \quad (15)$$

Средние квадратические ошибки m_y и веса p_y функций измеренных величин. Функция с постоянным множителем вида $y = kx$:

$$m_y = km_x; \quad (16)$$

$$\frac{1}{p_y} = \frac{k^2}{p_x}. \quad (17)$$

Функция суммы (разности) двух величин $y = x \pm z$:

$$m_y = \pm \sqrt{m_x^2 + m_z^2}, \quad (18)$$

$$\frac{1}{p_y} = \frac{1}{p_x} + \frac{1}{p_z}. \quad (19)$$

Функция суммы нескольких величин $y = x \pm z \pm \dots \pm t$:

$$m_y = \pm \sqrt{m_x^2 + m_z^2 + \dots + m_t^2}; \quad (20)$$

$$\frac{1}{p_y} = \frac{1}{p_x} + \frac{1}{p_z} + \dots + \frac{1}{p_t}. \quad (21)$$

При $m_x = m_z = \dots = m_t = m$ и $p_x = p_z = \dots = p_t = p$ имеем:

$$m_y = \pm m \sqrt{n}; \quad (22)$$

$$p_y = \frac{p}{n}. \quad (23)$$

Функция линейного вида $y = k_1x \pm k_2z \pm \dots \pm k_nt$:

$$m_y = \pm \sqrt{k_1^2 m_x^2 + k_2^2 m_z^2 + \dots + k_n^2 m_t^2}; \quad (24)$$

$$\frac{1}{p_y} = \frac{k_1^2}{p_x} + \frac{k_2^2}{p_z} + \dots + \frac{k_n^2}{p_t}. \quad (25)$$

Функция общего вида $y = f(x, z, \dots, t)$:

$$m_y = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 m_x^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2 m_z^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial t}\right)^2 m_t^2}; \quad (26)$$

$$\frac{1}{p_y} = \left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 \frac{1}{p_x} + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2 \frac{1}{p_z} + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial t}\right)^2 \frac{1}{p_t}. \quad (27)$$

Средняя квадратическая ошибка по разностям двойных измерений. Средняя квадратическая ошибка m одного измерения:

$$m = \pm \sqrt{\frac{[d^2]}{2n}}, \quad (28)$$

где $[d^2]$ — сумма квадратов разностей всех пар измерений;

$2n$ — число всех измерений. Средняя квадратическая ошибка m одного измерения с предварительным исключением систематических ошибок:

$$m = \pm \sqrt{\frac{[(d-q)^2]}{2(n-1)}}, \quad (29)$$

где $q = \frac{[d]}{n}$.

Средняя квадратическая ошибка μ с весом, равным единице:

$$\mu = \pm \sqrt{\frac{[pd^2]}{2n}}. \quad (30)$$

Вес p разности пары неравноточных измерений

$$\frac{1}{p} = \frac{1}{p_1} + \frac{1}{p_2}. \quad (31)$$

Абсолютная и относительная ошибка измерений. Абсолютная ошибка — разность между практическим и теоретическим значениями измеряемой величины. Абсолютное значение ошибки выражается в каких-либо единицах измерения.

Относительная ошибка — есть отношение значения абсолютной ошибки к значению измеренной величины. Относительная ошибка выражается десятичным числом. Относительная ошибка — критерий в оценке точности измерений: чем меньше относительная ошибка, тем точнее результат измерения.

Вероятная ошибка измерения:

$$Q = \frac{2}{3} m. \quad (32)$$

Предельная ошибка измерения. В производстве часто принимают:

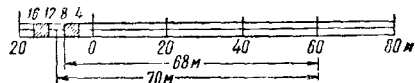
$$\Delta = 2m \text{ и } \Delta = 3m. \quad (33)$$

МАСШТАБЫ

При построении планов, карт и профилей все предметы местности, в частности длины измеренных линий, показывают в некотором уменьшении; степень уменьшения называется масштабом.

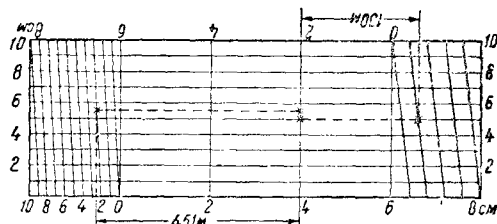
Численный масштаб — отношение длины линии на плане к соответствующей ей длине горизонтального проложения линии на местности. Например, численный масштаб 1/10 000 показывает, что линия, измеренная на местности, уменьшена в 10 000 раз. При меньшем знаменателе численного масштаба последний крупнее, и наоборот.

Линейный масштаб — график, соответствующий численному масштабу. Построение и пользование этим масштабом показано на фиг. 2.



Фиг. 2. Линейный масштаб 1 см — 10 м (1:1 000)

Для более точного откладывания на плане длины измеренных линий применяется поперечный масштаб. Образец такого масштаба, построенного для численных масштабов 1:10 000 и 1:5 000, приведен на фиг. 3.



Фиг. 3. Поперечный масштаб 1 см — 100 м и 1 см — 50 м

Основание масштаба — отрезок, откладываемый при построении масштаба. Стандартные масштабы, нарезаемые на металлических линейках, имеют в основании 2 см.

Наименьшее деление масштаба — наименьшая величина, которую берут по масштабу непосредственно.

Точность масштаба — длина на местности, соответствующая наименьшему делению масштаба.

Предельная точность масштаба соответствует графической точности его построения (разрешающей способности глаза). Эта величина на плане равна 0,1 мм (на практике принимают 0,2 мм). Например, численным масштабам 1:10 000 и 1:2 000 соответствует предельная точность: 1 м и 0,2 м.

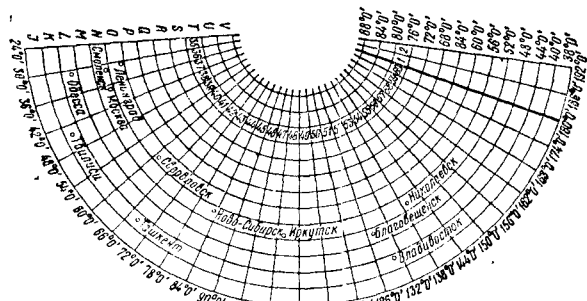
КАРТЫ

Номенклатура многолистных советских карт

В основу номенклатуры (обозначения) современных листов советской карты положен лист карты масштаба 1:1 000 000, охватывающий площадь сферической трапеции размерами 6° по долготе и 4° по широте.

Ряды листов карты масштаба 1:1 000 000 отсчитываются от экватора и обозначаются

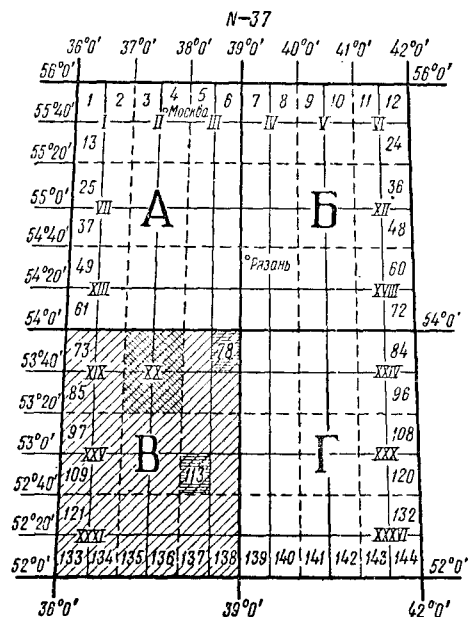
заглавным буквами латинского алфавита; колонны же листов этой карты отсчитываются от меридиана с долготой 180° от Гринвича (с запада на восток) и обозначаются арабскими цифрами.



Фиг. 4. Сборная таблица листов карты масштаба 1:1 000 000

Номенклатура листа карты масштаба 1:1 000 000 состоит из обозначения ряда и номера колонны. Так, лист такой карты, содержащий Москву, обозначается N-37, где N — ряд, а 37 — колонна.

Иногда, для обозначения полушария, листам карты приписывают буквы N и S, например: NN — 37.

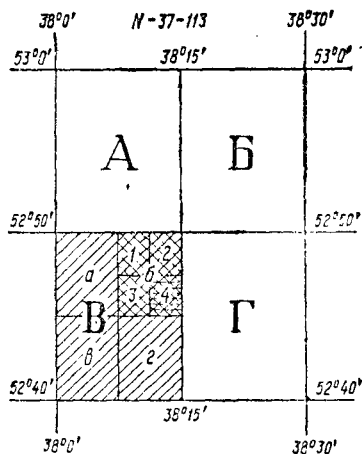


Фиг. 5. Номенклатура листов карты в масштабах: 1:500 000 (A, B, B, Г); 1:200 000 (1-XXXVI); 1:100 000 (1-144)

Для удобства пользования листами карты составляется сборная таблица, показанная на фиг. 4, на которой подписываются только крупные города.

Каждый лист карты масштаба 1:1 000 000 делят меридианами и параллелями на определенное число частей в зависимости от масштаба. Деление листа этой карты, принятое в СССР, показано на фиг. 5 и 6.

Номенклатура листов карты в масштабах 1:500 000, 1:200 000 и 1:100 000 имеет в основании лист карты масштаба 1:1 000 000, который соответственно делится на 4; 36 и 144 части.



Фиг. 6. Номенклатура листов карты В масштабах: 1:50 000 (A, B, B, Г); 1:25 000 (a, б, в, г); 1:10 000 (1, 2, 3, 4)

Номенклатура листов карты в масштабах 1:50 000, 1:25 000 и 1:10 000 имеет в основании лист карты в масштабе 1:100 000.

Номенклатура листов карт более крупных масштабов, применительно к фиг. 5 и 6, приводится в табл. 4 и 5.

Карты масштабов от 1:100 000 до 1:10 000 называются топографическими, карты более крупных масштабов называются планами.

Топографические карты в основном характеризуются постоянством масштаба, наличием рельефа и большим количеством подробностей.

Таблица 4
Номенклатура листов карты в масштабах:
1:1 000 000, 1:500 000, 1:200 000, 1:100 000

Масштабы	Обозначения	Полная номенклатура	Размеры по	
			широте	долготе
1:1 000 000	N-37	N-37	4°	6°
1:500 000	A, B, B, Г	N-37-B	2°	3°
1:200 000	I, II, III, ..., XXXVI	N-37-XX	40'	1°
1:100 000	1, 2, 3, ..., 144	N-37-78	20'	30'

Таблица 5
Номенклатура листов карты в масштабах:
1:50 000, 1:25 000, 1:10 000

Масштабы	Обозначения	Полная номенклатура	Размеры по	
			широте	долготе
1:50 000	A, B, B, Г	N-37-113-B	10'	15'
1:25 000	a, б, в, г	N-37-113-B-6	5'	7',5'
1:10 000	1, 2, 3, 4	N-37-113-B-6-4	2',5'	3',75'

Зоны

При изображении земной поверхности на карте в конформной (сохраняющей равенство углов) проекции пользуются шестиградусными (или трёхградусными) зонами, которые соответствуют колоннам миллионной карты, но отсчитываются от Гринвичского меридиана к востоку. Номер зоны равен номеру соответствующей колонны минус 30.

Средний меридиан зоны, называемый осевым, принимается за ось абсцисс, а проекция касательной к экватору в точке пересечения его с осевым меридианом принимается за ось ординат.

Долгота λ_0 осевого меридиана зоны определяется по формуле

$$\lambda_0 = 6^\circ n - 3^\circ, \quad (34)$$

где n — номер колонны миллионной карты.

Для обозначения зоны, в которой находится определяемая точка, впереди ординаты этой точки выписывается номер зоны. Масштаб по линии осевого меридиана зоны постоянный, а по мере удаления от него к западу или к востоку масштаб изменяется.

Начало координат зоны находится в пересечении экватора с её осевым меридианом. Для того чтобы ординаты точек, лежащих западнее осевого меридиана, выражались положительными числами, начало координат каждой зоны переносят от осевого меридиана к западу на 500 км.

При шестиградусной зоне наибольшие линейные искажения для широт 0° и 45° будут около 1:750 и 1:1500, а для трёхградусной зоны и для тех же широт они не превысят 1:3200 и 1:6400.

Таблица 6
Шестиградусные зоны в пределах Европейской части СССР

Наименование меридиана	Номера зон						
	5	6	7	8	9	10	11
Западный	24	30	36	42	48	54	60
Восточный	30	36	42	48	54	60	66
Осевой	27	33	39	45	51	57	63

Условные знаки

Современные топографические карты отражают не только физико-географические условия местности—рельеф, речную систему, лесные массивы,—но и социально-экономические факторы.

Специальные карты включают только некоторые из указанных факторов.

Условные знаки на картах различных масштабов для одних и тех же объектов бывают разные; например, железные дороги (многоколейные, двухколейные, одноколейные) на картах мелкого масштаба изображаются одним знаком, а на картах крупного масштаба—разными знаками.

Современные карты издаются в несколько цветов. Синие и голубые тона обозначают гидрографическую сеть, речную систему; зелёные тона — лесные массивы и растительный покров; коричневые тона — рельеф; чёрные тона — населённые пункты, дорожную сеть, ориентиры и отдельные точки.

Одновременно с контурами местности на карте показываются: опорные пункты (плановые) с географическими координатами (φ° и λ°), пункты высотные с абсолютными отметками H , точки геодезической опоры—тригонометрические, астрономические и геометрические.

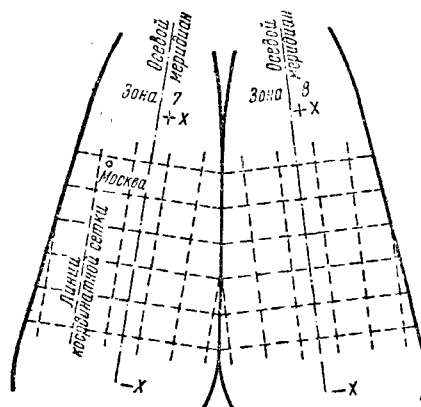
Для безошибочного чтения условных знаков на картах различных масштабов следует пользоваться специально изданными альбомами—образцами этих знаков.

Длина прямых линий на карте измеряется циркулем, а длина кривых — курвиметром.

Координатная (километровая) сетка

На современных топографических картах нанесена координатная прямоугольная сетка, облегчающая пользование картами при решении практических задач по ним. Линии этой сетки проводятся параллельно осям x и y зоны, что даёт возможность легко определять прямоугольные координаты любой точки, изображённой на карте.

Километровые линии двух соседних зон непараллельны между собой (фиг. 7). Вер-



Фиг. 7. Координатные километровые сетки в смежных зонах

тикальные километровые линии образуют с меридианами, кроме осевого, угол, называемый сближением меридианов (табл. 3).

При пользовании картой на стыке двух зон километровые линии, нанесённые в системе западной зоны, переносят на восточную зону, где они обозначаются только своими выходами на протяжении $0,5^\circ$ по долготу.

Таблица 7
Расстояние между километровыми линиями сетки на картах

Масштабы	Расстояние		Масштабы	Расстояние	
	на карте в см	на местн. в км		на карте в см	на местн. в км
1:25 000	4	1	1:100 000	2	2
1:50 000	2	1	1:200 000	5	10

Краткая характеристика карт СССР (основные масштабы)

Карта масштаба 1:25 000 (1 см — 250 м) издаётся в пять или в четыре цвета и является топографической основой для специальных съёмок и при изысканиях железных дорог.

Геодезические пункты и координаты вершин углов рамок трапеции вычисляются в общегосударственной системе прямоугольных координат в 6° зоне, на основе элементов советского референс-эллипсоида. Высота сечения между основными горизонталями 5 м, имеются также дополнительные горизонтали. Расстояния определяются с ошибкой не более 25 м, а превышения — не более 2,5 м.

Карта масштаба 1:25 000 создаётся методами стереофотограмметрической либо контурно-комбинированной съёмки.

Плановое положение элементов карты определяется фототриангуляцией.

Геодезическая основа карты включает: в плановом отношении — тригонометрические и полигонометрические пункты; в высотном отношении — реперы, марки и пункты триангуляции, определяемые геометрическим нивелированием.

На карте подробно показаны: населённые пункты, гидрографическая сеть, рельеф, местные предметы, железные дороги, количество путей, их ширина с подразделениями — строящиеся, эксплуатируемые и разобранные, с паровой или электрической тягой, подвесные дороги, семафоры. Насыпи и выемки глубиной и высотой больше 1 м подписываются соответственно до 0,1 м.

Рельеф дополняется числовыми отметками.

Предельные ошибки в положении горизонталей будут:
Для углов наклона

до 2°	1/4	основного сечения
от 2 до 5°	1/2	»
» 5 » 7°	3/4	»

В лесных и горных районах предельные ошибки увеличиваются в 1,5 раза.

Карта масштаба 1:50 000 (1 см — 500 м) имеет меньше подробностей, рельеф показан горизонталями, проведёнными через 10 м. Расстояния определяются с ошибкой не более 50 м, а превышения — не более 5 м.

На карте масштаба 1:100 000 (1 см — 1 км) показаны населённые пункты, дорожная и гидрографическая сеть. Сечение между основными горизонталями — 20 м. Расстояния определяются с ошибкой не более 100 м, а превышения — не более 10 м.

Карта масштаба 1:200 000 (1 см — 2 км) удобна для изучения дорожной сети. На карте показаны все железные дороги с подробностями по количеству путей, ширине колеи, по состоянию — действующие, строящиеся, электрифицированные, платформы — согласно альбому МПС.

Сечение между основными горизонталями — 40 м (до 1942 г. — 50 м), рельеф показан только в основных его формах. Расстояния определяются с ошибкой не более 0,3 км, а превышения — с ошибкой около 30 м.

На картах масштаба 1:500 000, (1 см — 5 км) показаны населённые пункты

гидрографическая сеть, железные дороги со всеми станциями, разъездами, платформами, исключая второстепенные пригородные сообщения и товарные станции.

Железнодорожные объекты имеют сокращённые надписи: «ст.», «раз.», «платф.». Сечение горизонталей — 50 м, в горных районах — 100 м, в равнинных районах — 25 м.

Карта масштаба 1:300 000 (1 см — 3 км) охватывает только некоторые районы. Железные дороги показаны с исключительной полнотой (многоколейные, однокольные и узкоколейные).

Основные горизонтали проведены в равнинных, горных и высокогорных районах соответственно через 20, 40 и 80 м.

Рамочное и зарамочное оформление карты. На фиг. 8 показана часть листа карты в масштабе 1:25 000. Линии MN и PQ — западная и восточная рамки листа карты, являющиеся направлениями географических меридианов, верхняя и нижняя параллели — северная и южная рамки.

На рамке двойными линиями показаны широты и долготы, соответствующие одной минуте.

В углах листа карты показаны географические координаты. По полю листа карты проведена километровая сетка.

На крайней западной вертикальной и на северной горизонтальной линиях километровой сетки имеются надписи: 6394 и 5587, это — координаты километровой линии сетки. Абсцисса x горизонтальной линии, равная 5587 км, отсчитывается от экватора.

Ордината у вертикальной линии, равная 394 км, отсчитывается от меридиана, отнесённого от осевого меридиана зоны на 500 км на запад. Расстояние же вертикальной линии от осевого меридиана шестой зоны будет (—106 км). Цифра 6, стоящая впереди ординаты, обозначает номер зоны, в которой лежит определяемая точка.

Наверху, над северной рамкой трапеции, пишется учреждение, выполнившее съёмку и составившее данный лист карты, а также год выпуска карты.

Внизу, под южной рамкой трапеции, показаны: масштаб карты (численный и линейный), высота сечения между горизонталями, схема расположения листов карты, величина склонения и сближения меридианов как в градусной, так и в делениях угломера, а также приводятся график заложений в градусах, или график уклонов в тангенсах углов.

ОСНОВНЫЕ ФОРМЫ РЕЛЬЕФА

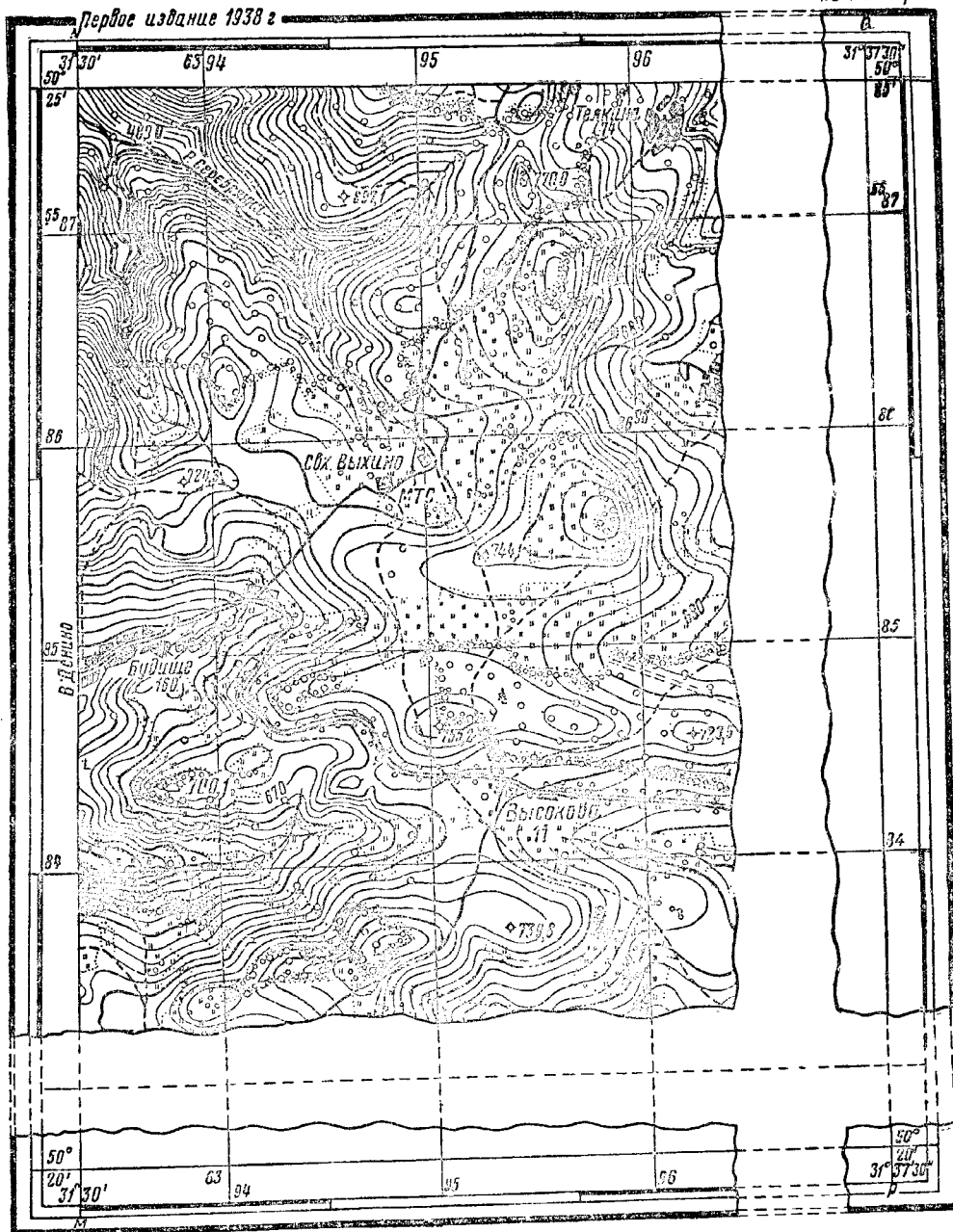
Возвышение — неровность местности, поднимающаяся над горизонтом. На плане возвышение изображается системой сомкнутых горизонталей. Направление ската обозначается короткими штрихами (штрихи ската), перпендикулярными к горизонтали и расположенными в направлении ската. Приближённо крутизна ската

$$\alpha^\circ = \frac{60^\circ h}{d},$$

где h — высота сечения;
 d — заложение ската.

Активность низких гор

Первое издание 1938 г



4:25000

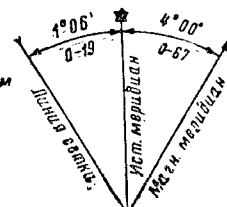
4 см на карте соответствуют 1 км на

Меморандум	500	0	местность	1 км
------------	-----	---	-----------	------

Средние горизонталы проведены через 10 метров

1	2
3	4

Схема расположения листов



Примечание. В скобках показаны деления угломера (одно деление угломера равно, 3', 6)

Котловина — вогнутая часть поверхности земли. На плане котловина изображается системой сомкнутых горизонталей. Направление ската обозначается штрихами скага, направленными внутрь котловины.

Хребет — ряд возвышенностей, вытянутых в одном направлении. На плане хребет изображается системой сомкнутых кривых (на возвышенной части), кривых наподобие ветвей гиперболы (на перевалах), разомкнутых кривых (на скатах).

Линия местности, проходящая через наиболее высокие точки вершин и перевалов, называется водораздельной линией.

Лощина — вытянутое углубление. На плане лощина изображается разомкнутыми кривыми.

Линия местности, соединяющая самые низкие точки лощины, называется водосливной линией.

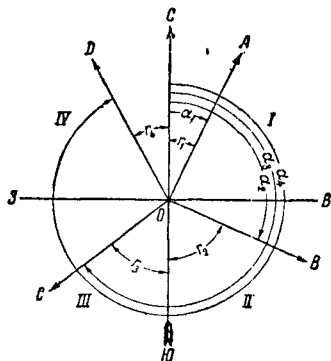
ОРИЕНТИРОВАНИЕ ЛИНИЙ

Азимуты и румбы

Азимут α (румб r) линии есть угол между меридианом и направлением данной линии. Азимуты отсчитываются по ходу часовой стрелки от северного конца меридиана до направления данной линии в пределах $0-360^\circ$.

Румбы отсчитываются от северного или южного конца меридиана, к востоку и западу, в пределах $0-90^\circ$.

Связь между азимутами и румбами линий, расположенных в различных четвертях (фиг. 9), определяется по формулам:



Фиг. 9. Азимуты и румбы линии: α — азимут линии; r — румб линии

I четверть СВ

$$r_1 = \alpha_1; \quad (36a)$$

II четверть ЮВ

$$r_2 = 180^\circ - \alpha_2; \quad (36б)$$

III четверть ЮЗ

$$r_3 = \alpha_3 - 180^\circ; \quad (36в)$$

IV четверть СЗ

$$r_4 = 360^\circ - \alpha_4. \quad (36г)$$

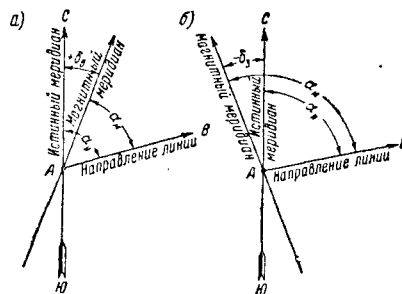
Азимуты (румбы) линий, определяемые относительно географического меридиана, называются истинными. Если же азимуты (румбы) определяются по буссоли относительно магнитной стрелки, то они называются магнитными.

Связь истинных азимутов $\alpha_{и}$ с магнитными $\alpha_{м}$ показана на фиг. 10а и 10б и определяется по формулам:

$$\alpha_{и} = \alpha_{м} + (+\delta_e); \quad (37a)$$

$$\alpha_{и} = \alpha_{м} + (-\delta_z), \quad (37б)$$

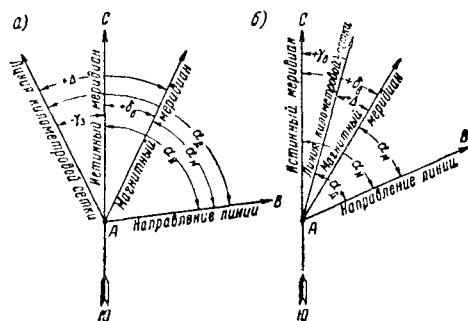
где $+\delta_e$ и $-\delta_z$ — соответственно восточное и западное склонения магнитной стрелки.



Фиг. 10. Склонение магнитной стрелки: $\alpha_{м}$ — магнитный азимут; $\alpha_{и}$ — истинный азимут; $+\delta_e$ — восточное склонение; δ_z — западное склонение

Дирекционные углы, сближение меридианов

Дирекционным углом α_D называется угол, отсчитываемый в направлении движения часовой стрелки (от положительного направ-



Фиг. 11. Общая поправка Δ за склонение и сближение меридианов: $\alpha_{м}$ — магнитный азимут; $\alpha_{и}$ — истинный азимут; α_D — дирекционный угол; $+\delta_e$ — восточное склонение; $-\delta_z$ — западное сближение меридианов; $+\Delta = (+\delta_e) - (-\gamma_z)$ — общая поправка; $+\gamma_e$ — восточное сближение меридианов; $+\Delta = (+\delta_e) - (+\gamma_e)$ — общая поправка

ления осевого меридиана зоны) до направления горизонтальной проекции данной линии (фиг. 11а и 11б).

Сближение $\pm \gamma$ меридианов (угол между направлениями географического и осевого меридианов) может быть восточное (+) и западное (—).

Общая поправка $\pm \Delta$ за склонение и сближение меридианов:

$$\pm \Delta = (\pm \delta) - (\pm \gamma). \quad (38)$$

Поправка $\pm \Delta$ вычисляется, как алгебраическая разность между склонением магнитной стрелки и сближением меридианов.

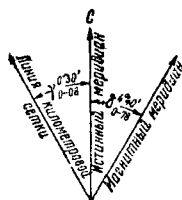
Некоторые значения сближения меридианов в минутах в зависимости от ординат зоны

и широты (или абсциссы) приводятся в табл. 8.

Таблица 8

Сближение меридианов (в минутах дуги)				
φ° у км	50	55	60	
10	6,4	7,7	9,3	
40	25,6	30,7	37,2	
100	64,1	76,8	93,1	
$x_{км}$	5 540	6 097	6 653	

На топографических картах значения $\pm\delta$ и $\pm\gamma$ даются в градусной мере, иногда в делениях артиллерийского угломера (одно деление угломера равно $3,6'$).



Фиг. 12. Склонение магнитной стрелки и сближение меридианов:

$+\delta$ — склонение магнитной стрелки; $-\gamma$ — сближение меридианов

На фиг. 12 показаны: в числителе склонение и сближение меридианов в градусной мере, а в знаменателе — в делениях угломера.

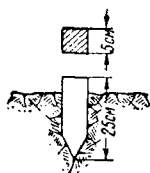
Для вычисления дирекционных углов (азимуты) в зависимости от измеренных углов, вправо или влево по ходу лежащих, пользуются формулами:

$$\alpha_n = \alpha_{n-1} \pm 180^\circ - \text{правый угол}; \quad (39a)$$

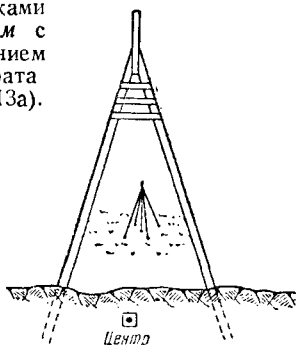
$$\alpha_n = \alpha_{n-1} \pm 180^\circ + \text{левый угол}. \quad (39b)$$

ВЕШЕНИЕ И ИЗМЕРЕНИЕ ЛИНИЙ НА МЕСТНОСТИ

Обозначение и закрепление точек. Точки местности, имеющие временное значение, обозначаются деревянными колышками длиной 20—25 см с поперечным сечением стороны квадрата около 5 см (фиг. 13а).



Фиг. 13а. Деревянный колышек



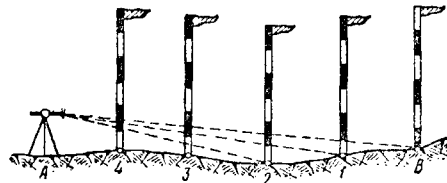
Фиг. 13б. Простая пирамида

Точки местности, устанавливаемые на продолжительное время, закрепляются специальными центрами и обозначаются наземными знаками — пирамидами (фиг. 13б).

Центр и болванка пирамиды должны быть на одной отвесной линии.

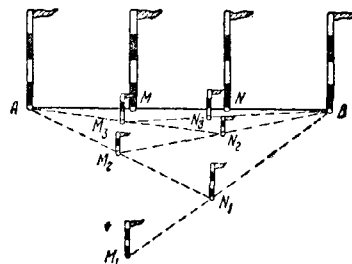
Измерение и вешение прямых линий. Перед измерением прямой линии АВ её про-

вешивают, т. е. ставят в створе этой линии несколько вех (фиг. 14). Вешат линии «на

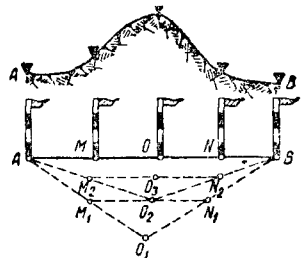


Фиг. 14. Вешение линии с помощью теодолита

себя». Длинные линии вешат с помощью теодолита или бинокля. Различные случаи вешения линий показаны на фиг. 15 и 16.

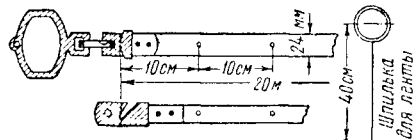


Фиг. 15. Вешение линии между точками А и В, если эти точки недоступны



Фиг. 16. Вешение линии между точками А и В, если между ними имеется возвышение

Для измерения линий в инженерных работах пользуются стальной мерной (штриховой) лентой длиной 20 м (фиг. 17).



Фиг. 17. Конец штриховой мерной ленты

Отдельные откладывания мерной ленты на местности фиксируются металлическими шпильками (10 шпилек).

Общая длина линии, измеренной лентой,

$$l = 200m + 20n + q, \quad (40)$$

где m — число передач шпилек;

n — число шпилек у заднего рабочего;

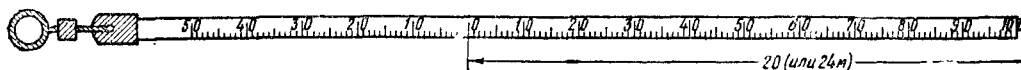
q — длина остатка, отсчитанного по ленте.

Отсчёт по штриховой ленте берётся с округлением до 0,01 м.

Для контроля линии местности измеряют-ся два раза — в прямом и обратном направ-лении. Желательно контролировать длину линии с помощью дальномерных опреде-лений (см. стр. 564).

Предельные разности двойных измерений линии не должны выходить из норм, зна-чения которых даются в таблице разностей двойных измерений, приводимой в инструк-циях по производству линейных измерений.

При очень благоприятных условиях изме-рения ошибки в длине линии не должны быть больше 1/3 000 её длины; при благо-приятных условиях измерения — не больше 1/2 000 длины; при неблагоприятных усло-виях измерения — не больше 1/1 000 длины.



Фиг. 18. Конец шкаловой мерной ленты

Поправки за неверную длину ленты. Перед началом работы длина мерной ленты должна быть проверена на компараторе (приборе для сравнения лент), а в процессе работы лента должна периодически сравни-ваться с нормальной лентой, имеющей ат-тестат. Результаты сравнения ленты должны при измерении линии учитываться.

Если мерная лента короче или длиннее 20 м на величину Δl , то в результат изме-рения линии надо ввести поправки:

а) поправку при измерении линии

$$\Delta_1 = \pm l \frac{\Delta l}{20} \quad (41a)$$

(знак минус, если лента короче, и знак плюс, если лента длиннее нормальной);

б) поправку при отмеривании ли-нии (при перенесении линии с проекта на местность)

$$\Delta_2 = \pm l \frac{\Delta l}{20} \quad (41б)$$

(знак плюс, если лента короче, и знак ми-нус, если лента длиннее нормальной).

При более точном измерении линии при-меняют метод отсчитывания, пользуясь шка-ловой лентой длиной 20 м или 24 м (фиг. 18), обеспечивающей точность работы до 1:20 000.

Фиксация концов шкаловой ленты про-изводится на специальных подставках—фик-саторах.

В железнодорожной практике часто изме-ряют линии по рельсу, — фиксация концов ленты производится по штрихам, намечаемым на головке рельса.

Линейные измерения, при мостовых пере-ходах и при разбивке ферм крупных инже-

нерных сооружений, выполняют инвариными проволоками длиной от 24 м и больше.

Горизонтальное проложение (проекция) линии. Для определения горизонтального проложения l_0 линии пользуются формулой

$$l_0 = l \cos \alpha, \quad (42)$$

где l — длина измеренной наклонной линии; α — угол наклона.

В инженерной практике в длину наклон-ной линии вводят поправку

$$\Delta = 2l \sin^2 \alpha / 2. \quad (43)$$

Для вычисления поправок по этой фор-муле составлены специальные таблицы. При $\alpha < 2^\circ$, если измерение линий производится штриховой лентой, поправки не вводят.

ТЕОДОЛИТНЫЕ РАБОТЫ

Основная задача теодолитных работ в ин-женерной практике состоит в получении гео-дезической основы для съёмки ситуации и рельефа местности, а также в передаче ко-ординат пунктов государственной опорной сети (триангуляции, полигонометрии) на строительную площадку железнодорожной линии.

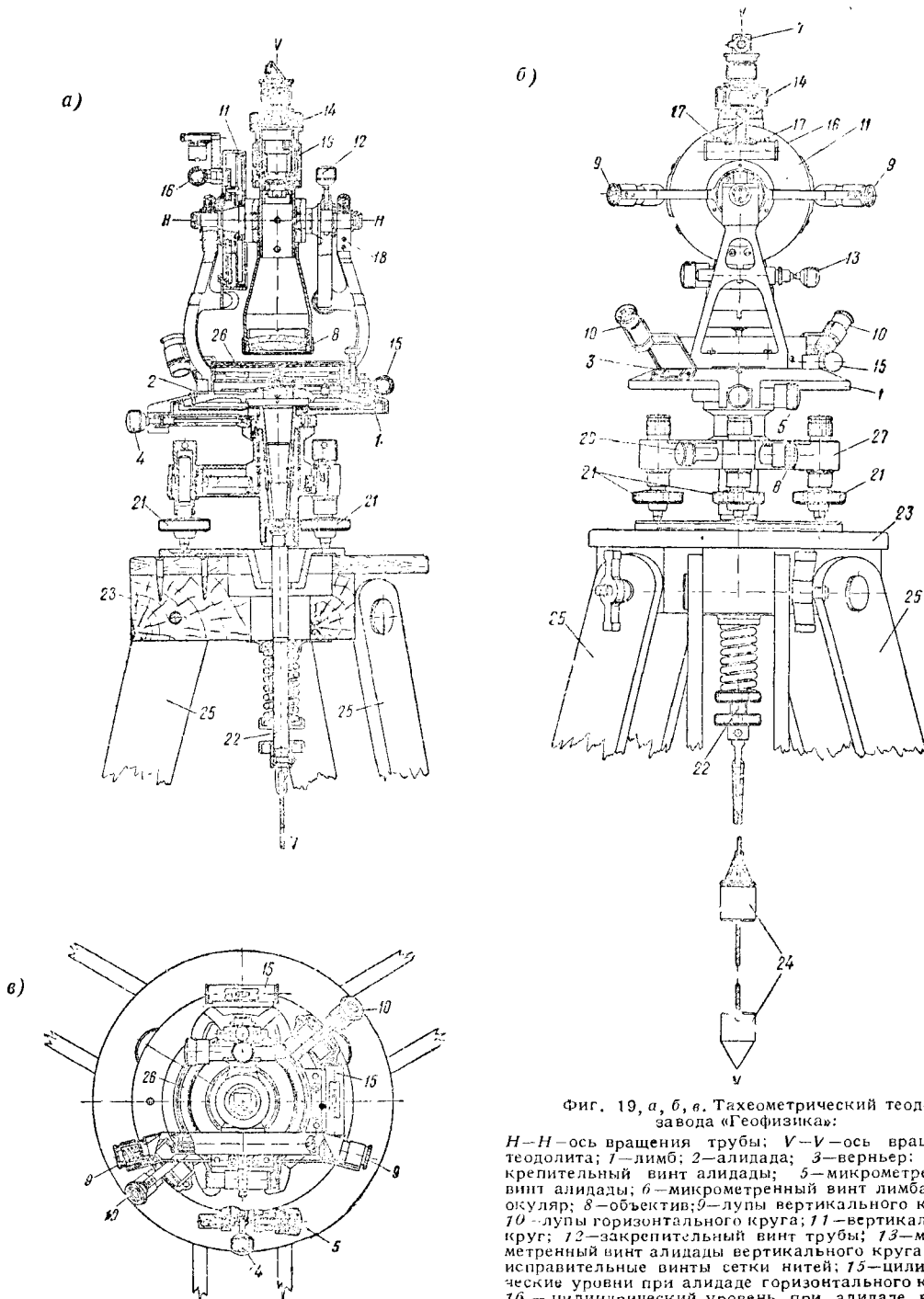
В железнодорожной практике теодолит-ные ходы приходится прокладывать только для вновь строящихся дорог, так как при эксплуатации железнодорожные магистрали хорошо обеспечиваются нивелирными репе-рами.

Теодолитные работы включают угловые и линейные измерения. При этих измерениях пользуются угломерными инструментами и мерными приборами различной точности, учитывая цель и масштаб съёмки, а также рельеф и ситуацию местности. Для получе-ния опорных точек теодолитной съёмки на местности прокладывают сеть полигонов и маршрутные ходы. В конце и в начале марш-

рутного теодолитного хода измеряют по два примычных угла. Углы измеряют одноми-нутным теодолитом двумя полуприёмами (КП, КЛ). Стороны хода измеряют по два раза стальной мерной лентой. Расхождения между двумя значениями длины линии не должны превышать 1:1 000 её длины. На-клонные линии в 2° и более приводятся к горизонту.

УГЛОМЕРНЫЕ ИНСТРУМЕНТЫ И ИХ ПОВЕРКИ

Конструкция угломерного инструмента характеризуется сферической системой ко-ординат, в которой каждая точка опреде-ляется горизонтальным углом β , вертикаль-ным β и линейным элементом d . Так как угломерный инструмент должен обеспечить получение горизонтальной и вертикальной плоскостей, то в его конструкции должны быть следующие части: горизонтальные и вертикальные круги, разделённые на граду-



Фиг. 19, а, б, в. Тахеометрический теодолит завода «Геофизика»:

H-H—ось вращения трубы; *V-V*—ось вращения теодолита; 1—лимб; 2—алидада; 3—верньер; 4—закрепительный винт алидады; 5—микрометричный винт алидады; 6—микрометричный винт лимба; 7—окуляр; 8—объектив; 9—лупы вертикального круга; 10—лупы горизонтального круга; 11—вертикальный круг; 12—закрепительный винт трубы; 13—микрометричный винт алидады вертикального круга; 14—исправительные винты сетки нитей; 15—цилиндрические уровни при алидаде горизонтального круга; 16—цилиндрический уровень при алидаде вертикального круга; 17—исправительные винты уровня при алидаде вертикального круга; 18—исправительные винты подставки трубы; 19—кольцевая кремальера; 20—закрепительный винт лимба; 21—подъемные винты; 22—становой винт; 23—головка штатива; 24—двойной отвес; 25—ножки штатива; 26—буссоль; 27—трегер

сы; подгужной радиус-сектор, т. е. визирная ось зрительной трубы и отвесная линия, представляющая ось вращения инструмента.

ТАХЕОМЕТРИЧЕСКИЙ ТЕОДОЛИТ ЗАВОДА „ГЕОФИЗИКА“

Теодолит и его основные части показаны на фиг. 19, а, б, в. Теодолит устанавли-

вается на штативе, соединяясь с его головкой станковым винтом, к крючку которого подвешивается отвес. Ось вращения *V—V* теодолита во время работы приводится в отвес-

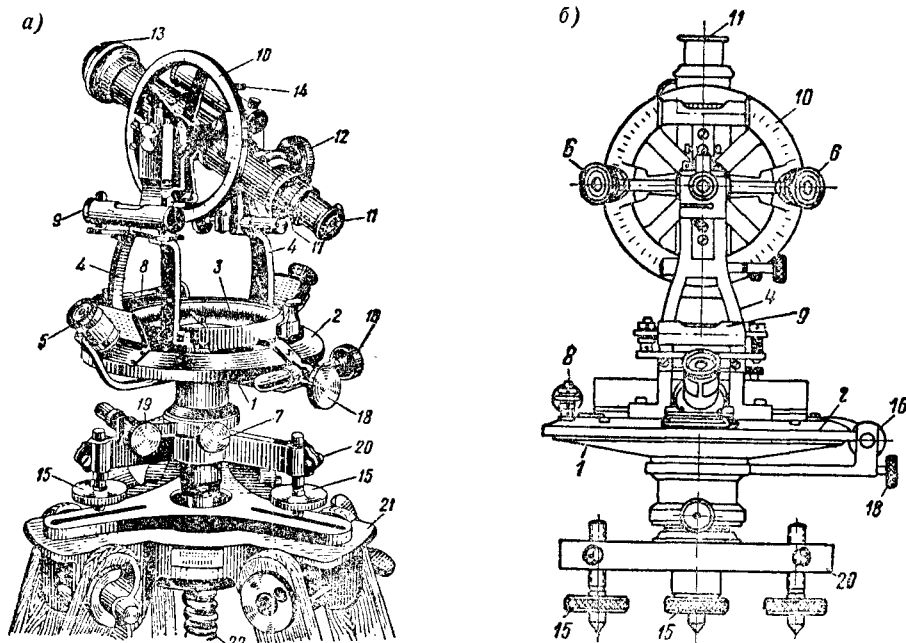
ное положение. Вращение зрительной трубы происходит около её оси $H-H$.

В современном теодолите лимб и алидада имеют самостоятельные движения (такой теодолит называется повторительным).

Зрительные трубы современных теодолитов имеют нитяные дальномеры, состоящие из двух горизонтальных нитей сетки, находящихся на определённом расстоянии друг от друга и симметрично расположенных относительно средней горизонтальной нити.

сировку, буссоль имеет деления азимутальные и румбические.

За последние годы теодолит завода «Геофизика» модернизирован: зрительная труба имеет повышенные оптические качества. На объективную часть трубы для повышения точности определения расстояний может надеваться оптическая дальномерная насадка В. А. Белицина, а на окулярную часть трубы может надеваться окулярный микрометр А. С. Филоненко (см. стр. 597 и 601).



Фиг. 20. Теодолиты повторительные: 1 — лимб; 2 — алидада; 3 — буссоль; 4 — подставки зрительной трубы; 5 — лупа горизонтального круга; 6 — лупа вертикального круга; 7 — закрепительный винт лимба; 8 — уровень при алидаде горизонтального круга; 9 — уровень при подставке трубы; 10 — вертикальный круг; 11 — окуляр; 12 — кремальера; 13 — объектив; 14 — закрепительный винт трубы; 15 — подъемные винты; 16 — микрометрический винт алидады; 17 — исправительный винт сетки нитей; 18 — закрепительный винт алидады; 19 — микрометрический винт лимба; 20 — трегер; 21 — головка штатива; 22 — становой винт

При работе с горизонтальной рейкой две дальномерные нити сетки, находящиеся на определённом расстоянии друг от друга, располагаются симметрично относительно средней вертикальной её нити.

Таблица 9

Основные размеры советских теодолитов

Показатели	Завод-изготовитель	
	«Геодезия»	«Геофизика»
Диаметр горизонтального круга . .	150 мм	130 мм
Точность верньера	1' или 30"	1' или 30"
Диаметр вертикального круга	107 мм	90 мм
Точность верньера	1' или 30"	1'
Фокусное расстояние объектива	190 мм	250 мм
Увеличение трубы	21 *	25 *
Вес	6,2 кг	4,5 кг

У теодолита завода «Геофизика» деления вертикального круга нанесены на поверхности цилиндра, труба имеет внутреннюю фоку-

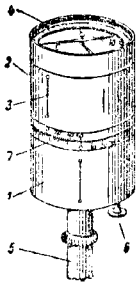
сировку. В производстве находят также применение повторительные теодолиты, показанные на фиг. 20, а и б. Зрительные трубы этих теодолитов имеют внешнюю фокусировку, т. е. выдвигающее окулярное колено.

ПРОСТЕЙШИЕ УГЛОМЕРНЫЕ ИНСТРУМЕНТЫ

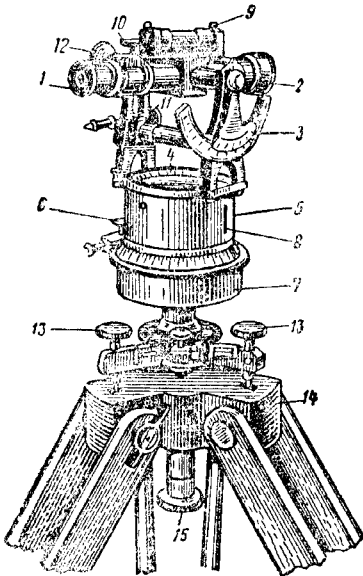
Гониометр (фиг. 21) состоит из двух полых цилиндров. Нижний цилиндр — лимб, разделённый на градусы ($0-360^\circ$), десятки его делений подписаны против хода часовой стрелки. Верхний цилиндр — алидада с верньерами точностью $2'$. Для визирования на точки местности имеются диоптры.

Пантометр (фиг. 22), напоминающий гониометр, снабжён зрительной трубой с сектором либо вертикальным кругом для измерения вертикальных углов. Точность верньеров $2'$.

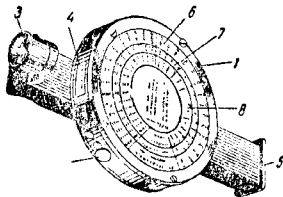
Эклиметр (фиг. 23) состоит из визирной трубки и вертикального круга, предназначенного для измерения вертикальных углов. Знаки плюс и минус на вертикальном круге



Фиг. 21. Гониометр:
1—лимб; 2—алидада;
3—диоптры; 4—бус-
соль; 5—подставка;
6—микрометричный
винт алидады;
7—верньер



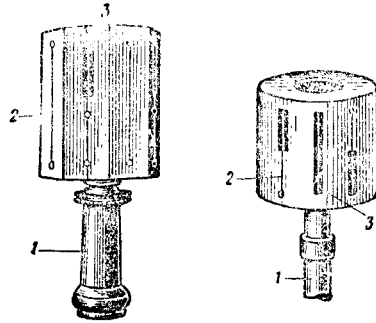
Фиг. 22. Пантометр: 1—окуляр зрительной трубы; 2—объектив зрительной трубы; 3—сектор; 4—бус-
соль; 5—алидада; 6—закрепительный винт алидады;
7—лимб; 8—диоптры; 9—уровень на трубе; 10—за-
крепительный винт трубы; 11—микрометричный
винт трубы; 12—кремальера; 13—подъемные винты;
14—головка штатива; 15—становой винт



Фиг. 23. Эклиметр: 1—кожух вертикального круга;
2—арретир; 3—лупа; 4—окно для отсчета делений
вертикального круга; 5—объективная часть трубки
с предметным диоптром; 6—таблица горизонталь-
ных расстояний ($20 \cos \alpha$); 7—таблица углов на-
клона от 0 до 30° ; 8—таблица разностей высот
($20 \sin \alpha$)

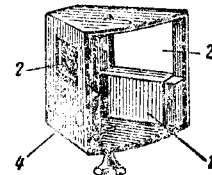
указывают на положительный и отрицатель-
ный углы наклона. На кожухе вертикаль-
ного круга даны таблицы горизонтальных
расстояний ($20 \cos \alpha$) и разности высот ($20 \sin \alpha$) для углов наклона от 0 до 30° .

Экеры (фиг. 24а и 24б) с диоптрами
применяются для построения на местности

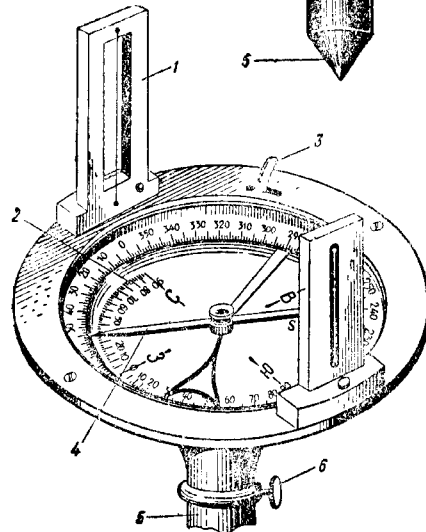


Фиг. 24а. Экер восьми-
гранный: 1—подставка;
2—глазной диоптр;
3—предметный диоптр

Фиг. 24б. Экер цилинд-
рический: 1—подставка;
2—глазной диоптр;
3—предметный диоптр



Фиг. 25. Экер дву-
зеркальный: 1—зер-
кало; 2—отверстие
для наблюдений;
3—ручка; 4—испра-
вительные винты
зеркала; 5—отвес



Фиг. 26. Буссоль с диоптрами на подставке:
1—диоптр; 2—кольцо буссоли; 3—арретир магнит-
ной стрелки; 4—магнитная стрелка; 5—подставка;
6—закрепительный винт

постоянных углов: 90° , 45° , 135° и 180° . В прак-
тике находят также применение экеры дву-
зеркальные (фиг. 25).

Буссоль, имея азимутальное кольцо и
магнитную стрелку, предназначена для
измерения магнитных азимутов (румбов) на-
правлений на местности. Для целей визирс-

вания буссоли снабжаются диоптрами (фиг. 26).

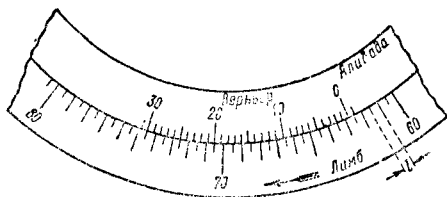
Оптические буссоли, применяемые за последнее время, имеют зрительную трубу и отсчётный микроскоп, в поле зрения которого наблюдают изображения делений буссоли и конец магнитной стрелки.

ОТСЧЁТНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ УГЛОМЕРНЫХ ИНСТРУМЕНТОВ

Верньер. На фиг. 27 показан отсчёт по верньеру минутной точности. Точность верньера

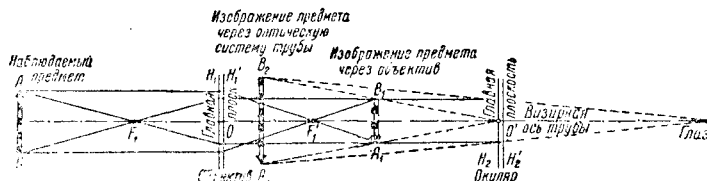
$$t = \frac{l}{n+1}, \quad (44)$$

где l — цена деления лимба;
($n+1$) — число делений на верньере, соответствующее n делениям на лимбе.



Фиг. 27. Отсчёт по верньеру минутной точности — $62^\circ 36'$; отсчёт по лимбу — $62^\circ 30'$; отсчёт по верньеру — $06'$

Беря отсчёт по верньеру, определяют:
1) число градусов по лимбу, прошедших до нулевого штриха верньера — $62^\circ 30'$, 2) число



Фиг. 29. Ход лучей в зрительной трубе: F_1 и F'_1 — передний и задний фокусы объектива; F_2 и F'_2 — передняя и задняя главные плоскости объектива; H_1 и H'_1 — передняя и задняя главные плоскости окуляра

делений на верньере между его нулём и штрихом, совпадающим с делением на лимбе — $6'$.

Полный отсчёт: $62^\circ 36'$.

Верньеры современных теодолитов имеют точности: $2'$, $1'$ и $30''$.

Шкаловой микроскоп. На фиг. 28 показано поле зрения шкалового микроскопа, цена деления шкалы две минуты; на-глаз оценивают десятые доли минуты.

Зрительная труба и её оптические свойства. Ход лучей в зрительной трубе показан на фиг. 29.

Увеличение $v \times$ зрительной трубы определяется по одной из формул:

$$v \times = \frac{f_{\text{объектива}}}{f_{\text{окуляра}}}; \quad (45)$$

$$v \times = \frac{d_2}{d_1}. \quad (46)$$

Применяя формулу (45), измеряют расстояния от плоскости сетки нитей зрительной

трубы до объектива $f_{\text{об}}$ и до глазной линзы окуляра $f_{\text{ок}}$ в тот момент, когда труба наведена на удалённую точку.

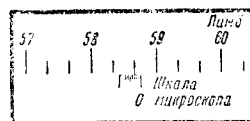
Применяя формулу (46), наводят трубу на рейку, отсчитывая одновременно число d_1 делений рейки (фиг. 30), видимых между двумя горизонтальными нитями сетки трубы, и число d_2 делений рейки между теми же нитями, но видимыми непосредственно глазом.

На фиг. 30 одному делению рейки, видимому в трубе (на фигуре обозначено 1), соответствует девятнадцать делений рейки, видимых непосредственно глазом (на фигуре обозначено 2).

Увеличение $v \times$ зрительных труб бывает: теодолитов $18 \times$ — $25 \times$, нивелиров $25 \times$ — $35 \times$.

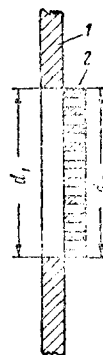
Поле зрения P° зрительной трубы (в градусах):

$$P^\circ \approx \frac{38^\circ, 2}{v \times}. \quad (47)$$



Фиг. 28. Поле зрения шкалового микроскопа

Отсчёт по лимбу: $58^\circ 40'$
Отсчёт по шкале: $4', 8$
Полный отсчёт: $58^\circ 44', 8$



Фиг. 30. Определение увеличения зрительной трубы по рейке: 1 — деления рейки, видимые в трубу; 2 — деления рейки, видимые непосредственно глазом

Яркость I зрительной трубы:

$$I \approx 0,85 \frac{d_1^2}{d_2^2 v \times}, \quad (48)$$

где d_1 — диаметр входного зрачка (диаметр объектива);

d_2 — диаметр зрачка глаза (около 4 мм);

$v \times$ — увеличение трубы.

Разрешающая сила γ'' зрительной

трубы:

$$\gamma'' = \frac{140''}{d_{\text{мм}}}, \quad (49)$$

где d — диаметр объектива.

В современных зрительных трубах обычный объектив заменяют телеобъективом. Телеобъектив характеризуется большим увеличением и большим фокусным расстоянием при короткой трубе.

Главная эквивалентная плоскость телеобъектива лежит перед объективом трубы.

ПОВЕРКИ ТАХЕОМЕТРИЧЕСКОГО ТЕОДОЛИТА¹

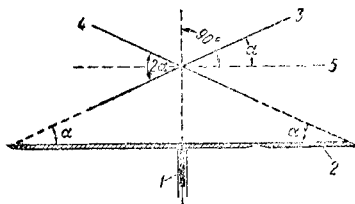
(См. фиг. 19а, 19б и 19в)

а) Ось цилиндрического уровня на алидаде должна быть перпендикулярна к оси $V-V$ вращения теодолита.

Устанавливают пузырёк уровня 15 на середину ампулы, действуя двумя подъёмными винтами 21 теодолита. Затем вращают алидаду на 180° . Если пузырёк уровня сойдёт с середины, то его перемещают ближе к середине, на половину дуги отклонения, с помощью исправительных его винтов, — тогда условие перпендикулярности осей уровня и теодолита будет соблюдено.

Наибольшее отклонение пузырька уровня от середины ампулы допускается на 0,5 её деления.

Схема проверки цилиндрического уровня показана на фиг. 31.



Фиг. 31. Схема проверки цилиндрического уровня: 1—ось вращения теодолита; 2—лимб; 3—начальное положение оси уровня; 4—положение оси уровня после поворота алидады на 180° ; α —угол между осью уровня и плоскостью лимба; 5—верное положение оси уровня

б) Визирная ось трубы должна быть перпендикулярна к оси $H-H$ её вращения (коллимационная ошибка). Установив ось теодолита в отвесное положение, визируют (при КП или КЛ) на удалённую точку и, взяв отсчёты по двум верньерам, берут из них среднее, например: $a_1 = 216^\circ 52'$ (при КП). Не смещая лимба, переводят трубу через зенит и, повернув алидаду на 180° , вновь визируют на ту же точку (при КЛ), беря среднее из отсчётов по двум верньерам, например: $a_2 = 36^\circ 48'$.

Величина коллимационной ошибки c и верный отсчёт a_0 направления будут:

$$c = \frac{a_1 - a_2}{2}; \quad (50)$$

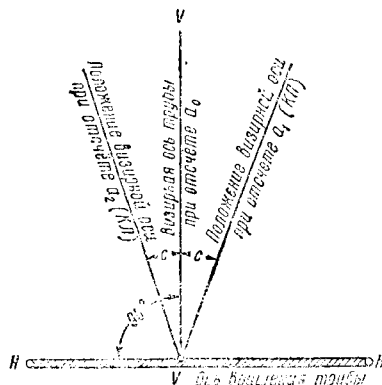
$$a_0 = \frac{a_1 + a_2}{2}. \quad (51)$$

Наибольшее значение коллимационной ошибки допускается в пределах двойной точности верньера.

Для исправления коллимационной ошибки ставят при помощи микрометричного винта алидады первый верньер на отсчёт a_0 , сетку же нитей перемещают исправительными её винтами 14 так, чтобы она совпала с изобра-

жением наблюдаемой точки. Коллимационная ошибка должна быть постоянной.

Схема проверки коллимационной ошибки представлена на фиг. 32.



Фиг. 32. Схема проверки теодолита на коллимационную ошибку

в) Ось $H-H$ вращения трубы должна быть перпендикулярна к оси $V-V$ вращения инструмента (наклон горизонтальной оси вращения трубы).

Установив ось $V-V$ инструмента в отвесное положение, наводят точку пересечения сетки нитей на верхнюю точку A отвесной линии (фиг. 33), находящуюся на расстоянии 20—30 м от инструмента, и затем вращают трубу в вертикальной плоскости, фиксируя её положение на высоте оси вращения трубы при КП и КЛ.

Если ошибки нет, то точка пересечения сетки нитей трубы будет перемещаться по отвесной линии и совместится с точкой A_0 , в противном случае будем иметь точки A_1 и A_2 .

Исправление делают с помощью исправительных винтов 18 у подставки зрительной трубы, поднимая (или опуская) один конец оси вращения трубы до тех пор, пока точка пересечения сетки нитей не совместится с точкой A_0 .

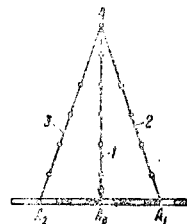
г) Эксцентриситет алидады определяют отсчётами a_1 и a_2 по двум диаметрально противоположным верньерам. Величина эксцентриситета x и верный отсчёт a_0 будут:

$$x = \frac{a_1 - a_2}{2}; \quad (52)$$

$$a_0 = \frac{a_1 + a_2}{2}. \quad (53)$$

Наибольшее значение эксцентриситета не должно быть больше двойной точности верньера.

д) Место нуля M_0 вертикального круга есть отсчёт по вертикальному кругу в тот момент, когда визирная ось трубы горизон-



Фиг. 33. Схема проверки теодолита на наклон оси вращения трубы: 1—отвесная линия; 2 и 3—следы перемещения сетки нитей при КП и КЛ

¹ В официальных наставлениях к производству геодезических работ (по съёмкам и по нивелировкам) пользуются терминологией: «вертикальная ось вращения инструмента», «горизонтальная ось вращения зрительной трубы». Так как подобное положение оси занимают только в отрегулированном инструменте, то термины «вертикальная» и «горизонтальная» мной опущены.

тальна, а пузырёк уровня при алидаде вертикального круга находится на середине.

Для определения M_0 наводят среднюю горизонтальную нить трубы на отдалённую точку при КП и КЛ и берут отсчёты по вертикальному кругу, устанавливая каждый раз пузырёк уровня на середину. Среднее из отсчётов КП и КЛ будет M_0 .

M_0 вертикального круга можно исправить двумя методами.

1-й метод. Приведя пузырёк уровня алидады вертикального круга на середину, устанавливают визирную ось трубы так, чтобы отсчёт по вертикальному кругу был равен M_0 .

Затем, при помощи микрометричного винта 13 алидады вертикального круга, ставят нуль верньера на отсчёт $0^\circ 0'$, а пузырёк уровня при ней приводят на середину, пользуясь исправительными винтами 17 уровня при алидаде.

2-й метод. Определив угол наклона, устанавливают (микрометричным винтом 13) нуль верньера вертикального круга на отсчёт, равный углу наклона.

Проверив совпадение средней нити с изображением наблюдаемой точки, приводят пузырёк уровня алидады вертикального круга, пользуясь его исправительным винтом, на середину.

Колебание M_0 допускают в пределах двойной точности верньера вертикального круга. M_0 должно быть постоянным.

е) Коллимационная плоскость трубы должна проходить через нулевой диаметр кольца буссоли. Надев на объектив трубы крышку с отверстием в центре, вращают трубу окуляром вниз, направляя его к кольцу буссоли. Если в середине поля зрения трубы будут видны нули кольца буссоли, то условие выполнено, в противном случае передвигают кольцо буссоли.

ж) Испытание правильности движения центральной фокусирующей линзы. Наблюдают удалённую точку, лежащую на горизонте, и проектируют её на шкалу, расположенную на высоте оси вращения трубы, на расстоянии 2—3 м от последней. Наводят сетку нитей трубы на эти точки (дальнюю и ближнюю) при КП и КЛ, беря отсчёты по лимбу. Взяв полуразности Δ_1 и Δ_2 отсчётов (КЛ и КП) соответственно на дальнюю и на ближнюю точки, находят смещение a фокусирующей линзы:

$$a = \Delta_2 - \Delta_1.$$

Исправление делается в мастерской.

Если зрительная труба имеет выдвижное окулярное колено, то должно соблюдаться следующее условие.

з) Окулярное колено трубы должно правильно двигаться в объективном её колене. Наводят трубу на точку предмета. Пользуясь кремальерой 19, вдвигают и выдвигают окулярное колено трубы. Если точка пересечения сетки нитей не сходит с наблюдаемой точки предмета, то условие выполнено, в противном случае надо исправить кремальеру в мастерской.

и) Параллакс сетки нитей (фиг. 34) — несовпадение плоскости сетки нитей с плоскостью изображения предмета. Параллакс

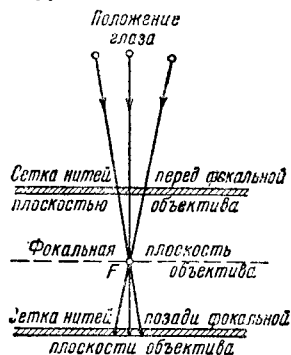
сетки нитей устраняется передвижением окулярного колена в объективном, пользуясь кремальерой зрительной трубы.

к) Определение коэффициентов k и c нитяного дальномера (фиг. 35):

$$k = \frac{l - c}{s} \quad (54)$$

$$c = f + \delta, \quad (55)$$

где l — расстояние от инструмента до рейки, измеряемое непосредственно;
 s — дальномерный отсчёт по рейке;
 f — фокусное расстояние объектива;
 δ — расстояние от объектива до точки пересечения осей вращения трубы и инструмента.



Фиг. 34. Параллакс сетки нитей зрительной трубы

Для контроля коэффициент k определяют три раза, ставя рейку на разных расстояниях от инструмента.

Расстояние

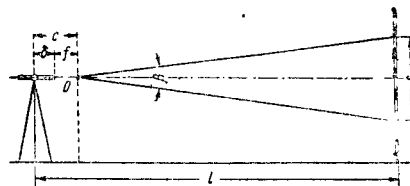
$$l = ks + c. \quad (56)$$

У труб с внутренней фокусировкой теодолитов «Геофизика» коэффициент k — величина переменная. В практике k не определяется, а рассчитывается для различных расстояний поправка $\Delta = l - 100$ s.

Если величина c близка к нулю, то

$$l = ks. \quad (57)$$

л) Одна из нитей сетки трубы должна быть перпендикулярна к оси $H-H'$ враще-



Фиг. 35. Определение коэффициентов k и c дальномера; β — диастиметрический угол; O — аналитическая точка трубы

ния трубы. Приведя ось $V-V'$ вращения теодолита в отвесное положение, наводят крест сетки нитей на точку местности и вращают трубу около её оси. При правильной установке сетки изображение наблюдаемой точки должно находиться на вертикальной нити сетки. Если этого не будет, то сетку нитей надо повернуть, отпустив её исправительные винты. После этого вновь произвести проверку, указанную в пункте б.

ГЕОДЕЗИЧЕСКИЕ РАБОТЫ ПРИ ПРОКЛАДКЕ ТЕОДОЛИТНЫХ ХОДОВ

Организация геодезических работ

Предварительные камеральные работы: 1) рекогносцировка задания по карте или по фотоснимку; 2) составление технического проекта и плана выполнения работ; 3) исследование и поверки инструментов; 4) получение технических материалов и снаряжение полевых партий согласно утверждённым табелям.

Полевые геодезические работы: 1) рекогносцировка задания на местности; 2) обозначение и закрепление вершин хода на местности; 3) измерение горизонтальных углов и линий теодолитного хода; 4) привязка хода в плановом отношении к точкам государственной опорной сети триангуляции, полигонометрии, а в высотном отношении — к нивелирным реперам; 5) съёмка ситуации местности.

Окончательные камеральные работы: 1) обработка полевых материалов; 2) вычислительные и графические работы; 3) составление технического отчёта.

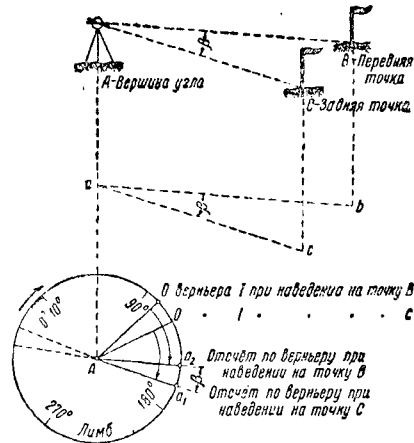
Измерение горизонтальных углов

Перед измерением горизонтального угла теодолит центрирует, т. е. ставят его ось вращения так, чтобы она проходила через вершину измеряемого угла. Теодолит центрируют с помощью либо простого, либо жёсткого, либо оптического отвеса. После центрирования теодолит нивелируют, т. е., пользуясь уровнями при горизонтальном круге и подъёмными винтами, приводят его ось вращения в отвесное положение.

Идея измерения горизонтального угла усматривается из фиг. 36, где A — вершина измеряемого угла, AB и AC — его стороны. Наводят трубу теодолита сначала на вежу C , а потом на вежу B , беря по верньерам отсчёты a_1 и a_2 . Разность отсчётов $a_1 - a_2 = \beta$ определит величину измеряемого угла.

При измерении углов в инженерной практике пользуются главным образом способом приёмов. Углы в теодолитных ходах измеряются одним полным приёмом, состоящим из двух полуприёмов, из которых один производится при круге право (КП), а другой при круге лево (КЛ). За окончательное значение угла берут среднее из двух полуприёмов.

мов. Запись результатов измерения и их обработка видны из табл. 10.

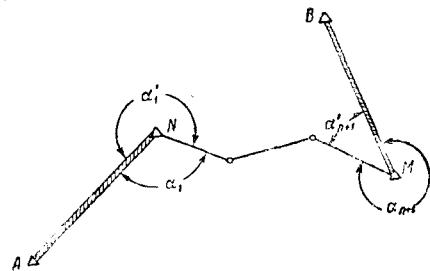


Фиг. 36. Измерение горизонтального угла

Привязка теодолитного хода к геодезической основе (точкам триангуляции)

Привязка теодолитного хода к геодезической основе позволяет отыскивать и восстанавливать утраченные геодезические знаки, необходимые для перенесения проекта в натуру, а также привязать всю съёмку к точкам государственной геодезической сети.

Непосредственная привязка. Этот метод привязки иллюстрируется фиг. 37 и состоит в том, что измеряют примычные углы α_1 и α'_1 в исходной точке N и примычные углы α_{n+1} и α'_{n+1} в конечной точке M хода.



Фиг. 37. Непосредственная привязка точки теодолитного хода

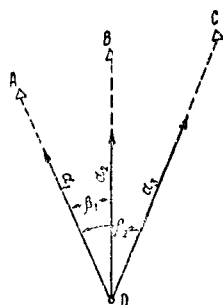
Журнал измерения горизонтальных углов

Таблица 10

№ вершин	Наблюдаемые точки	Отсчёты по верньерам			Среднее из отсчётов по верньерам		Угол		Среднее из углов		Азимут	Длина линии	Примечание	
		I		II	о	с	о	с	о	с		о		с
		о	с	о										
КП 5	4	228	18	19	228	18,5	70	17					Ясно	
	6	158	02	01	158	01,5								
КЛ 5	4	15	03	03	15	03	70	18	70	17,5				
	6	304	45	45	304	45								
											201°	$\frac{282,16}{5^{\circ}45'}$		

(AN) и (MB)—дирекционные углы (азимуты начальной и конечной линии хода, n —число вершин хода).

Аналитический метод привязки (по трём точкам). Зная координаты трёх точек A , B и C (фиг. 38) государственной сети, нахо-



Фиг. 38. Аналитический метод привязки (по трём данным точкам)

дят координаты четвёртой точки D , в которой измерены углы β_1 и β_2 . Применяя этот метод, пользуются формулами:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{(y_2 - y_1) \operatorname{ctg} \beta_1 + (y_1 - y_3) \operatorname{ctg} \beta_2 + (x_3 - x_2)}{(x_2 - x_1) \operatorname{ctg} \beta_1 + (x_1 - x_3) \operatorname{ctg} \beta_2 - (y_1 - y_2)}; \quad (58)$$

$$\alpha_2 = \alpha_1 + \beta_1; \quad (59)$$

$$\alpha_3 = \alpha_1 + \beta_2; \quad (60)$$

$$x - x_3 = \frac{(x_1 - x_3) \operatorname{tg} \alpha_1 - (y_1 - y_3)}{\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_3} = \frac{M}{K}; \quad (61)$$

$$x - x_4 = \frac{(x_1 - x_3) \operatorname{tg} \alpha_3 - (y_1 - y_3)}{\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_3} = \frac{N}{K}; \quad (62)$$

$$y - y_3 = (x - x_3) \operatorname{tg} \alpha_3; \quad (63)$$

$$y - y_1 = (x - x_1) \operatorname{tg} \alpha_1. \quad (64)$$

Контрольная формула

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}. \quad (65)$$

Здесь α —дирекционные углы;

M , N и K —обозначения выражений в числителе и знаменателе.

Если значение α_2 , полученное по формуле (65), будет отличаться от значения α_2 , полученного по формуле (59), на 180° , то значения α_1 и α_3 также должны быть изменены на 180° .

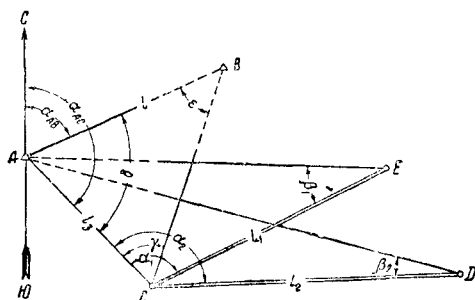
Вычисления по формулам (58) — (65) располагаются в схему (табл. 11).

Схема для вычисления координат четвёртой точки по трём данным пунктам

Даны: $A (x_A, y_A)$, $B (x_B, y_B)$, $C (x_C, y_C)$. Определяем $D (x_D, y_D)$

y_1 y_2 y_3 $y_2 - y_1$ $y_2 - y_3$ $y_1 - y_3$	x_1 x_2 x_3 $x_2 - x_1$ $x_2 - x_3$ $x_1 - x_3$	$(x_1 - x_3) \operatorname{tg} \alpha_1$ $-(y_1 - y_3)$	$(x_1 - x_3) \operatorname{tg} \alpha_3$ $-(y_1 - y_3)$
β_1 $\operatorname{ctg} \beta_1$ $(y_2 - y_1) \operatorname{ctg} \beta_1$ $(y_1 - y_3) \operatorname{ctg} \beta_1$ $x_2 - x_3$	β_2 $\operatorname{ctg} \beta_2$ $(x_2 - x_1) \operatorname{ctg} \beta_2$ $(x_1 - x_3) \operatorname{ctg} \beta_2$ $-(y_2 - y_3)$	M $(x - x_3)$ x_3	N $(x - x_1)$ x_1
$\operatorname{tg} \alpha_1$ $-\operatorname{tg} \alpha_3$	α_1 α_3	x $(x - x_3) \operatorname{tg} \alpha_1$ y_1	x $(x - x_1) \operatorname{tg} \alpha_1$ y_1
K		y Контроль $y_2 - y$ $x_2 - x$ $\operatorname{tg} \alpha_1$ α_2	y Окончательные значения α_1 α_2 α_3

Привязка методом снесения координат с вершины знака на землю. На фиг. 39 A и B —точки триангуляции, координаты которых известны, C —точка теодолитного хода,



Фиг. 39. Привязка точки теодолитного хода методом снесения координат с вершины знака на землю

координаты которой определяются, l_1 и l_2 —длины базисов, измеренные на местности, α_1 , α_2 , γ , β_1 и β_2 —измеренные углы.

Вычисления ведутся по формулам:

$$l_3 = l_1 \frac{\sin \beta_1}{\sin (\alpha_1 + \beta_1)} = l_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin (\alpha_2 + \beta_2)}; \quad (66)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{AB} = \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A}; \quad (67)$$

$$l = \frac{y_B - y_A}{\sin \alpha_{AB}} = \frac{x_B - x_A}{\cos \alpha_{AB}}; \quad (68)$$

$$\sin \varepsilon = \frac{l_3}{l} \cdot \sin \gamma; \quad (69)$$

$$\delta = 180^\circ - (\gamma + \varepsilon); \quad (70)$$

$$\alpha_{AC} = \alpha_{AB} + \delta; \quad (71)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_A &= l_3 \cos \alpha_{AC} \\ \Delta y_A &= l_3 \sin \alpha_{AC} \end{aligned} \right\}; \quad (72)$$

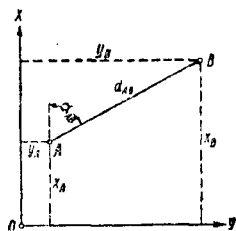
$$\left. \begin{aligned} x_C &= x_A + \Delta x_A \\ y_C &= y_A + \Delta y_A \end{aligned} \right\}. \quad (73)$$

Здесь α_{AB} и α_{AC} —дирекционные углы (азимуты) линий AB и AC .

Таблица 11

Прямая и обратная задачи на координаты

При решении прямой задачи (фиг. 40) находят координаты конечной точки $B(x_B, y_B)$ линии AB , зная её длину d_{AB} , дирекционный угол (азимут) α_{AB} и координаты начальной точки $A(x_A, y_A)$.



Фиг. 40. Прямая и обратная задачи на координаты

Для решения этой задачи пользуются формулами:

$$\left. \begin{aligned} \pm x_B &= \pm x_A \pm \Delta x_A \\ \pm y_B &= \pm y_A \pm \Delta y_A \end{aligned} \right\}; \quad (74)$$

$$\left. \begin{aligned} \pm \Delta x_A &= \pm d_{AB} \cos \alpha_{AB} \\ \pm \Delta y_A &= \pm d_{AB} \sin \alpha_{AB} \end{aligned} \right\}. \quad (75)$$

Дирекционные углы (азимуты) вычисляются по формуле (39 а) или (39 б).

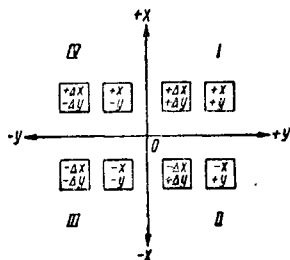
При решении обратной задачи (фиг. 40) находят длину линии d_{AB} , её дирекционный угол (азимут) α_{AB} , зная координаты точек $A(x_A, y_A)$ и $B(x_B, y_B)$.

При решении этой задачи пользуются формулами:

$$d_{AB} = \frac{y_B - y_A}{\sin \alpha_{AB}} = \frac{x_B - x_A}{\cos \alpha_{AB}} = \pm \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2}; \quad (76)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{AB} = \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A}. \quad (77)$$

Знаки приращений координат и координат точек, расположенных в различных четвертях, показаны на фиг. 41.



Фиг. 41. Знаки приращений координат и знаки координат

Обработка результатов измерений теодолитных ходов

Замкнутый ход (полигон). Обработка замкнутого хода включает (см. табл. 12):

- 1) обработку журнала измерения углов;
- 2) составление схематических чертежей теодолитных ходов;

3) вычисление предельной угловой невязки ΔQ по формуле

$$\Delta Q \leq \pm t \sqrt{2n}, \quad (78)$$

где t — точность верньера;

n — число вершин в полигоне;

4) вычисление угловой невязки f_β в полигоне по формуле

$$f_\beta = \sum_1^n \beta - 180^\circ (n - 2), \quad (79)$$

где $\sum_1^n \beta$ и $180^\circ (n - 2)$ — соответственно измеренная и теоретическая суммы углов в полигоне. Если угловая невязка меньше предельной, то её распределяют, вводя в каждый угол поправку, равную $\frac{f_\beta}{n}$, но со знаком, обратным знаку невязки;

5) вычисление горизонтальных проложений линий (приведение линий к горизонту), пользуясь формулами (42) или (43);

6) вычисление дирекционных углов (азимуты) линий хода по формулам (39 а) или (39 б) начинают с азимута исходной линии полигона. В конце вычислений азимутов линий полигона должны получить азимут исходной линии, что явится контролем работы. В табл. 12 вычисление азимутов начато с азимута (дирекционного угла) линии 1 — 2;

7) перевод азимутов на румбы по формулам (36а) — (36г). Румбы линии (они всегда меньше 90°) вычисляют только для облегчения пользования таблицами приращений прямоугольных координат;

8) вычисление приращений координат по формулам (75), пользуясь таблицами приращений прямоугольных координат, часть которых для образца приведена в табл. 13;

9) вычисление линейных невязок f_x и f_y , в приращениях координат по формулам:

$$\sum_1^n \pm \Delta x = f_x; \quad \sum_1^n \pm \Delta y = f_y. \quad (80)$$

10) вычисление линейной невязки f_s и относительной ΔP в периметре по формулам:

$$f_s = \pm \sqrt{f_x^2 + f_y^2}; \quad (81)$$

$$\Delta P = \frac{f_s}{S}, \quad (82)$$

где S — периметр полигона. Если $\Delta P \leq 1:2000 S$ [углы измерены одномоментным теодолитом, а линии — стальной 20-м лентой], то невязки f_x и f_y в приращениях координат распределяют прямо пропорционально длине линий, но с обратным знаком, добиваясь, чтобы сумма поправок равнялась соответствующей невязке с обратным знаком. Поправки вводят в приращения координат алгебраически;

11) вычисление исправленных приращений координат. Контролем правильности их вычислений будут $f_x = 0$ и $f_y = 0$;

12) вычисляют координаты вершин полигона по формулам (74). При вычислении координат исходят из координат начальной

Таблица 12

Ведомость вычисления координат вершин замкнутого полигона, имеющего 5 вершин

№ точек	Измеренные углы		Поправки	Исправленные углы		Дирекционные углы (азимуты)		Румбы			Длина линии (проекции)	Приращения координат				Координаты	
	°	'		°	'	°	'	назв.	°	'		вычисленные		исправленные		± x	± y
												± Δx	± Δy	± Δx	± Δy		
1	70	17		70	17	217	45	ЮЗ	37	45	282,16	-06 -223,11	+05 -172,74	-223,17	-172,63	+223,17	+172,69
2	109	42	-1'	109	41	288	04	СЗ	71	56	156,05	-03 +48,40	+01 -143,35	+48,37	-148,34	0,00	0,00
3	87	55		87	55	29	09	СВ	20	09	199,00	-05 +186,82	+05 +68,55	+186,77	+68,60	+48,37	-148,34
4	153	01	-1'	153	00	47	09	СВ	47	09	76,46	+52,00 -06	+56,06 +05	+52,00	+56,07	+235,14	-79,74
5	119	07		119	07	108	02	ЮВ	71	58	206,45	-63,91	+196,31	-63,97	+196,36	+257,14	-23,67
Σ											S=920,12	f _x = +0,20	f _y = -0,17	f _x = 0,00	f _y = 0,00	-	-
180(n-2) f _β												-f _x = -0,20 S = 9,2 = -0,02	-f _y = 0,17 S = 9,2 = +0,02	$f_s = \pm \sqrt{f_x^2 + f_y^2} = \sqrt{(+0,20)^2 + (-0,17)^2} = 0,26$ ΔP ≈ 1 : 3500			
Допустимо: ±1',5/√n ≈ 3',5																	

точки полигона. Значения этих координат выписывают из специальных каталогов, или берут с карты, или дают им условное значение. В табл. 12 за начальную точку взята точка 2, координатам которой дано условное значение: $x = 0,00$, $y = 0,00$. В конце вычислений координат должны быть получены координаты начальной точки, это будет контролем работы.

Разомкнутый ход, проложенный между двумя точками с известными координатами. Обработка этого хода включает:

- 1) обработку журнала измерения углов,
- 2) вычисление суммы $\sum_{i=1}^{n+1} \beta$ (правых углов) или $\sum_{i=1}^{n+1} \lambda$ (левых углов) разомкнутого хода, где n — число сторон разомкнутого хода;

- 3) вычисление угловой невязки f_{β} теодолитного хода по формуле

$$f_{\beta} = \sum_{i=1}^{n+1} \beta - 180^{\circ} (n+1) - (\alpha_n - \alpha_k)$$

или

$$f_{\beta} = \sum_{i=1}^{n+1} \lambda - 180^{\circ} (n+1) - (\alpha_k - \alpha_n) \quad (83)$$

где α_n и α_k — дирекционные углы (азимуты) начальной и конечной примычных сторон;

- 4) распределение угловой невязки f_{β} по правилу, указанному для замкнутого хода;

- 5) вычисление дирекционных углов (азимутов) сторон разомкнутого хода и перевод их в румбы. Контролем вычислений азимутов линий разомкнутого хода является получение азимута конечной примычной стороны;

- 6) вычисление приращений координат;

- 7) вычисление невязок f_x и f_y в приращениях координат разомкнутого хода по формулам:

$$f_x = \sum_{i=1}^n \Delta x - (x_k - x_n)$$

$$f_y = \sum_{i=1}^n \Delta y - (y_k - y_n) \quad (84)$$

где x_n и y_n — координаты исходной точки разомкнутого хода;

x_k и y_k — координаты конечной точки разомкнутого хода;

- 8) вычисление невязок — линейной f_s и относительной ΔP по формулам (81) и (82). Если $\Delta P \leq 1:1000 S$, то, распределив невязки f_x и f_y в приращениях координат пропорционально длинам сторон хода, вычисляют исправленные приращения координат;

- 9) вычисление координат вершин разомкнутого хода. Координаты начальной и конечной точек разомкнутого хода выписываются в графу координат (табл. 14). Контроль вычислений координат разомкнутого хода состоит в том, что, исходя из координат начальной его точки, должны после вычислений получить те значения координат конечной его точки, которые были заранее известны.

Таблицы приращений прямоугольных координат

Таблица 13

-205° + 25°		cos		Δx		25°		334°+ 154°-			
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	Cent
											0 1 2 3 4
17	9,042	18,084	27,126	36,17	45,21	54,25	63,29	72,34	81,38	43	0 00 01 02 03 04
18	9,041	18,082	27,122	36,16	45,20	54,24	63,28	72,33	81,37	42	1 09 10 11 12 13
19	9,040	18,079	27,119	36,16	45,20	54,24	63,28	72,32	81,36	41	2 18 19 20 21 22
											3 27 28 29 30 31
											4 36 37 38 39 40
											5 45 46 47 48 49
											6 54 55 56 57 58
											7 63 64 65 66 67
											8 72 73 74 75 76
											9 81 82 83 84 85
60	8,988	17,976	26,964	35,95	44,94	53,93	62,92	71,90	80,89	0	
	10	20	30	40	50	60	70	80	90		Cent
+115° -295°				64°		Δy		sin		64°+ 244°-	
-205° + 25°		sin		Δy		25°		334°- 154°+			
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	Cent
											0 1 2 3 4
17	4,271	8,542	12,813	17,08	21,35	25,63	29,90	34,17	38,44	43	0 00 01 01 02
18	4,274	8,547	12,821	17,09	21,37	25,64	29,92	34,19	38,46	42	1 04 05 05 06 06
19	4,276	8,552	12,829	17,10	21,38	25,65	29,93	34,21	38,49	41	2 09 09 09 10 10
											3 13 13 14 14 15
											4 17 17 18 18 19
											5 21 22 22 23 23
											6 26 26 26 27 27
											7 30 30 31 31 32
											8 34 35 35 36 36
											9 38 39 39 40 40
60	4,384	8,767	13,151	17,53	21,92	26,30	30,69	35,07	39,45	0	
	10	20	30	40	50	60	70	80	90		Cent
-115° +295°				64°		Δx		cos		64°+ 244°-	

Таблица 14

Ведомость вычисления координат точек разомкнутого хода (от точки № 4 к точке № 2)

№ то- чек	Измерен- ные углы		Поправки	Исправ- ленные углы		Дирекци- онные углы (азимуты)		Румбы			Длина линии S	Приращения координат				Координаты	
												вычисленные		исправленные			
	°	'		°	'	°	'	наз.	°	'		$\pm \Delta x$	$\pm \Delta y$	$\pm \Delta x$	$\pm \Delta y$	$\pm x$	$\pm y$
3	-	-	-	-	-	20	09	-	-	-	-	-	-	-	-	+235,14	-79,74
4	91	35	+1	91	36	108	33	ЮВ	71	27	107,32	+0,04 -34,14	+0,10 +101,74	-34,10	+101,84	+201,04	+22,10
6	102	14,5	+0,5	102	15	186	18	ЮЗ	6	13	202,33	+0,04 -201,08	+0,10 -22,20	-201,04	-22,10	0,00	0,00
2	78	14		78	14	283	04										
3	-	-	-	-	-											-	-
Σ 3 1	=272	03',5	+1',5	272	05						S=309,62	Σ ±Δx= -235,22	Σ ±Δy= +79,54	Σ ±Δx= -235,14	Σ ±Δy= +79,74		
$f_y = 272^{\circ}03',5 - 3,180^{\circ} - (20^{\circ}09' - 268^{\circ}04') = -0^{\circ}01',5$ $f_x = -0,08; f_y = -0,20$ $f_s = \pm \sqrt{f_x^2 + f_y^2} = \pm 0,21, \quad \Delta p = \frac{f_s}{S} \approx \frac{1}{100}$ $x_s - x_4 = -235,14; y_s - y_4 = +79,74$																	

Пример. Дано: азимут (румб) линий $\alpha = 25^{\circ}18'$, длина линии $d = 328,53$ м. Найти приращения Δx и Δy координат точки.

d	Δx	Δy
300	271,22	123,21
20	18,08	8,55
8	7,23	3,42
0,53	0,48	0,23
328,53	297,01	140,41

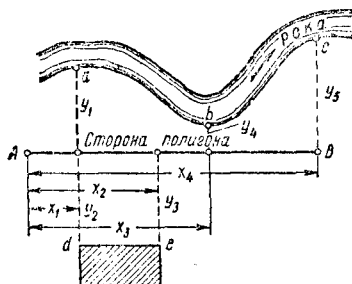
Съёмка ситуации

Метод координат (фиг. 42) состоит из измерений абсцисс (x_1, x_2, x_3 и x_4) и ординат (y_1, y_2, y_3, y_4 и y_5) точек a, b, c, d, e , снимаемых контуров относительно ближайшей стороны хода АВ.

Полярный метод (фиг. 43) состоит в том, что измеряют углы $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ и α_4 при вершине А и длины линий d_1, d_2, d_3 и d_4 . По этим данным определяют положение точек a, b, c, t снимаемого контура.

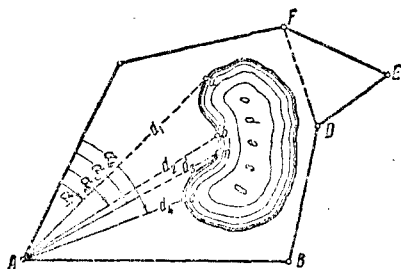
Метод угловых засечек (фиг. 44), применяемый при определении недоступных рас-

стояний, состоит в том, что измеряют углы $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ при конечных точках базиса AB . Если угол при определяемой точке меньше



Фиг. 42. Съёмка ситуации методом координат

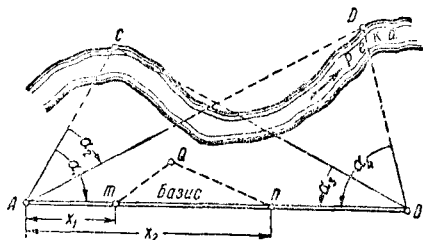
40° или больше 140°, то применение метода засечек не допускается. По длине базиса и по измеренным углам (графически или ана-



Фиг. 43. Съёмка ситуации полярным методом

литически) определяют положение точек C и D местности.

Метод линейных засечек (фиг. 44) состоит в том, что при определении точки Q



Фиг. 44. Съёмка ситуации методом засечек

измеряют абсциссы x_1 и x_2 . Из точек m и n засекают точку Q , измеряя длину mQ и nQ .

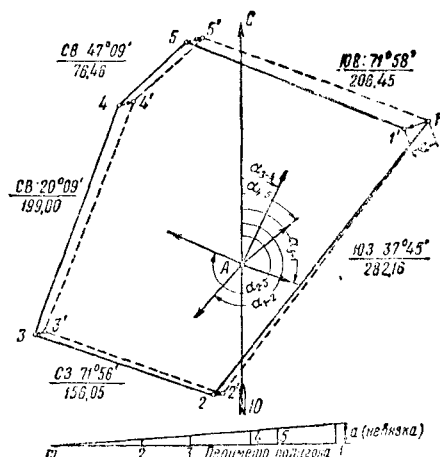
Способ промеров (фиг. 43) с точки на точку (с вехи на веху) состоит в том, что мерной лентой измеряют расстояние от точки F до точки D . В практике указанные методы съёмки ситуации применяют совместно, учитывая условия съёмки.

Построение плана

Пользуясь материалами вычислений (табл. 12 и 14), можно построить план полигона по азимутам [румбам] его сторон или по координатам его вершин.

Построение плана полигона по азимутам (румбам) его сторон. Для построения плана по азимутам (румбам) направлений проводят на бумаге (фиг. 45) прямую линию ($C \rightarrow Ю$), соответствующую меридиану. Наметив первую вершину полигона так, чтобы последний поместился на листе бумаги, строят транспортиром при любой точке меридиана (например у точки A) азимуты сторон полигона. Передавая с помощью треугольника и линейки азимут первой линии на первую точку и отложив её длину, получают вторую точку полигона и т. д.

Конец последней линии должен попасть в начальную точку полигона. Если этого не будет, то полученную невязку a , не превышающую $1/300$ от периметра, распределяют методом параллельных линий. Для этого



Фиг. 45. Построение плана по азимутам направлений

через все вершины полигона проводят линии, параллельные невязке, но в противоположном направлении. На этих линиях откладывают отрезки, соответствующие части периметра от начальной точки полигона до той вершины, при которой этот отрезок откладывается. Длину отрезков на параллельных линиях можно получить графически из прямоугольного треугольника (фиг. 45), в котором один катет есть периметр полигона (масштаб уменьшен), а другой катет — величина невязки (масштаб плана).

Построение плана полигона по азимутам (румбам) направлений видно из фиг. 45, где сплошными линиями показан полигон, построенный по азимутам (румбам), а пунктирными линиями — полигон, увязанный по методу параллельных линий.

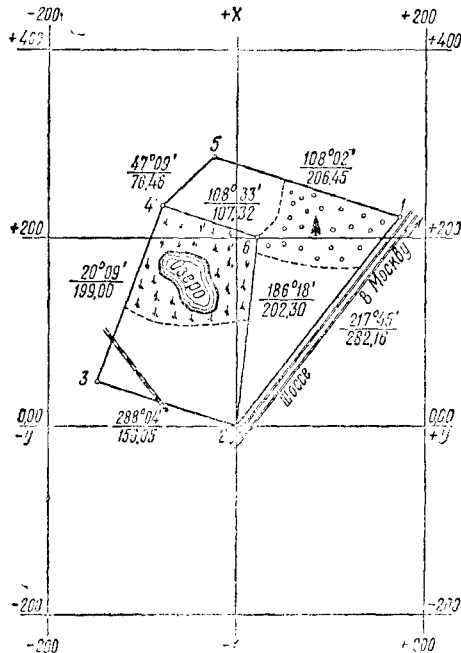
Построение полигона по координатам его вершин. Порядок работы: 1. Строят сетку квадратов со стороной 10 см (рекомендуется пользоваться линейкой Ф. В. Дробышева, описанной на стр. 571), проверяя правильность их построения по длине диагоналей.

2. Строят точки основного и внутреннего ходов полигона по координатам, контролируя их положение по длине сторон и дирекционным углам. При построении точек необходимо помнить, что ось x -ов распола-

гается вертикально, а ось у-ов горизонтально.

Определяя необходимый размер листа бумаги для плана, берут сумму абсолютных значений наибольшей положительной и отрицательной абсцисс, это определит протяжение полигона по оси х-ов; аналогичная сумма для значений ординат определит его протяжение по оси у-ов.

3. Наносят ситуацию. Схема построения плана по координатам вершин полигона с нанесённой ситуацией показана на фиг. 46.



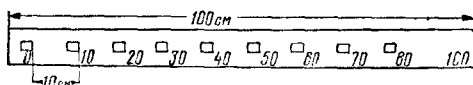
Фиг. 46. Построение плана по координатам вершин полигона

Координаты

№ точек	$\pm x$	$\pm y$
1	+223.17	+172.69
2	0.00	0.00
3	+48.37	-148.34
4	+235.14	-79.74
5	+287.14	-23.67
6	+201.04	+22.10

Линейка Ф. В. Дробышева

Конструкция линейки Ф. В. Дробышева основана на соотношении квадратов сторон в прямоугольном треугольнике. На линейке

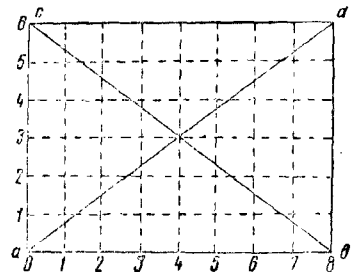


Фиг. 46а. Линейка Ф. В. Дробышева

имеются пять-девять вырезов, в которых один край имеет форму дуги. Скошенные края соседних вырезов находятся на расстоянии 10 см (или 8 см) друг от друга.

При построении сетки пользуются прямоугольником со сторонами 3(6) dc и 4(8) dc .

При работе с линейкой надо (фиг. 46а и 46б): 1) приложить линейку к горизонтальной линии и прочертить на ней по всем вырезам дуги; 2) повернуть линейку (приблизительно) на 90° около нулевого штриха



Фиг. 46б. Построение сетки квадратов по линейке Ф. В. Дробышева

и прочертить дуги по шести её вырезам; 3) из конечной точки горизонтальной линии засечь линию ac концом линейки, который срезан по дуге радиуса 100 см.

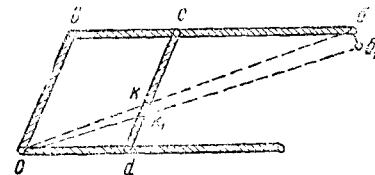
Аналогичную работу выполняют при построении линий bd и cd .

Построив прямоугольник, намечают на его сторонах равные отрезки по 10 см (или 8 см). Соединив соответственные точки прямыми линиями, получают сетку квадратов.

Пантограф

Для механической перерисовки планов и карт в различных масштабах пользуются пантографом.

Схема пантографа показана на фиг. 46в, где ob , bc , od и dc — рычаги пантографа,



Фиг. 46в. Схема пантографа

соединённые шарнирами, o — полюс, около которого пантограф вращается, k — карандаш, вычерчивающий копию, b — обводный штифт, перемещающийся по контуру оригинала.

Работа пантографа основана на следующем соотношении длин рычагов:

$$\frac{ob}{kk_1} = \frac{od}{ok}; \quad \frac{ob}{ok} = \frac{bd}{bc}; \quad \frac{ob}{kk_1} = \frac{bd}{bc}.$$

Делая установку рычагов по намеченным на них штрихам, можно оригиналы планов перерисовывать, увеличивая (уменьшая) или сохраняя их масштабы.

Вычисление площадей

Способы вычисления площадей. Площади фигур вычисляют: 1) графически, по фор-

мулам геометрии или палеткой (специальной сеткой); 2) аналитически, по координатам вершин полигона, по формуле

$$2S = \sum_{i=1}^n x_i (y_{i+1} - y_{i-1}) = \sum_{i=1}^n y_i (x_{i-1} - x_{i+1}), \quad (85)$$

где S — искомая площадь фигуры; x и y — координаты вершин полигона; 3) механически, с помощью планиметра (фиг. 47а и 47б), который впервые был разработан и изготовлен русским изобретателем П. А. Зарубиным в 1854 г.

Определение цены деления планиметра. Пользуясь табличкой, приложенной к планиметру, выписывают из неё: 1) отсчёт по обводному рычагу R , на который устанавливают каретку счётного механизма; 2) цену деления планиметра p , соответствующую данной длине рычага и масштабу плана. Цена деления планиметра, взятая из таблички, должна быть обязательно проверена.

При определении цены деления планиметра по наиболее распространённому в практике методу поступают так: 1) вычерчивают на бумаге квадрат; 2) устанавливают обводной штифт планиметра в одну из его вершин и берут отсчёт m_1 по счётному механизму; 3) обводят квадрат по ходу часовой стрелки и, придя в исходную точку, берут второй отсчёт m_2 . Таких обводов делают два (полос право и полос лево), беря из них среднее значение. Если известна площадь S

где p — прежняя цена деления планиметра;

R и R_1 — соответственно прежняя и новая длина обводного рычага.

Для различных масштабов цена деления планиметра различна. Цена деления планиметра может выражаться в плановой мере ($см^2$, $мм^2$), а также в мере поземельной ($м^2$, $га$).

Определение постоянного числа q планиметра. Постоянное число планиметра

$$q = \frac{S}{p} - r, \quad (88)$$

где S — известная площадь обводимой фигуры;

p — цена деления планиметра;

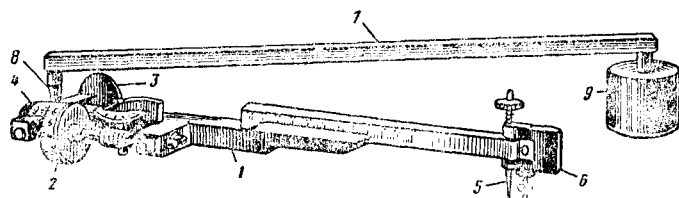
r — число делений планиметра в обводимой фигуре, при положении полюса внутри последней.

Определение площади по карте (фиг. 48). При определении площади по карте, где имеется километровая сетка, или сетка меридианов и параллелей, пользуются формулой

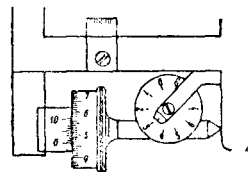
$$S_a = \frac{m_a}{m_A} \cdot S_A, \quad (89)$$

где S_A и S_a — соответственно площади квадрата (трапеции) на карте и искомая площадь, выраженные в $га$;

m_A и m_a — площади тех же фигур, но только выраженные в делениях планиметра.



Фиг. 47а. Полярный планиметр: 1 — обводной рычаг; 2 — счётное колесо; 3 — опорный диск; 4 — верньер; 5 — обводной штифт; 6 — водилка; 7 — полюс; 8 — ось скрепления рычагов; 9 — полюс



Фиг. 47б. Отсчёт по счётному механизму планиметра

Отсчёт по циферблату	3
» » счётному колесу	46
» » верньеру	5
Полный отсчёт	3 465

обводимого квадрата, то цена деления планиметра

$$p = \frac{S}{m_2 - m_1}. \quad (86)$$

Аналогичным путём определяют цену деления p по контрольной линейке, прилагаемой к планиметру.

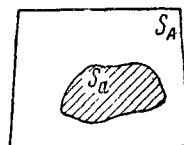
Если цена деления планиметра выразится дробным числом, то полезно её изменить, установив обводной рычаг на новый отсчёт

Новая цена деления планиметра

$$p_1 = \frac{R_1}{R} p, \quad (87)$$

Проверки планиметра. Перед применением планиметр необходимо проверить в отношении правильности установки обводного рычага, правильности определения цены деления и постоянного числа плани-

Фиг. 48. Определение площади планиметром по карте



метра, а также в отношении перпендикулярности плоскости счётного колеса к оси обводного рычага. Для выявления

последнего условия обводят одну и ту же фигуру два раза (полос право и полюс лево). Если результаты обвода будут расходиться между собой больше чем на три деления, то надо ось счётного колеса передвинуть в её подшипниках.

Точность вычисления площади планиметром зависит от размера и формы фигуры, в среднем она может быть принята равной 0,5% от площади обводимой фигуры.

Порядок работы при вычислении площади планиметром. Полюс вне фигуры. Выбирая место для полюса и начальную точку обвода на контуре фигуры, берут отсчёт, например $m_1 = 3754$, где первая цифра берётся с циферблата, вторая и третья — со счётного колеса, четвёртая — с верньера. Затем делают обвод фигуры слева направо и, по приходе в исходную точку, берут второй отсчёт, например $m_2 = 6989$. Разность отсчётов: $m_2 - m_1 = 3235$, выразит площадь фигуры в делениях планиметра.

Если цена деления планиметра p , то площадь фигуры

$$S = (m_2 - m_1) p. \quad (90)$$

При начале обвода следует рычаги планиметра располагать примерно взаимно перпендикулярно.

Полюс внутри фигуры. Порядок работы вычисления площади аналогичен предыдущему. Искомая площадь

$$S = [(m_2 + q) - m_1] p, \quad (91)$$

где q — постоянное число планиметра [определяется по формуле (88) или берётся из таблицы];
 p — цена деления планиметра;
 m_1 и m_2 — соответственно начальный и конечный отсчёты.

Располагая полюс внутри фигуры, надо всегда к конечному отсчёту m_2 прибавить постоянное число q планиметра.

ТЕХНИЧЕСКОЕ НИВЕЛИРОВАНИЕ

Нивелирование — комплекс геодезических действий (полевых и вычислительных), позволяющих получить превышения и высоты точек (абсолютные или относительные) нивелируемой трассы.

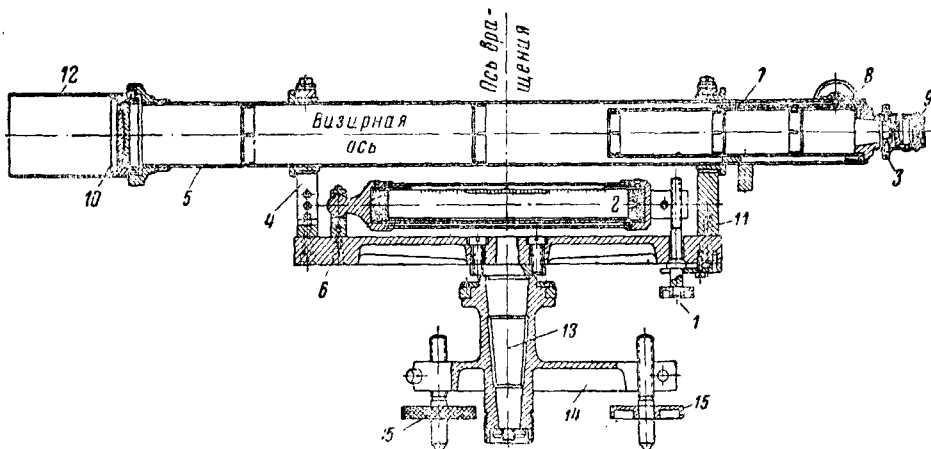
При техническом нивелировании превышение точек определяется горизонтальным лучом зрения.

НИВЕЛИРЫ

Нивелир с перекладной трубой и с уровнем на подставке

Разрез нивелира, изготовленного заводом «Геофизика», показан на фиг. 49.

Проверки нивелира. а) Ось цилиндрического уровня должна быть перпенди-



Фиг. 49. Разрез нивелира завода «Геофизика»: 1 — исправительный винт уровня; 2 — уровень; 3 — исправительные винты сетки нитей; 4 — исправительные винты подставки трубы; 5 — объективное стекло трубы; 6 — подставка нивелира; 7 — окулярное колено; 8 — кремальера; 9 — окуляр; 10 — объектив; 11 — подставка трубы; 12 — блenda; 13 — ось вращения инструмента; 14 — трегер; 15 — подъемные винты

Основной задачей технического нивелирования является выявление рельефа земной поверхности в заданном направлении и получение продольного профиля, необходимого для проектирования трассы.

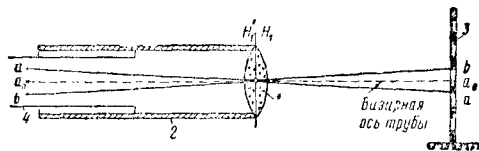
Основным инструментом при нивелировании является нивелир со зрительной трубой. Однако при рекогносцировочных изысканиях иногда пользуются нивелирами-автоматами, а при нивелировании крутых скатов (откосов) применяют патерпасы.

кулярна к оси вращения инструмента (см. поверку «а» уровня в теодолите, стр. 563).

Исправление делается исправительным винтом 7 при уровне.

б) Визирная ось трубы должна совпадать с её геометрической осью. Наводят трубу нивелира на рейку (фиг. 50) и берут по ней отсчёт a . Вращают трубу около её геометрической оси на 180° и берут по рейке второй отсчёт b . Если разность отсчётов $b - a$ будет не больше 2 мм, то условие выполнено, в

противном случае находят средний отсчёт $a_0 = \frac{b+a}{2}$, на который и устанавливают



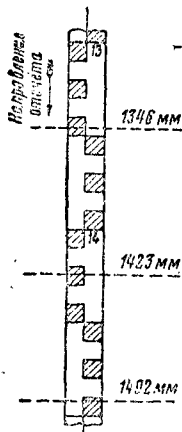
Фиг. 50. Проверка совпадения геометрической и визирной осей трубы нивелира: 1—объектив; 2—объективное колено; 3—рейка; 4—окулярное колено; H_1 и H_2 —главные плоскости объектива; a_0 —средний отсчёт по рейке

сетку нитей, пользуясь её исправительными винтами.

Правило отсчёта по нивелирной рейке показано на фиг. 51.

а) Ось цилиндрического уровня должна быть параллельна нижней образующей поверхности цапф зрительной трубы.

Наводят трубу нивелира на рейку (фиг. 52) и берут по ней отсчёт a . Вынув трубу из лагера, вращают нивелир вокруг его оси на 180° и, положив вновь трубу в лагера, берут по рейке второй отсчёт b .

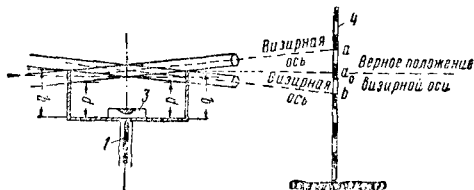


Фиг. 51. Отсчёты по нивелирной рейке

Если разность отсчётов $b-a$ будет не больше 2 мм, то считают, что условие выполнено, в противном случае находят средний отсчёт $a_0 = \frac{b+a}{2}$, на который и устанавливают среднюю нить, изменяя высоты подставок трубы, с помощью их исправительных винтов.

г) При отвесном положении оси вращения инструмента одна из нитей сетки трубы должна быть вертикальна, а остальные нити горизонтальны.

Приведя ось вращения инструмента в отвесное положение, наводят трубу на точку, изображение которой было бы на середине горизонтальной нити. Если при перемещении трубы по азимуту вправо и влево нить будет сходиться с



Фиг. 52. Проверка равенства подставок трубы нивелира: 1—ось вращения нивелира; p и q —подставки и трубы; 3—уровень; 4—рейка

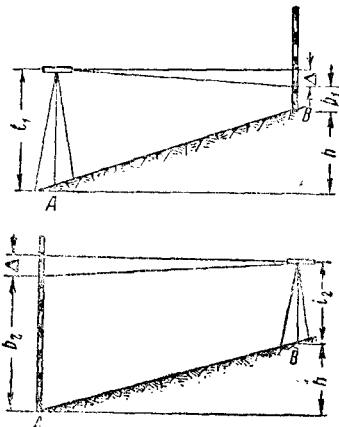
намеченной точки, то исправление делают стопорным винтом у подставки трубы.

д) Цапфы трубы должны быть одинакового диаметра. Выполняют двойное нивелирование

линии местности длиной около 75 м (фиг. 53). Ошибка Δ за неравенство цапф определится по формуле

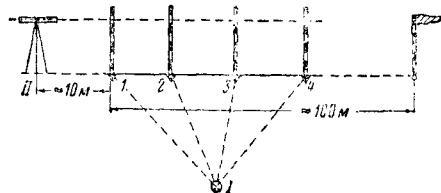
$$\Delta = \frac{b_1 + b_2}{2} - \frac{i_1 + i_2}{2}, \quad (92)$$

где i_1 и i_2 —высоты инструмента; b_1 и b_2 —отсчёты по рейке.



Фиг. 53. Проверка равенства диаметров цапф: i_1 и i_2 —высоты инструмента; h —превышение; b_1 и b_2 —отсчёты по рейке

При полевых работах для исключения оставшихся допустимых ошибок производят нивелирование из середины, перекладывая трубу в лагера, а отсчёты по рейкам берут



Фиг. 54. Проверка правильности движения окулярного колена трубы в объективном колене

по методу симметрии. В отечественных нивелирах цапфы проверок не требуют.

е) Движение окулярного колена трубы в объективном должно быть правильным.

На прямой линии (фиг. 54) длиной 100 м намечают несколько точек через 10—20 м. Устанавливают нивелир в точке I на расстоянии около 80 м от середины линии. Взяв отсчёты a_1, a_2, a_3, \dots по рейке со станции I и a'_1, a'_2, a'_3, \dots со станции II, расположенной на продолжении линии, составляют разности:

$$h_1 = a_1 - a_2, \quad h'_1 = a'_1 - a'_2,$$

$$h_2 = a_1 - a_3, \quad h'_2 = a'_1 - a'_3$$

и т. д.

и т. д.

Если расхождение между соответствующими значениями h и h' будет не больше 2 мм, то условие выполнено.

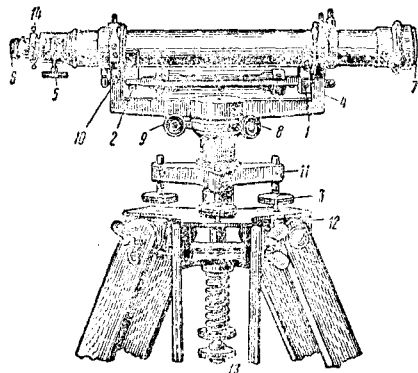
Исправление делается только в мастерской.

Нивелир с перекладной трубой и с уровнем при трубе

Общий вид такого нивелира представлен на фиг. 55.

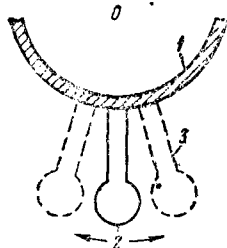
Проверки нивелира. а) Ось цилиндрического уровня и геометрическая ось трубы должны лежать в одной плоскости.

Приведя пузырёк уровня на середину ампулы, покачивают трубу около её геометрической



Фиг. 55. Нивелир с перекладной трубой и с уровнем при трубе: 1—боковые исправительные винты уровня; 2—исправительный винт уровня; 3—подъёмный винт; 4—подставка трубы; 5—кремальера; 6—окуляр; 7—объектив; 8—закрепительный винт; 9—микрометрический винт; 10—исправительный винт подставки трубы; 11—трегер; 12—головка штатива; 13—становой винт; 14—исправительные винты сетки нитей

оси вправо и влево (фиг. 56). Если условие выполнено, то пузырёк уровня будет находиться



Фиг. 56. Проверка положения оси уровня и геометрической оси трубы в одной плоскости: 1—труба; 2—уровень; 3—подвески уровня

на середине или отклоняться от неё только в одну сторону (отклонение допускается не больше 0,3 деления уровня). Если же при покачивании трубы пузырёк уровня будет перемещаться в разные стороны, то условие не выполнено. Ошибка устраняется боковыми исправительными винтами 1 при уровне.

б) Ось цилиндрического уровня должна быть параллельна нижней образующей цапф трубы

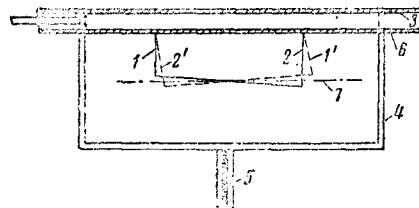
(фиг. 57). Установив пузырёк уровня на середину ампулы, вынимают трубу из лагера и перекладывают её на 180°.

Если пузырёк уровня будет оставаться на середине, то условие выполнено, в противном случае его отклонение определит двойную ошибку.

Исправление делают, перемещая пузырёк уровня на половину дуги отклонения, вертикальным исправительным винтом 2 уровня, а затем вновь пузырёк уровня приводят на середину, действуя подъёмными винтами нивелира. Такую проверку производят два-три раза.

в) Ось цилиндрического уровня должна быть перпендикулярна к оси вращения инструмента (см. проверку «а» у нивелира с уровнем на подставке). Ошибка исправляется перемещением пузырька уровня на половину дуги отклонения с помощью исправительного винта 10 при подставке зрительной трубы, а не при уровне, как это делается у нивелира с уровнем на подставке.

г) Визирная ось трубы должна совпадать с её геометрической осью (см. проверку «б» нивелира с уровнем на подставке).



Фиг. 57. Проверка уровня: 1 и 1' — левая подвеска уровня до и после перекладки трубы; 2 и 2' — правая подвеска уровня до и после перекладки трубы; 3 — труба; 4 — подставка трубы; 5 — ось вращения нивелира; 6 — нижняя образующая цапф; 7 — верное положение оси уровня

д) При отвесном положении оси вращения инструмента одна из нитей сетки должна быть вертикальна, а остальные нити горизонтальны (см. проверку «г» нивелира с уровнем на подставке).

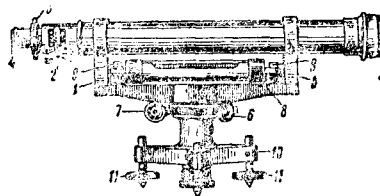
е) Движение окулярного колена в объективном должно быть правильным (см. проверку «а» нивелира с уровнем на подставке).

ж) Цапфы трубы должны быть одинакового диаметра (см. проверку «д» нивелира с уровнем на подставке).

Глухой нивелир

Труба глухого нивелира (фиг. 58) имеет жёсткое соединение с её подставками.

Проверки нивелира. а) Ось цилиндрического уровня должна быть перпендикулярна оси вращения инструмента (см. проверку «а» нивелира с уровнем на подставке).



Фиг. 58. Глухой нивелир: 1—подставка трубы; 2—кремальера; 3—исправительные винты сетки; 4—окуляр; 5—объектив; 6—закрепительный винт; 7—микрометрический винт; 8—уровень; 9—исправительные винты уровня; 10—трегер; 11—подъёмные винты

б) При отвесном положении оси вращения инструмента одна из нитей сетки трубы должна быть вертикальна, а остальные нити горизонтальны (см. проверку «г» нивелира с уровнем на подставке).

в) Визирная ось трубы должна быть параллельна оси цилиндрического уровня (пер-

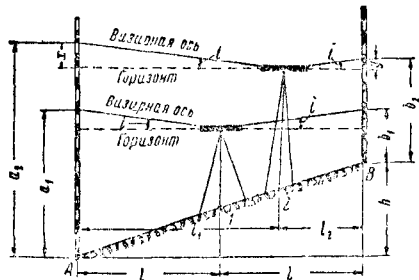
пендикулярна оси вращения инструмента).

Поверку выполняют, устанавливая нивелир на линии АВ два раза (фиг. 59): 1) на середине и 2) вне середины. Взяв отсчеты по рейкам a_1, a_2 (назад) и b_1, b_2 (вперед), определяют превышение h точки В над точкой А:

$$\left. \begin{aligned} h &= a_1 - b_1 \\ h &= a_2 - b_2 \end{aligned} \right\} \quad (93)$$

При наличии ошибки значения h будут различны.

Если между визирной осью и осью уровня имеется угол i (например, визирная ось от-



Фиг. 59. Поверка глухого нивелира на параллельность визирной оси и оси уровня: a_1 и a_2 — задние отсчеты по рейке; b_1 и b_2 — передние отсчеты по рейке; i — угол между визирной осью и осью уровня; x и y — ошибки в отсчетах по рейке

клоняется вверх от горизонта), то ошибки в отсчетах будут:

$$\left. \begin{aligned} x &= l_1 \operatorname{tg} i \\ y &= l_2 \operatorname{tg} i \end{aligned} \right\} \quad (94)$$

Здесь l_1 и l_2 — расстояния от инструмента до реек.

Зная верное превышение $h = (a_2 - l_1 \operatorname{tg} i) - (b_2 - l_2 \operatorname{tg} i)$, находят:

$$\operatorname{tg} i = \frac{(a_2 - b_2) - (a_1 - b_1)}{l_1 - l_2} \quad (95)$$

Для исправления этой ошибки пользуются исправительными винтами 3 при сетке нитей, перемещая визирную ось на величину x (при наблюдении рейки в точке А) и на величину y (при наблюдении рейки в точке В).

Если визирная ось трубы отклоняется вниз от горизонта, то, перемещая сетку нитей, надо её опустить, и наоборот, при нивелировании из середины эта ошибка исключается.

г) Ось круглого уровня должна быть параллельна оси вращения инструмента.

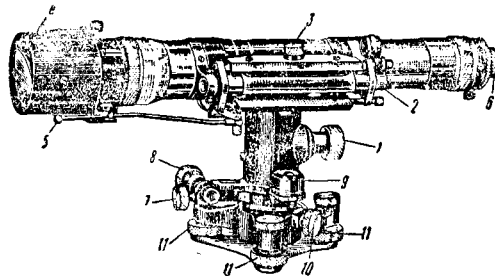
Устанавливают ось вращения нивелира по исправленному цилиндрическому уровню в отвесное положение. Если пузырёк круглого уровня будет в это время не на середине, то его приводят на середину, действуя его исправительными винтами.

д) Движение окулярного колена трубы в объективном должно быть правильным (см. поверку «г» нивелира с уровнем на подставке).

Нивелир с поворотной трубой, с контактным уровнем и плоско-параллельной пластинкой

Нивелир, показанный на фиг. 60, снабжён плоско-параллельной пластинкой, располо-

женной перед объективом, повышающей точность отсчёта по рейке. Для наклона визирной оси трубы нивелира пользуются установочным винтом 1. Труба нивелира имеет две визирные оси. Контактный уровень расположен сбоку трубы. Труба этого нивелира может вращаться на 180° вокруг своей геометрической оси.

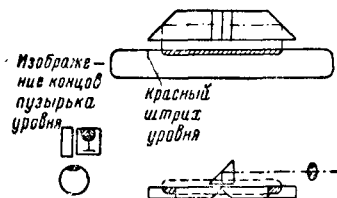


Фиг. 60. Нивелир с поворотной трубой, с контактным уровнем и с плоско-параллельной пластинкой перед объективом: 1 — установочный винт; 2 — контактный уровень; 3 — призма для отсчёта уровня; 4 — оправа с плоско-параллельной пластинкой; 5 — рычаг для передвижения плоско-параллельной пластинки; 6 — окуляр; 7 и 8 — закрепительный и микрометрический винты; 9 — круглый уровень; 10 — закрепительный винт трегера; 11 — подъёмные винты

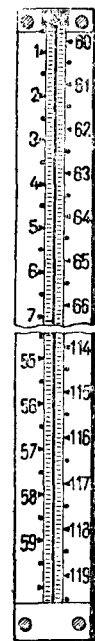
Предварительная установка оси вращения нивелира делается по круглому уровню, а окончательная — по контактному уровню, называемому так потому, что при горизонтальном положении его оси изображения концов двух половин пузырька уровня, рассматриваемые через отсчётную призму 3, соединяются (контактируют), образуя одно целое. Совместив изображения концов пузырька контактного уровня, берут отсчёт по рейке.

Особенностью зрительной трубы этого нивелира является то, что её окуляр может быть переставлен на место объектива, это заменяет перекладку трубы в лагерах.

Изображения концов пузырька контактного уровня передаются через систему призм (фиг. 61).



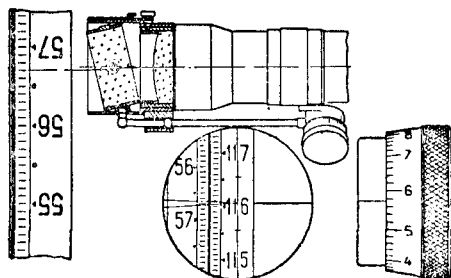
Фиг. 61. Контактный уровень с системой призм



Фиг. 62. Нивелирная штриховая рейка

К нивелиру прилагается штриховая рейка (фиг. 62) с 0,5-см делениями, нанесёнными на инварной ленте. Для повышения точности

отсчёта по рейке нивелир снабжается плоско-параллельной пластинкой, надеваемой на объектив и позволяющей оптически смещать визирную ось трубы параллельно самой себе. Величина смещения визирной оси отсчитывается по барабану, имеющему 50 делений. Это смещение повышает точность отсчёта, так как части делений рейки здесь отсчитываются по шкале барабана, а не по оценке. Механизм, соединяющий плоско-параллельную пластинку с барабаном, и полный отсчёт по штриховой рейке показаны на фиг. 63.



Фиг. 63. Отсчёт по штриховой инварной рейке и по барабану нивелира с плоско-параллельной пластинкой

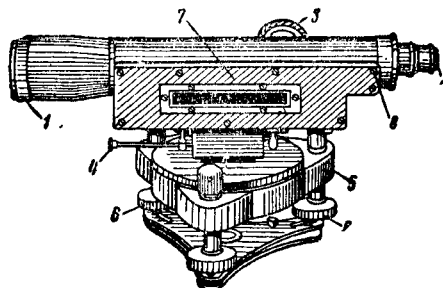
Отсчёт по рейке . . . 1,56,7
 Отсчёт по барабану . . 57
 Полный отсчёт . . . 1,56,757 делений
 или $56,757:20=2,83785$ м

Работая этим нивелиром, берут среднее из двух отсчётов по рейке, уровень справа и уровень слева.

Юстировки нивелира надёжно выполняют на заводе.

Глухой нивелир завода «Геофизика» с контактным уровнем

Нивелир, показанный на фиг. 64, имеет контактный уровень, изображение концов пузырька которого наблюдается в поле зре-



Фиг. 64. Глухой нивелир «Геофизика»: 1—оправа объектива; 2—окуляр; 3—кремальера; 4—винт для поворота зеркала; 5—трегер; 6—подъёмный винт; 7—камера с цилиндрическим уровнем и системой призм; 8—отсчётная линза

ния отсчётного окуляра. Труба нивелира имеет внутреннюю фокусирующую линзу.

Проверки нивелира аналогичны проверкам глухого нивелира.

Нивелир с передачей изображения делений уровня и делений отсчётного барабана в поле зрения трубы

Особенностью этого нивелира является то, что с помощью системы линз и призм, жёстко связанных с зрительной трубой, в поле её зрения передаётся не только изображение пузырька уровня, но и деления шкалы отсчётного барабана (фиг. 65). Проверки этого нивелира аналогичны проверкам глухого нивелира.

Регулировка нивелира выполняется надёжно на заводе.

Нивелир-автоматы

Нивелир-автоматы — изобретение русских учёных (М. П. Леонтовский — 1915 г., Ф. В. Дробышев — 1928 г., М. А. Артанов — 1946 г.), смонтированные на четырёхколёсной тележке или на велосипеде, позволяют получить профиль местности непосредственно в поле, графически, без вычислений, путём передвижения прибора по нивелируемой трассе.

Точность нивелир-автомата около 25 см на 1 км хода.

В нивелир-автомате М. А. Артанова (модель 1946 г.) профиль вычерчивается в масштабах: горизонтальный 1:5 000, вертикальный 1:500. Точность отсчёта: расстояний $\pm 1,5$ м, высот $\pm 0,15$ м. Ошибка Δh нивелирования нивелир-автоматом М. А. Артанова может быть принята равной:

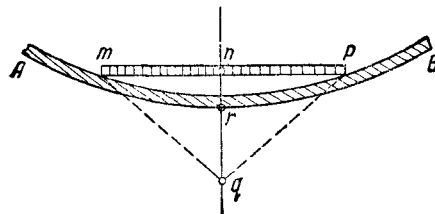
$$\Delta h_{см} = \pm 0,25 \sqrt{L},$$

где L — длина хода в километрах.

Нивелир-автоматы находят большое применение в Советском Союзе.

Поперечное нивелирование

Поперечники снимаются вправо и влево от оси трассы и намечаются в характерных точках её рельефа, в точках перехода выем-



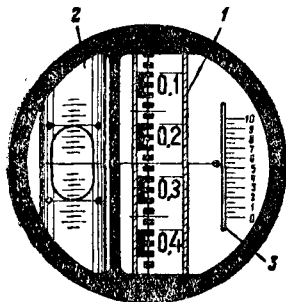
Фиг. 64а. Штанга для построения перпендикуляров на кривых: AB — участок пути; mn — штанга; r — точка на кривой оси пути; mqr — шнур; $mn = pr$; $mqr = qr$

ки в насыпь, у искусственных сооружений, у мостов, на насыпях и в выемках, если их высоты (глубины) больше 4 м.

Расстояния на поперечниках измеряют мерной лентой (см. стр. 557) от оси пути. Для построения перпендикуляров на криволинейных участках пути пользуются штангой и шнуром (фиг. 64а).

Нивелир-тахеометр

Нивелир-тахеометр применяется при техническом нивелировании, а также при трассировании линий заданного уклона. Нивелир-тахеометр имеет горизонтальный круг с отсчётным микроскопом и контактный уровень для установки оси вращения нивелира в отвесное положение. Зрительная труба нивелира-



Фиг. 65. Поле зрения трубы нивелира: 1 — изображение делений рейки; 2 — изображение делений уровня; 3 — изображение делений шкалы отсчётного барабана

тахеометра с центральной фокусирующей линзой перемещается в вертикальной плоскости с помощью специального винта в пределах $\pm 15\%$, с точностью отсчёта до $0,01\%$. Один оборот этого винта соответствует наклону трубы в 1% . Барабан винта разделён на 100 частей. Отдельные обороты винта отсчитываются по миллиметровой шкале.

ОРГАНИЗАЦИЯ ГЕОДЕЗИЧЕСКИХ РАБОТ ПРИ НИВЕЛИРОВАНИИ ТРАССЫ

Полевые работы при техническом нивелировании включают: рекогносцировку трассы по карте (аэрофотоснимку) или на местности, вешение и измерение линий.

Одновременно с измерением линий лентой и углов поворота теодолитом на трассе намечают пикеты, плюсовые точки, точки поперечных профилей, точки кривых, а также снимают ситуацию. Пикеты ставят через 100 м, плюсовые точки и точки поперечных профилей намечают, учитывая рельеф местности и масштаб съёмки. Результаты измерений заносят в пикетажный журнал (фиг. 66).

Основной метод технического нивелирования — из середины.

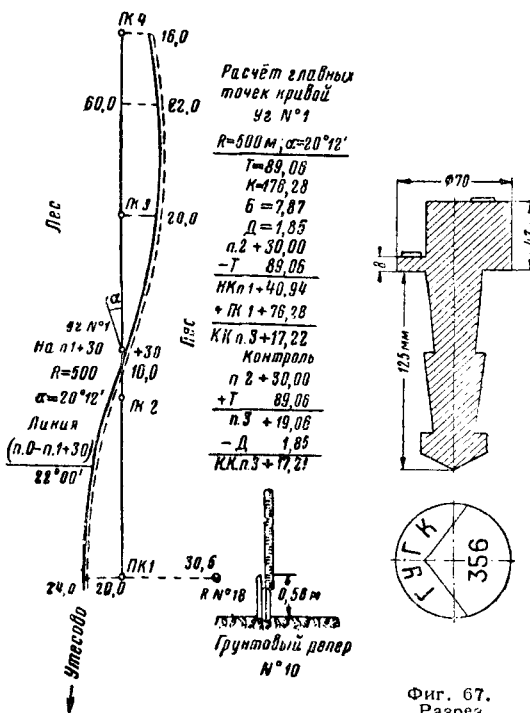
При переходе рек необходимо взять отметку уреза воды, определить живые сечения, уклон, скорость, направление течения и произвести съёмку берегов реки.

При нивелировании рельсового пути рейку ставят на головку рельса, отмечая пикеты краской на шейке рельса.

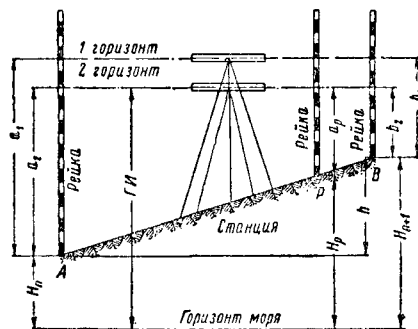
При определении профиля бровки земляного полотна против каждой точки, взятой на головке рельса, ставят рейку на обе бровки земляного полотна.

Начало и конец трассы закрепляют реперами. На нивелируемой трассе реперы устанавливают примерно через 6 км. Постоянными нивелирными знаками трассы являются: стенные реперы (фиг. 67), грунтовые реперы. Закладка грунтового репера делается ниже промерзания грунта. Вспомогательные точки

на трассе закрепляются деревянными реперами; роль репера при нивелировании рельсового пути часто выполняют парапеты, под-



Фиг. 66. Пикетажный журнал



Фиг. 68. Техническое нивелирование: a_1 и a_2 — задние отсчёты по рейке; b_1 и b_2 — передние отсчёты по рейке; a_p — отсчёт на промежуточную точку; ГИ — горизонт инструмента

ферменники мостов и т. д. Место каждого репера фотографируется или около него выполняется глазомерная съёмка.

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ ТЕХНИЧЕСКОГО НИВЕЛИРОВАНИЯ

Из фиг. 68 находим:

$$h = a - b; \quad (96)$$

$$H_{n+1} = H_n \pm h; \quad (97)$$

$$\Gamma И = H_n + a_2; \quad (98)$$

$$H_p = \Gamma И - a_p. \quad (99)$$

Здесь a и b — соответственно средний задний и средний передний отсчёты по рейке;

h — превышение двух точек;
 H_n, H_{n+1} и H_p — отметки точек: задней A , передней B и промежуточной P ;
 $ГИ$ — горизонт инструмента (высота визирной оси над уровнем моря).

Отсчёты по рейкам и результаты вычислений заносятся в журнал. В практике пользуются различными формами журналов, приспособленными для разных методов нивелирования. В табл. 15 приведён журнал для метода нивелирования из середины, при двух горизонтах инструмента, из которого видны порядок наблюдений, обработка материала и контроль работы.

КОНТРОЛЬ НИВЕЛИРОВАНИЯ

Для контроля нивелирования применяют различные методы:

1) нивелирование одним нивелиром при двух горизонтах; 2) обратный ход или замкнутый ход; 3) нивелирование в два нивелира, а также применение двусторонних реек.

Указанные методы контроля нивелирования позволяют выявить наличие грубой ошибки и определить невязку в превышениях. Если невязка в превышениях не превосходит предельной, определяемой по формулам (101) и (102), то её распределяют следующим образом. Если ход имеет n станций, а невязка в превышениях равна $\pm \Delta h$, то поправка, вводимая в отметку передней точки каждой станции

$$f = \pm \frac{\Delta h}{n} \cdot m, \quad (100)$$

где m — порядковый номер станции от начала нивелирного хода.

По исправленным отметкам вычисляют отметки горизонта инструмента, пользуясь которыми, находят отметки плюсовых точек и точек поперечных профилей. Если нивелирование велось двумя нивелирами, либо при двух горизонтах, либо в прямом и обратном направлении, то из двух превышений каждой станции берут среднее превышение. По средним превышениям вычисляют отметки связующих точек, пользуясь которыми, находят отметки плюсовых точек и точек поперечных профилей.

НИВЕЛИРОВАНИЕ ПРИ ИЗЫСКАНИЯХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

При изысканиях железных дорог нивелирование выполняют по специальным инструкциям, согласованным с ГУГК при Совете Министров СССР.

Условные обозначения нивелирных ходов разных классов показаны на фиг. 69.

Места привязок реперов зарисовываются. Привязка к стенным реперам выполняется с помощью подвесной рейки (фиг. 70).

При железнодорожных изысканиях пользуются глухими нивелирами, а также нивелирами с перекладными трубами.

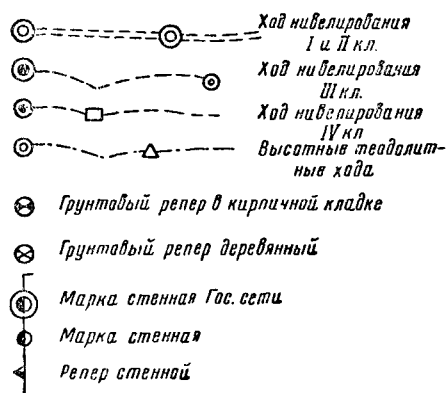
Нивелирные рейки применяются либо односторонние, либо двусторонние с санти-

Таблица 15

Журнал нивелирования

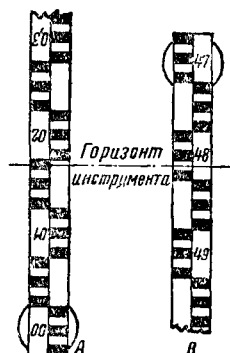
№ станции	№ пикетов	Отсчёты по рейке					Превыше- ния		Горизонт инст- румента	Отметки		Примеча- ние
		читанные			средние		+	-		относи- тельные	абсолют- ные	
		задние	передние	промежу- точные	задние	передние						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	RN°28	260 236			243					142,925		Ясно, грунт твёрдый
	ПК 0		676 650			663		415		142,510		
2	ПК 0 +25,0	1044 982		1 990	1 013				143,292	142,510 141,502		
	ПК 1		1 522 1 458			1 490		477		142,033		
3	ПК 1 +62,0	416 448			432				142,481	142,033 140,499		
	ПК 2		1 497 1 527	1 982		1 512		1 030		140,953		
4	ПК 2 +79,0	211 231			221				141,184	140,953 138,505		
	ПК 3		1 658 1 678	2 679		1 668		1 447		139,506		
		$\Sigma a = 3\ 828$	$\Sigma n = 10\ 666$	$\Sigma b = 1\ 914$		$\Sigma n =$	$\Sigma \pm h =$		$H_K - H_n = -3\ 419$			
		$\frac{\Sigma a - \Sigma n}{2} = -3\ 419$		$\Sigma a - \Sigma n = -3\ 419$		$= 5\ 333$	$-3\ 419$					

метровыми (или двухсантиметровыми) делениями. Длина раздвижной или складной рейки 4 м. Правильность нанесения делений реек проверяется контрольным метром.



Фиг. 69. Основные условные обозначения нивелирных ходов разных классов

Расстояние от нивелира до связующих точек принимают равным 50 (или 100) м. На предварительных изысканиях допускают длину визирного луча до 200 м.



Фиг. 70. Подвесная рейка: А — отсчёт (+), В — отсчёт (—)

Начинают и заканчивают нивелирный ход репером, отметку которого выписывают из каталога высот.

Если нивелирование ведётся в два нивелира, а ход прокладывается между реперами, имеющими отметки H_1 и H_2 , то невязка Δh будет

$$\Delta h = \sum h - (H_2 - H_1).$$

Предельная же невязка Δh в превышениях подсчитывается по формуле

$$\Delta h = \pm 30 \sqrt{L} \text{ мм}, \quad (101)$$

где L — длина хода в одном направлении, выраженная в км.

Если нивелирный ход опирается обоими концами на нивелирные точки высшего класса, имеющие отметки H_1 и H_2 , то предельная невязка в превышениях подсчитывается по формуле

$$\Delta h = \pm \sqrt{400 L + 4 L^2} \text{ мм}. \quad (102)$$

Этой же формулой пользуются для подсчёта предельной невязки в замкнутых ходах.

Кроме того, при железнодорожных изысканиях (предварительных и окончательных) для определения невязки в превышениях Δh пользуются формулами:

$$\Delta h = \pm 0,04 \sqrt{L} \text{ мм}. \quad (103)$$

$$\Delta h = \pm 0,02 \sqrt{L} \text{ мм}. \quad (104)$$

Относительно формул (101) — (104) следует заметить, что за последние годы советские учёные внесли в них изменения, которые будут учтены в новых инструкциях.

Продольный профиль

При изысканиях железных дорог строят различные профили, как то: подробный продольный профиль, сокращённый профиль, утрированный профиль и др. На фиг. 71а показан подробный продольный профиль, принятый в Союзтранспроекте МПС СССР. Подробный профиль строится на миллиметровой бумаге. При построении профиля в его длину вводится поправка p за наклон линии (только при $\alpha^\circ > 3^\circ$):

$$p = \frac{h^2}{2l}, \quad (105)$$

где h — превышение; l — длина линии.

Красные отметки точек

$$H_n = H_{n-1} \pm il, \quad (106)$$

где H_{n-1} , H_n — красные отметки предыдущей и последующей точки;
 i — уклон;
 l — расстояние.

Значениями уклона и расстояния задаются, руководствуясь техническими условиями.

Рабочие отметки точек вычисляются как разность между красными и чёрными отметками.

Расстояния x нулевой точки от младшего пикета и y от старшего пикета профиля определяются по формулам:

$$x = \frac{a}{a+b} \cdot l, \quad (107a)$$

$$y = \frac{b}{a+b} \cdot l, \quad (107b)$$

где a и b — рабочие отметки точек, между которыми лежит нулевая точка;
 l — расстояние между ними.

Контроль вычисления ведут по формуле

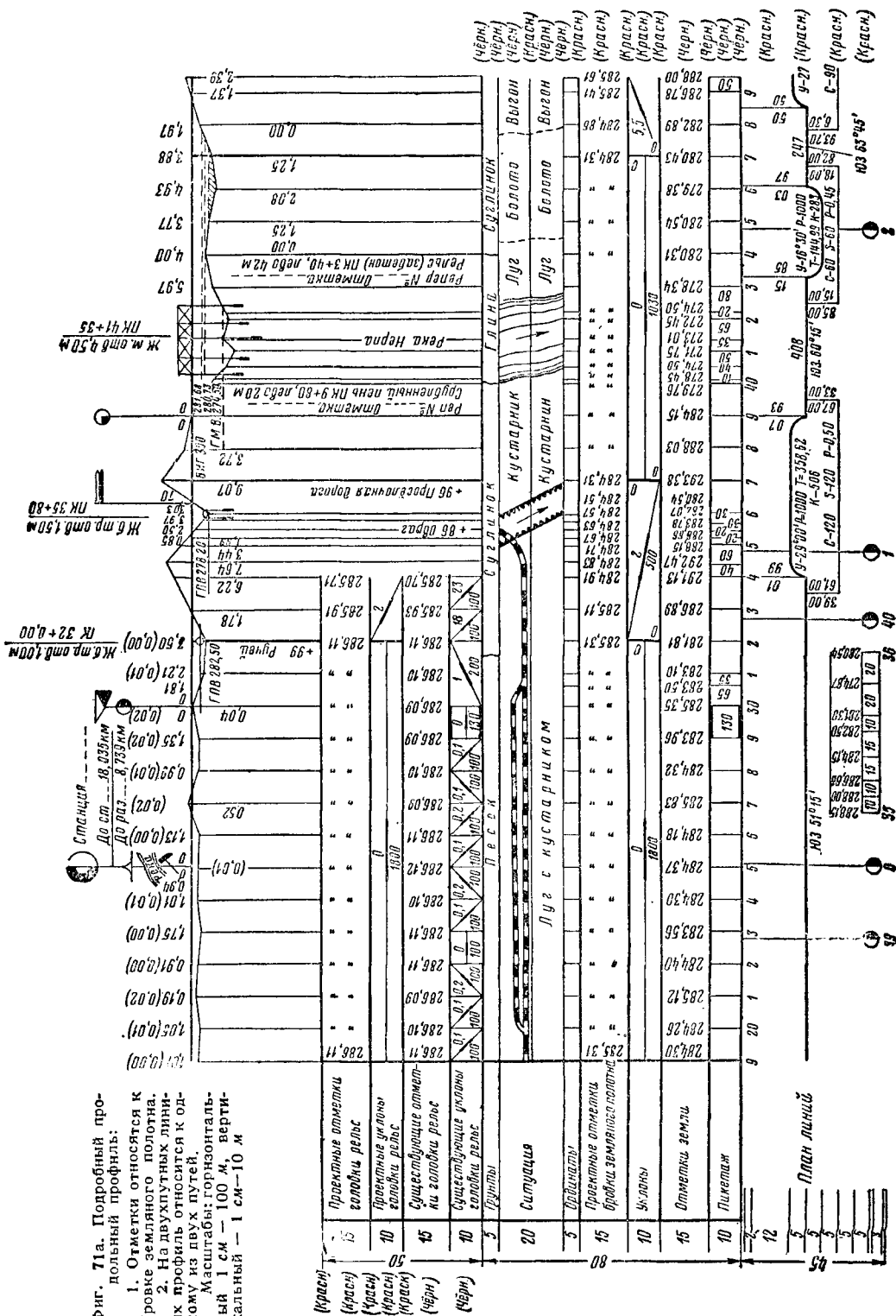
$$x + y = l. \quad (107в)$$

При дорожных изысканиях одновременно с профилем строят нивелирный план трассы, на котором показывают кривые, поперечники и ситуацию.

Профиль (фиг. 71а и 71б) составлен в абсолютных отметках. Исходная отметка репера ГУГК № 735, расположенного в стене водоёмного здания станции, равна 279,345 м.

Указания к подробному продольному профилю (фиг. 71а):

1) Рабочие отметки пишут на расстоянии 1 см от проектной линии. 2) Отметки на пикетах должны быть подписаны крупнее, чем на плюсовых точках; пикетные отметки ставятся строго против пикетов. 3) Условное обозначение дома переездного сторожа у охраняемого переезда ставится под флажком, а дома путевого обходчика у переезда — над флажком. 4) Условные обозначения остановочных пунктов и зданий заливаются тушью со стороны их расположения (по ходу километража). 5) На полотняной кальке показываются чёрной тушью пикетаж, существующий километраж, расстояния, отметки земли, ситуация, названия рек, дорог, селений, ли-



ний земли; существующие устройства и сооружения показываются штриховкой. Красной тушью показывается проектируемая линия, проектные и рабочие отметки, все проектируемые сооружения заливаются красной тушью. 6) На восковке все данные продольного профиля вычерчиваются черной тушью. 7) Для железнодорожных линий в районах северных широт на продольном профиле над графой «грунты» вводится до-

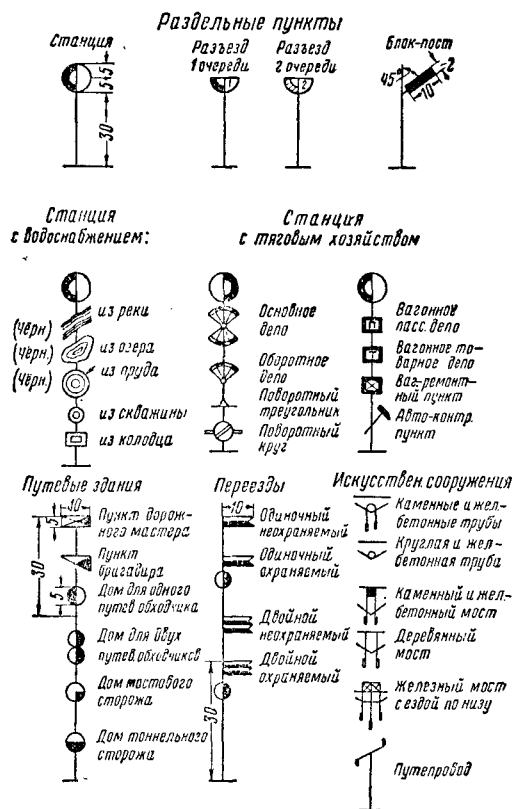
в натуре со стороной 100, 50 и 20 м. Разбивая сетку квадратов на местности, намечают, пользуясь теодолитом, две взаимно перпендикулярные оси, на основе которых намечают квадраты с большими сторонами до 400 м; в вершинах этих квадратов устанавливают реперы.

Один из таких реперов должен быть обязательно привязан к пунктам государственной нивелирной сети.

Большие квадраты разбивают на квадраты с меньшими сторонами, руководствуясь рельефом местности. В пересеченной местности на сторонах квадрата намечают плюсовые точки или разбивают поперечники.

Пикетные точки наблюдают при двух горизонтах нивелира, а плюсовые точки — при одном горизонте.

Отсчеты по рейкам заносят или в журнал нивелирования или на схему сетки квадратов.



Фиг. 71б. Условные знаки, применяемые в профиле для железных дорог

полнительная графа: «Толщина деятельного слоя» — горизонтальная графа шириной 5 мм. 8) Пикеты с большим количеством плюсов вычерчиваются отдельно внизу, под планом линии, в масштабе 1:2000.

На фиг. 71б показаны условные знаки, применяемые в профиле.

ОРГАНИЗАЦИЯ ГЕОДЕЗИЧЕСКИХ РАБОТ ПРИ НИВЕЛИРОВАНИИ СТРОИТЕЛЬНОЙ ПЛОЩАДКИ

Полевые работы

Нивелированием строительной площадки определяют как основные формы рельефа, так и микрорельеф местности; по результатам нивелирования определяют объем земляных работ.

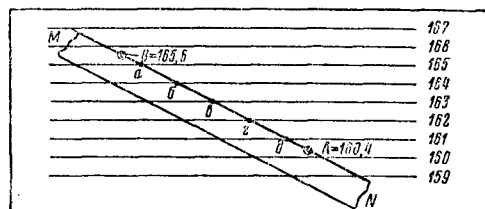
В инженерной практике широкое применение находит метод нивелирования строительной площадки по квадратам, разбиваемым

Построение плана строительной площадки

Основные точки нивелирного плана наносят по координатам, а точки пикетные и плюсовые — по измеренным расстояниям. По выписанным на плане высотам проводят горизонтали, руководствуясь кроки.

Горизонтالي проводятся для высот, кратных заданному сечению. Высоты сечений на инженерных планах бывают: 2 м, 1 м, 0,5 м, иногда 0,25 м.

Проведение горизонталей на плане. Пусть требуется между точками А и В плана, имеющими отметки $H_A = 160,4$ и $H_B = 165,6$, провести горизонталь с сечением $h = 1$ м. Проводим на бумаге ряд параллельных линий (фиг. 72) на произвольном, но

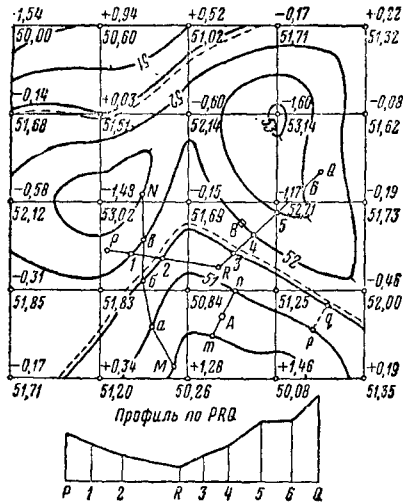


Фиг. 72. Проведение горизонталей по отметкам точек ($h = 1$ м)

равном расстоянии друг от друга. Переносим с плана на полосу бумаги MN расстояние между точками А и В. Наложив полосу бумаги на график так, чтобы точки А и В расположились соответственно их высотам, отмечаем на ней точки а, б, в, г, д, соответствующие горизонталям. Прикладываем эту полосу к линии АВ плана, на который и переносим положение соответствующих горизонталей. Наметив, таким образом, положение ряда точек на плане, проводим по ним горизонтали, соединяя точки с одинаковыми высотами.

При интерполировании горизонталей необходимо сначала намечать главные линии рельефа, а затем, руководствуясь кроки, провести горизонтали.

План строительной площадки с горизонталями показан на фиг. 73.



Фиг. 73. Нивелирный план строительной площадки: высота сечения $h = 0,5$ м; отметка нулевой горизонтали $H_0 = 51,54$

Задачи, решаемые на плане с горизонталями

Определить высоты H_A и H_B точек A и B (фиг. 73). Точка B лежит на 52-й горизонтали, её высота будет $H_B = 52$ м.

Для определения высоты точки A проводят через неё направление ската mn (нормаль к смежным горизонталям) и находят её превышение x над точкой m , пользуясь формулой

$$x = \frac{h \cdot d_1}{d},$$

где h — высота сечения, $d_1 = mA$, $d = mn$. Следовательно

$$H_A = H_m + \frac{h \cdot d_1}{d}. \quad (108)$$

Определить угол α° наклона линии pq , проведённой между двумя смежными горизонталями (фиг. 73). Для решения этой задачи пользуются формулой

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{d} \quad (109)$$

или масштабом заложений (фиг. 75).

Между точками M и N на плане с горизонталями (фиг. 73) провести ломаную линию с заданным уклоном, не большим α° . Решая эту задачу, пользуются формулой

$$d = h \operatorname{ctg} \alpha. \quad (110)$$

Взяв заложение d в раствор циркуля (в масштабе плана), ставим одну его ножку в точку M, а другой засекаем смежную горизонталь в направлении точки N, отмечая точку a . Затем из точки a тем же раствором циркуля засекаем следующую смежную горизонталь и т. д. Построенная таким образом линия $Ma\delta\delta N$ будет искомой. На участке bN уклон будет меньше α° .

Построить профиль по линии PRQ (фиг. 73). Замечаем на плане точки пересечения 1, 2, 3, 4, 5 и 6 линии PRQ с горизонталями, а также определяем, пользуясь горизонталями, отметки точек P, R, Q. Зная отметки точек P, 1, 2, R, 3, 4, 5, 6, Q, строим по ним искомый профиль, беря горизонтальные расстояния между этими точками с плана.

Провести на нивелирном плане нулевую горизонталь под условием выполнения минимума земляных работ. Для вычисления отметки нулевой горизонтали берут среднее арифметическое из отметок всех вершин квадратов. Рабочие отметки вычисляют, как разности между отметкой нулевой горизонтали и отметкой вершины каждого квадрата. Нулевая горизонталь (пунктирная) и рабочие отметки показаны на фиг. 73.

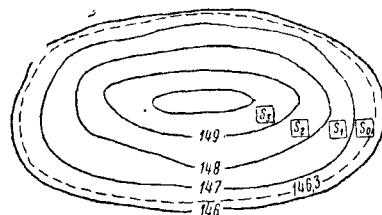
Определить по плану с горизонталями водосборную площадь. При решении этой задачи, пользуясь горизонталями, намечают на плане водораздельные линии (линии, проходящие через наиболее высокие точки вершин и перевалов), положение которых определит контуры бассейна. Пользуясь планиметром, определяют искомую площадь.

Определить объём земляных работ по плану с горизонталями. При определении объёма земляных работ по плану с горизонталями рассмотрим только тот случай, когда проектная площадка должна быть горизонтальной и проходить на заданной высоте, например на высоте 146,3 м.

На фиг. 74 проводим горизонталь с заданной отметкой 146,3 м (показана пунктиром). Определив планиметром площади S_0 , S_1 , S_2 и S_3 , ограниченные горизонталями, начиная от горизонтали 146,3, находим объём между секущими плоскостями:

$$v = \frac{S_a + S_b}{2} \cdot h,$$

где S_a и S_b — соответственно площади, ограниченные горизонталями; h — высота сечения.



Фиг. 74. Определение объёма земляных работ по плану с горизонталями

Полный объём V земляных работ

$$V = \sum_{i=1}^n v = 1/2 h [S_0 + 2(S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n)]. \quad (111)$$

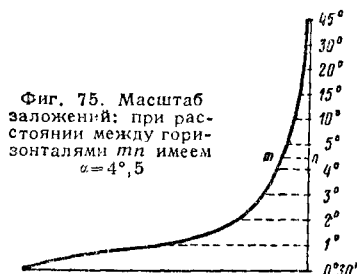
Масштаб заложений и масштаб уклонов

Для определения угла наклона α° или уклона $\operatorname{tg} \alpha$ на плане с горизонталями пользуются масштабам заложений и масштабам уклонов.

Масштаб заложений (фиг. 75) строится, исходя из формулы

$$d = h \operatorname{ctg} \alpha. \quad (112)$$

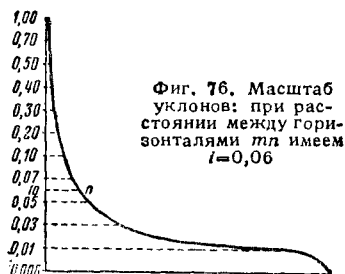
На прямой линии откладывают равные отрезки. Из точек отложения восстанавливают перпендикуляры, на которых в масштабе плана откладывают заложения d , соединяя их концы кривой. Пользование масштабом заложений показано на фиг. 75.



Масштаб уклонов (фиг. 76) строится по аналогии с масштабом заложений, исходя из формулы

$$d = \frac{h}{i}, \quad (113)$$

где i — уклон линии.



РАЗБИВКА КРУГОВЫХ КРИВЫХ

Элементы круговой кривой определяются по таблицам различными методами. В практике чаще всего применяются таблицы проф. Н. В. Фёдорова, образцы которых приведены в табл. 16—20.

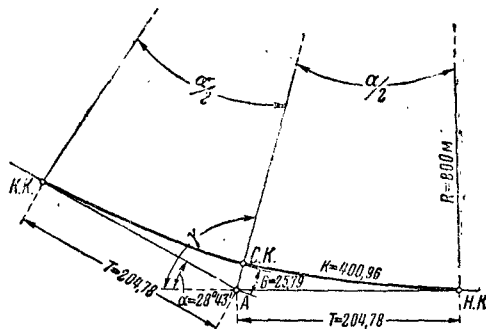
Таблица 16
Элементы круговых кривых, $R=800$

α	T	ΔT	K	ΔK	D	ΔD	B	ΔB	
°									
23	39	204,29	12	400,03	23	8,55	1	25,67	3
	42	204,66	12	400,73	23	8,59	2	25,76	3
	45	205,03	12	401,43	23	8,64	2	25,86	3
	48	205,40	13	402,12	23	8,69	1	25,95	3

$$\gamma = \left| \frac{n \cdot 104^\circ + 1}{\Delta \cdot 256^\circ - 2} \right| \text{ ч. м.}$$

Примечание. $\gamma = 90^\circ + \frac{\alpha}{2}$ (угол между направлением трассы и биссектрисой); n — правый угол; Δ — левый угол; $\pm \frac{1}{2}$ ч. м. — половина числа минут в угле α° .

Разбивка круговой кривой по трём точкам (НК, СК, КК) (фиг. 77). Элементы круговой кривой: тангенс T , кривую K , биссектрису B и домер D находят по таблицам (см. табл. 16).



Фиг. 77. Разбивка круговой кривой по трём точкам НК, СК, КК

Элементы круговой кривой вычисляются по формулам:

$$T = R \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}; \quad (114)$$

$$K = \frac{\pi R}{180} \alpha; \quad (115)$$

$$B = R \left(\sec \frac{\alpha}{2} - 1 \right); \quad (116)$$

$$D = 2T - K, \quad (117)$$

где α — угол поворота;
 R — радиус кривой.

Пример. Дано: $\alpha = 28^\circ 43'$; $R = 800$ м. Вершина угла ВУ в пикетаже: ПК 38 + 80,96 м. Из табл. 16 для $\alpha = 28^\circ 42'$ находим:

$$\begin{aligned} T &= 204,66 \text{ м} & \Delta T &= 12 \text{ см} \\ K &= 400,73 \text{ »} & \Delta K &= 23 \text{ »} \\ D &= 8,59 \text{ »} & \Delta D &= 2 \text{ »} \\ B &= 25,76 \text{ »} & \Delta B &= 3 \text{ »} \end{aligned}$$

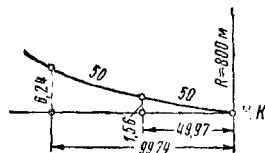
Исправленные значения элементов кривой для $\alpha = 28^\circ 43'$ будут:

$$\begin{aligned} T &= 204,78 \text{ м} \\ K &= 400,96 \text{ »} \\ D &= 8,61 \text{ »} \\ B &= 25,79 \text{ »} \end{aligned}$$

Пользуясь вычисленными данными, находим начало НК и конец КК кривой в пикетаже.

Контроль вычислений

ВУ . . . ПК 38+80,96	ВУ . . . ПК 38+80,96
-T . . . ПК 2+04,78	+T . . . ПК 2+04,78
НК . . . ПК 36+76,18	. . . ПК 40+85,74
+K . . . ПК 4+00,96	D . . . 8,61
КК . . . ПК 40+77,14 м	КК . . . ПК 40+77,13 м



Фиг. 78. Детальная разбивка круговой кривой координатами от тангенса

Детальная разбивка круговой кривой координатами от тангенса (фиг. 78). Находят по таблицам (см. табл. 17) координаты

Таблица 17
Детальная разбивка
круговых кривых
координатами
от тангенса

R=800		K
K-X	Y _k	
0,02	1,00	40
0,03	1,56	50
0,06	2,25	60
0,09	3,06	70
0,26	6,24	100

Таблица 18
Детальная разбивка
круговых кривых спо-
собом углов (длина
хорды S=20 м)

K	R=800	
	φ	
	право	лево
20,00	0° 43'	359° 17'
40,00	1° 26'	358° 34'
60,00	2° 09'	357° 51'
100,00	3° 35'	356° 25'

Таблица 19
Детальная разбивка
круговых кривых
способом продолженных
хорд (хорда S=20 м)

Перемещения		
край- ние	проме- жуточ- ные	R
0,33	0,67	600
0,25	0,50	800
0,20	0,40	1000

Таблица 20

Вынос точек
с касательной
на кривую

R=800		K
K-x	y	
0,04	1,76	53
0,04	1,82	54
0,04	1,89	55

x (ось x направлена по линии тангенса) и y точек кривой, находящихся на заданном расстоянии K друг от друга, причём

$$x = R \sin \varphi; \quad (118)$$

$$y = 2R \sin^2 \frac{\varphi}{2}; \quad (119)$$

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi R} K. \quad (120)$$

Пример. Дано: R = 800 м, K = 50 м. Координаты точек, находящихся на расстоянии 50 и 100 м от начала кривой, будут:

$$\begin{aligned} x_{100} &= 99,74 \text{ м} & y_{100} &= 6,24 \text{ м} \\ x_{50} &= 49,97 \text{ м} & y_{50} &= 1,56 \text{ м} \end{aligned}$$

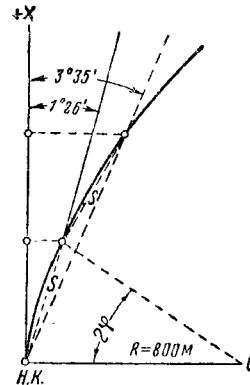
Детальная разбивка круговой кривой способом углов (фиг. 79). По табл. 18 находят значение угла φ, вычисленного по формуле

$$\sin \varphi = \frac{S}{2R}, \quad (121)$$

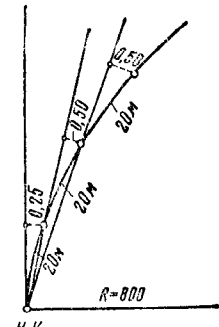
где S — хорда.

Пример. Дано: R = 800 м, K = 40 м, S = 20 м. Для точки, находящейся на расстоянии 40 м от начала кривой, φ = 1° 26' (право) или 358° 34' (лево), а для расстояния 100 м, φ = 3° 35' (право) или 356° 25' (лево).

Детальная разбивка круговой кривой способом продолженных хорд (фиг. 80). По таблицам (см. табл. 19) находят перемеще-



Фиг. 79. Детальная разбивка круговой кривой способом углов



Фиг. 80. Детальная разбивка круговой кривой способом продолженных хорд

ние d конца кривой относительно линии тангенса, вычисленное по формуле

$$d = \frac{S^2}{R}. \quad (122)$$

Пример. Дано: R = 800 м, S = 20 м. Из таблицы имеем: Крайнее перемещение d₁ = 0,25 м; промежуточные — d₂ = 0,50 м.

Вынос точек с касательной на кривую (фиг. 81). Вынося пикеты и характерные точки рельефа с касательной на кривую



Фиг. 81. Вынос точек с касательной на кривую

(фиг. 81), пользуются таблицей (см. табл. 20), вычисленной по формулам (118) — (120).

Пример. Дано: R = 800 м, K = 54 м. Координаты искомой точки будут:

$$x = 53,96 \text{ м}; y = 1,82 \text{ м}.$$

За последние годы при разбивке кривых пользуются методом секущих и др.

ТАХЕОМЕТРИЧЕСКАЯ СЪЁМКА

Тахеометрическая съёмка позволяет определить с места стояния тахеометра положение точки местности по расстоянию, по высоте и по направлению.

Тахеометрическая съёмка находит широкое применение при железнодорожных изысканиях в горных районах.

КРУГОВЫЕ ТАХЕОМЕТРЫ

В практике тахеометрической съёмки применяются круговые тахеометры заводов «Геофизика» и «Геодезия», снабжённые нитяными дальномерами.

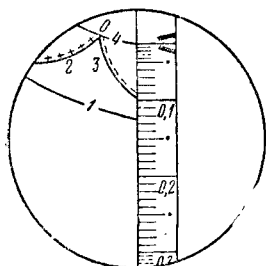
У некоторых круговых тахеометров вертикальные круги заменены насадкой Стодолкевича, позволяющей автоматически определять превышения точек (см. стр. 593). Рейки, прилагаемые к круговым тахеометрам, имеют сантиметровую или специальную форму росписи. В СССР большое применение находят рейки А. С. Филоненко.

ТАХЕОМЕТРЫ-АВТОМАТЫ

Тахеометр-автомат с диаграммой для определения расстояний и превышений. Особенностью этого тахеометра является

стеклянная пластинка со специальной диаграммой кривых, изображения которых передаются в фокальную плоскость зрительной трубы (фиг. 82).

Пользуясь специальной рейкой, можно по диаграмме поля зрения тахеометра отсчи-



Фиг. 82. Поле зрения зрительной трубы тахеометра-автомата с диаграммой для определения расстояний d и превышений h :

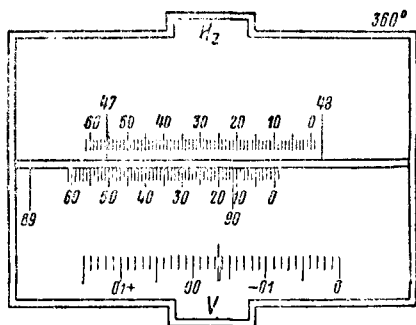
$$d = 0,125 \cdot 100 = 12,5 \text{ м},$$

$$h = -0,098 \cdot 20 = -1,96 \text{ м}$$

100 — при определении расстояний и 20 — при определении превышений.

Одна из моделей этого тахеометра, известная под названием топометра, снабжена горизонтальным диском, позволяющим прочерчивать на нём направления и намечать отдельные точки.

Редукционный тахеометр. Редукционный тахеометр имеет оптический дальномер двойного изображения, позволяющий определять автоматически горизонтальные проложения измеряемых линий.



Фиг. 83. Поле зрения отсчётного микроскопа редукционного тахеометра (новая модель). Отсчёты по: горизонтальному кругу $47^\circ 55',3$; вертикальному кругу $90^\circ 12',0$; шкале уклонов $0,0036$

Отсчёты по кругам по шкале уклонов производятся в поле зрения отсчётного микроскопа (фиг. 83). Отсчёт по рейке показан на фиг. 84.

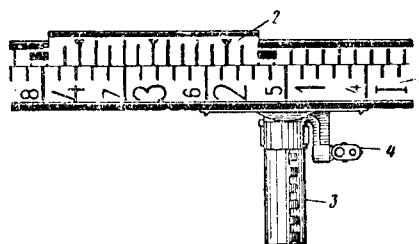
Одно деление верньера на рейке соответствует 20 см, а каждый пятый штрих рейки соответствует 10 м расстояния. Наибольшее расстояние, определяемое этим дальномером, 200 м.

Определяя расстояние дальномером, наводят трубу на рейку так, чтобы изображения делений рейки и верньера располагались друг над другом. Для определения ко-

ротких расстояний пользуются верньером с красными точками, а для определения больших расстояний пользуются верньером с чёрными точками. Перед отсчётом по рейке, пользуясь барабаном расстояний, совмещают один из двух рядов лежащих штрихов верньера с находящимися под ними штрихами рейки.

Для установки рейки перпендикулярно к визирной оси трубы теодолита пользуются коллиматором, прикреплённым к штанге рейки.

При определении расстояний по рейке отсчитывают: 1) число метров по начальному штриху верньера; 2) число дециметров по



Фиг. 84. Отсчёт по рейке редукционного тахеометра по красному верньеру: $56 + 1,4 \text{ м}$ (сантиметры берут по шкале отсчётного барабана); 1 — деления рейки; 2 — деления верньера; 3 — штанга рейки; 4 — коллиматор

штрихам верньера. Сантиметры расстояний отсчитываются по шкале барабана расстояний. Правильность установки рейки контролируется коллиматором.

Точность определения расстояний этим дальномером около 1:3 000. Основным недостатком редукционного тахеометра является его громоздкость и сложность конструкции.

При пользовании оптическими дальномерами двойных изображений без редукционных приспособлений необходимо в отсчитанные по рейке расстояния вводить поправки за приведение к горизонту, пользуясь редукционными таблицами К. Н. Смирнова.

ОРГАНИЗАЦИЯ ГЕОДЕЗИЧЕСКИХ РАБОТ ПРИ ТАХЕОМЕТРИЧЕСКОЙ СЪЁМКЕ

Полевые работы

Переходные точки (станции) тахеометрического хода определяют в плановом и в высотном отношении. Горизонтальные углы измеряют одним полным приёмом, длины линий измеряют два раза дальномером, угол наклона измеряют при КП и КЛ.

Расхождения в превышениях (прямо—обратно) не должны быть больше 4 см на 100 м расстояния.

При наблюдении переходных точек необходимо вначале ориентировать лимб по задней точке хода (по обратному азимуту), наводя вертикальную нить сетки на веку, стоящую в этой точке.

Для определения расстояний по нитяному дальномеру наводят нижнюю дальномерную нить на кратный (обычно дециметровый) отсчёт по рейке, а по верхней его нити отсчитывают расстояние.

Определяя угол наклона, наводят среднюю нить сетки трубы на специальные мар-

ки, имеющиеся на рейке, или на её верх, берут отсчёт по верньеру, приведя предварительно пузырёк уровня при алидаде вертикального круга на середину.

Пикетные точки наблюдают при одном положении вертикального круга.

Результаты полевых наблюдений заносят в журнал тахеометрической съёмки (табл. 21).

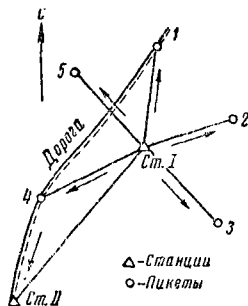
Таблица 21

Журнал тахеометрической съёмки

Точки на- блюдения	Отсчёты по рейке, исправ- ленные за K дально- мера	Отсчёты по		Место нуля вер- тикаль- ного круга	Углы наклона	Горизонталь- ные проложе- ния	Превы- шения	Высоты
		горизон- тальному кругу	верти- кальному кругу					
Станция I								
КЛ II	158	228° 16'	0°33'	0°02'	—0°31'	158	—1,34	50,00
КП II	—	48° 16'	359°31'					48,66
КЛ								
1	131	15° 57'	1°01'		—0°39'	131	—2,2	47,8
2	100	81° 13'	2°05'		—2°03'	100	—3,5	46,5

Одновременно с журналом тахеометрической съёмки, соблюдая примерный масштаб, ведут кроки (фиг. 85). Кроки должны давать полную картину снимаемой местности в отношении форм рельефа, направления скатов, расположения контуров местности. По данным кроки проводят на плане горизонтали. Нумерация точек на кроки и в тахеометрическом журнале должна быть единая.

Выполняя тахеометрическую съёмку в равнинной местности, можно работать горизонтальным лучом зрения, пользуясь тахеометром как



Фиг. 85. Кроки тахеометрической съёмки

как глухим нивелиром (при наличии уровня на трубе). Если уровня на трубе нет, то установка визирной оси трубы тахеометра в горизонтальное положение достигается совмещением нуля верньера с отсчётом на вертикальном круге, равным месту нуля.

Наибольшие расстояния от станции до пикетов и до точек ситуации берут, учитывая масштаб съёмки. Так, при съёмке масштаба 1:2 000, расстояния до контурных точек не должны быть больше 150 м, а до высотных не больше 200 м.

Длина тахеометрических ходов между реперами зависит от средних значений углов наклона. Так, при углах наклона от 3 до 6° наибольшая длина хода допускается до 40 км.

Съёмку рельефа в горной местности следует проводить снизу вверх, начиная с подножия скатов и заканчивая на вершинах и на водораздельных линиях.

Пикеты должны покрывать всю местность так, чтобы проводить горизонтали можно было по линиям наибольших скатов.

Камеральные работы

Камеральные работы при тахеометрической съёмке состоят из обработки полевого журнала, вычисления координат станций, азимутов направлений, высот станций и пикетов.

При выполнении графических работ сначала наносят по координатам опорные точки и станции тахеометрического хода. Пикетные точки наносят по азимутам направлений, сопровождая их номерами и выписывая при них высоты.

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ ТАХЕОМЕТРИЧЕСКОЙ СЪЁМКИ

Место нуля (МО) вертикального круга и угол наклона α определяются по формулам:

$$МО = \frac{КП + КЛ}{2}; \quad (123)$$

$$\alpha = \frac{КП - КЛ}{2}; \quad (124)$$

$$\alpha = КП - МО = МО - КЛ, \quad (125)$$

где КП и КЛ — отсчёты по вертикальному кругу при круге право и при круге лево.

Отсчитанное по дальномеру расстояние приводится к горизонту путём введения в него поправки

$$\Delta = kS \sin^2 \alpha, \quad (126)$$

где k — коэффициент дальномера (см. стр. 564); S — отсчёт по нитяному дальномеру.

Проекция линии, измеренной дальномером

$$l_0 = kS \cos^2 \alpha + c \cos \alpha, \quad (127)$$

где k и c — коэффициенты дальномера.

Значение l_0 (в метрах) вычисляется по тахеометрическим таблицам.

Для определения превышения h пользуются формулами:

$$\left. \begin{aligned} h &= l_0 \operatorname{tg} \alpha + i - v + f, \\ h &= \frac{1}{2} kS \sin 2\alpha + c \sin \alpha + i - v + f, \end{aligned} \right\} \quad (128)$$

где i — высота инструмента;
 v — высота визируемой точки над поверхностью земли;
 f — поправка за рефракцию.

При $i = v$

$$\left. \begin{aligned} h &= l_0 \operatorname{tg} \alpha, \\ h &= \frac{1}{2} k S \sin 2\alpha + c \sin \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (129)$$

Значения h и f вычисляются по тахеометрическим таблицам, или по таблицам превышений.

Предельное расхождение между прямым и обратным превышениями

$$\Delta h_{см} = \pm \frac{4 \cdot l_0}{100}. \quad (130)$$

Сумма превышений:
 в замкнутом ходе

$$\sum_1^n h = 0; \quad (131)$$

в разомкнутом ходе

$$\sum_1^n h = (H_k - H_n), \quad (132)$$

где H_k — отметка конечной точки;
 H_n — отметка начальной точки хода.

Предельная невязка Δh в превышениях замкнутого хода определяется по формуле

$$\Delta h_{см} \leq \pm \left(\frac{4 \sum_1^n l}{100 \sqrt{n}} \right), \quad (133)$$

где $\sum_1^n l$ — периметр полигона, выраженный в сотнях метров;
 n — число его сторон.

Предельная относительная невязка в периметре должна удовлетворять требованию:

$$\frac{\Delta l}{\sum_1^n l} \leq 1/1000. \quad (134a)$$

В «Наставлении по съёмкам в крупных масштабах» для предельной величины невязки Δl в периметре дается формула:

$$\Delta l = \frac{\sum_1^n l}{400 \sqrt{n}}, \quad (134b)$$

где n — число углов.

Высоты точек

$$H_u = H_{n-1} \pm h. \quad (135)$$

БАРОМЕТРИЧЕСКОЕ НИВЕЛИРОВАНИЕ

Барометрическое нивелирование позволяет определить отметки точек местности путём измерения в них атмосферного давления.

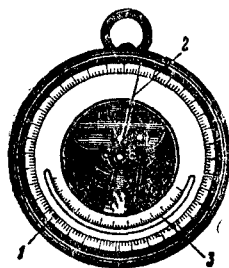
Барометрическое нивелирование находит применение при рекогносцировочных железнодорожных изысканиях и при определении приближённых высот точек в горных районах, обеспечивая быстроту работы. Точность определений высот методом барометрического нивелирования около ± 2 м.

АНЕРОИД

При барометрическом нивелировании применяются главным образом анероиды.

Анероид (фиг. 86) состоит из металлической тонкостенной коробки, из которой выкачан воздух. Воспринимая давление атмосферы и подвергаясь деформации, коробка через систему рычагов перемещает стрелку анероида по шкале, имеющей равные деления, соответствующие 1 мм атмосферного давления. Для измерения температуры самого анероида в его теле имеется термометр. Для измерения температуры воздуха пользуются термометром-пращом.

Отсчёты по шкале анероида берут при горизонтальном положении его циферблата, изолируя его от влияния солнечных лучей и давая ему возможность воспринять окружающую температуру и давление воздуха.



Фиг. 86. Анероид:
 1 — шкала анероида;
 2 — стрелка; 3 — термометр

В отсчёт A , полученный по анероиду, вводят поправки:

1) за температуру прибора ($\beta = bt_A$), где b — постоянный температурный коэффициент, определяемый из исследований, t — температура анероида;

2) шкаловую поправку α , определяемую из исследования при постоянной температуре и переменном давлении;

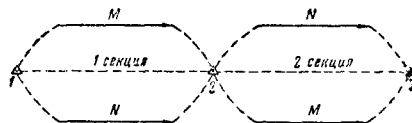
3) добавочную поправку γ .

Поправки берут из аттестата, прилагаемого к анероиду. Исправленный отсчёт B по анероиду определяется по формуле

$$B = A + \alpha + \beta + \gamma. \quad (136)$$

ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТ ПРИ БАРОМЕТРИЧЕСКОМ НИВЕЛИРОВАНИИ

Определение разности высот точек. Для получения разности высот двух точек необходимо в каждой из них записать показания



Фиг. 87. Барометрическое нивелирование маршрута двумя наблюдателями M и N

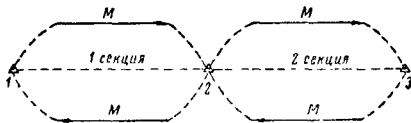
ание A и температуру t_A анероида, а также температуру T воздуха, измеряемую термометром-пращом.

Нивелирование маршрута двумя наблюдателями. Разбивают маршрут на несколько секций так, чтобы каждая из них была не больше дневного перехода (фиг. 87).

Наблюдатель M , находясь в пункте 1, ведёт систематические наблюдения по ане-

роиду и термометрам, заноса их показания в журнал. Наблюдатель *N*, взяв в точке 1 отсчёты по анероиду и по термометрам, идёт по маршруту, останавливаясь в характерных по рельефу точках и, дойдя до пункта 2, начинает вести в нём систематические наблюдения по анероиду и термометрам. Наблюдатель *M*, снявшись со станции 1, начинает двигаться по тому же маршруту. Сняв свои наблюдения в точке 2, наблюдатель *M* остаётся в этой точке, а наблюдатель *N* идёт к точке 3 и т. д.

Иногда работа упрощается тем, что наблюдатель *M* на секции 1—2 наблюдений не ведёт, а прямо переходит на секцию 2—3.



Фиг. 86. Барометрическое нивелирование маршрута одним наблюдателем *M*

Нивелирование маршрута одним наблюдателем. Один наблюдатель идёт по маршруту переходами около 10 км, возвращаясь каждый раз обратно в исходный пункт, делая замкнутые ходы (фиг. 88).

ОБРАБОТКА МАТЕРИАЛОВ БАРОМЕТРИЧЕСКОГО НИВЕЛИРОВАНИЯ

Метод барометрических ступеней высот. Обработка материалов барометрического нивелирования методом барометрических ступеней высот производится по формуле

$$h = \Delta H (B_1 - B_2), \quad (137)$$

где ΔH — барометрическая ступень высоты; B_1 и B_2 — исправленные показания анероида в двух точках, разность высот которых определяют.

В табл. 22 приведена обработка замкнутого маршрута, пройденного с одним анероидом.

В поле заполняются графы 1—5. Графы 6—8 заполняются, пользуясь данными, взятыми из аттестата анероида. Применяя формулу (136), заполняют графу 9, приводя показания анероида к показанию ртутного барометра.

Полученное расхождение в показаниях ртутного барометра в точке 1 (начальное и конечное) увязывают, вводя поправки за время, заполняя графу 10. Заполняя графы 11 и 12, берут средние значения из давлений и температур двух соседних точек, разность высот которых определяют.

Пользуясь таблицей барометрических ступеней высот проф. А. С. Чеботарева, по данным граф 10, 11 и 12, выписывают значения ΔH , заноса их в графу 13.

При более точных вычислениях надо вводить поправки за показание барометра и за температуру, пользуясь интерполяционными таблицами.

Разности приведённых давлений соседних точек $B_1 - B_2$ заносятся в графу 14. Превышения h получаются перемножением соот-

Таблица 22

Журнал барометрического нивелирования (обработка материала методом барометрических ступеней высот)

№ станции	Время наблюдений, часы и минуты	Температура воздуха	Показания анероида	Поправки			Показания ртутного барометра B_2	Приведённое давление B_1	Среднее давление $\frac{B_1 + B_2}{2}$	Средняя температура $\frac{T_1 + T_2}{2}$	Ступень высот ΔH	Разность давлений $B_1 - B_2$	Разность высот h	Отметки H	Данные из аттестата анероида
				γ	β	α									
1	5.20	28,0	30,8	748,7	-0,6	-0,3	-0,1	747,7	747,7	28,0	11,82	+0,9	-0,06	160,00	$\gamma = -0,6$ $\beta = -0,01$ α при 760 мм ... -0,00 " 750 " ... -0,01 " 740 " ... -0,02 Примечание. Данные в графе 9 приведены к показаниям ртутного барометра.
2	5.45	28,0	29,8	747,7	-0,6	-0,3	-0,1	746,7	747,2	28,0	11,82	+0,9	+10,64	170,58	
3	6.15	27,0	31,6	746,3	-0,6	-0,3	-0,1	745,3	746,2	27,5	11,81	+1,3	-0,12	185,83	
4	6.35	24,0	30,6	745,0	-0,6	-0,3	-0,2	743,9	744,8	25,5	11,75	+1,4	-0,03	202,16	
5	7.05	24,0	28,2	744,4	-0,6	-0,3	-0,2	743,3	743,8	24,0	11,71	+0,5	-0,02	207,99	
6	8.05	22,6	25,4	744,4	-0,6	-0,3	-0,2	743,3	743,7	23,3	11,68	-0,2	-0,27	205,63	
1	8.50	23,0	23,8	748,0	-0,6	-0,2	-0,1	747,1	745,8	22,8	11,63	-3,9	+0,60	160,00	

Таблица 23

Журнал барометрического нивелирования (обработка материала методом приближенных альтитуд)

№ по порядку	Время наблюдения, часы, минуты	Температура		Показание anerоид А	Поправки			Показание ртутного барометра B_0	Приведённое давление B	Приближительная альтитуда H	Средняя температура $\frac{T_1+T_2}{2}$	Разности (H_2-H_1)	Поправки за температуру δ_t	Разности высот h	Альтитуды H	Примечание
		воздуха T	анероида t		γ	ρ	ϵ									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

ответственных значений ΔH и $(B_1 - B_2)$, взятых из граф 13 и 14. Превышения заносят в графу 15. Полученную невязку распределяют пропорционально превышениям.

По альтитуде исходной точки (в таблице по альтитуде точки 1) и превышениям вычисляют отметки всех точек маршрута, занося их в графу 16.

Метод приближенных альтитуд. Обработка материала методом приближенных альтитуд ведётся в особом журнале (табл. 23), пользуясь формулой

$$h = (H_2) - (H_1) + 0,003475 \times [(H_2) - (H_1)] \left(\frac{T_1 + T_2}{2} - 15^\circ \right), \quad (138)$$

где (H_1) и (H_2) — приближенные альтитуды точек;

T_1 и T_2 — температура воздуха в точках, разность высот которых определяют.

Графы 1 — 10 табл. 23 заполняют по аналогии с табл. 22.

Из таблицы приближенных альтитуд проф. А. С. Чеботарёва выписывают, по данным графы 10, приближенные альтитуды точек, занося их в графу 11. В графу 12 заносят средние значения температур воздуха, а в графу 13 — разности высот соседних точек. Поправки за температуру заносятся в графу 14. После распределения невязки в превышениях вычисляют исправленные превышения, занося их в графу 15. По исправленным превышениям вычисляют альтитуды точек маршрута, занося их в графу 16.

Результаты вычислений альтитуд точек по таблицам барометрических ступеней высот и по таблицам приближенных альтитуд хорошо между собой согласуются: объёмы вычислений по каждому из этих методов практически одинаковы.

За последние годы при барометрическом нивелировании широкое применение получил топографический высотомер ЦНИИГА и К, построенный по системе Д. И. Менделеева. Точность этого высотомера в несколько раз выше точности anerоида.

МЕНЗУЛЬНАЯ СЪЁМКА

Мензульная съёмка характеризуется тем, что рельеф и ситуация наносятся на планшет непосредственно в полевых условиях. Измеренные горизонтальные углы получаются на планшете графически.

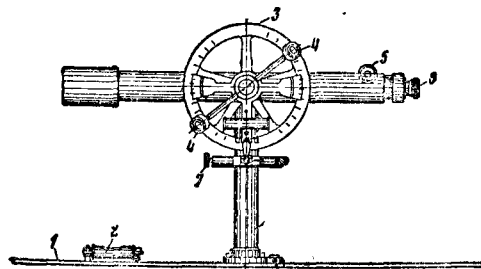
ИНСТРУМЕНТЫ МЕНЗУЛЬНОЙ СЪЁМКИ

Кипрегель

Кипрегель (фиг. 89) предназначается для измерения вертикальных углов, прочерчивания на планшете направлений и определения расстояний по нитяному дальномеру.

Проверка кипрегеля. а) Ось цилиндрического уровня на линейке кипрегеля должна быть параллельна нижней плоскости последней. Устанавливают пузырёк уровня на середину ампулы, действуя двумя подъёмными винтами мензулы. Затем кипрегель переставляют на 180° . Если пузырёк уровня сойдёт со середины, то его перемещают на половину дуги отклонения с помощью исправительных его винтов, тогда условие параллельности будет выполнено.

б) Ось вращения трубы должна быть параллельна нижней плоскости линейки (на-



Фиг. 89. Кипрегель завода «Геофизика»: 1 — линейка; 2 — цилиндрический уровень; 3 — вертикальный круг; 4 — лупы; 5 — кремальера; 6 — окуляр; 7 — микрометрический винт алидады; 8 — колонка

клон горизонтальной оси трубы, см. стр. 553 — проверка тахеометрического теодолита). Исправление делается винтами при колонке кипрегеля.

в) Поверка места нуля (МО) вертикального круга (см. поверку «д» тахеометрического теодолита, стр. 564).

г) Визирная ось трубы должна быть перпендикулярна к оси её вращения (коллимационная ошибка). Наводят кипрегель (круг право) на удалённый предмет, прочерчивая по скошенному краю линейки линию. Переводят трубу через зенит, вращают кипрегель на 180° и вновь прикладывают линейку кипрегеля (круг лево) к прочерченной линии. Если изображение предмета остаётся на вертикальной нити сетки, то условие выполнено. Если же изображение относительно вертикальной нити сетки сместится, то для устранения коллимационной ошибки сетку нитей следует передвинуть на половину величины смещения изображения предмета.

д) Нижняя поверхность линейки кипрегеля должна быть плоскостью, что проверяется выверенной линейкой.

е) Скошенный край линейки кипрегеля должен быть прямой линией, что проверяется поочерёдным прямыми линиями при двух положениях линейки, различающихся на 180° друг от друга.

ж) Коллимационная плоскость трубы должна быть параллельна скошенному краю линейки или проходить через него (проекция оси вращения трубы на плоскость линейки должна быть перпендикулярна к её скошенному краю). Для проверки этого условия наводят пересечение сетки нитей трубы на точку местности, а вдоль скошенного края линейки устанавливают две иглы. Если плоскость, проходящая через две иглы, будет проходить через ту же точку местности, что и крест сетки нитей, то поверка будет выполнена. В противном случае колонку кипрегеля вращают около её оси до тех пор, пока коллимационная плоскость и плоскость игл не будут проходить через одну и ту же точку местности. Для исключения этой ошибки в процессе работы, прочерчивание направлений на планшете выполняют при одном круге (обычно при круге лево).

з) Одна из нитей сетки должна быть перпендикулярна к нижней плоскости линейки. Установив планшет мензулы по выверенному уровню линейки кипрегеля, наводят вертикальную нить сетки трубы на отвесную линию (шнур с грузом), находящуюся на расстоянии 20—30 м от инструмента. Если условие выполнено, то нить сетки не должна отклоняться от отвесной линии. Исправление производят исправительными винтами сетки.

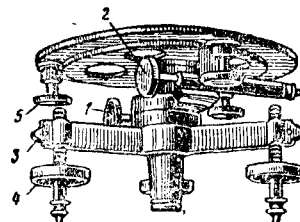
Мензула и её поверки

Мензула (фиг. 90) несёт на себе мензурную доску (планшет), на которую наклеивается ватманская бумага. Для предохранения ватманской бумаги от загрязнения на неё накладывается лист александрийской бумаги, на котором выполняются предварительные полевые работы (разбивается геометрическая сеть).

Мензурная доска не должна быть покоробленной. Поверка доски делается выверенной линейкой.

Мензула должна быть устойчивой, при надавливании на планшет должна пружинить.

Для проверки этого условия закрепляют становой винт мензулы и наводят сетку нитей кипрегеля на удалённый предмет. Нажимая на планшет в разных его частях, наблюдают в трубу за положением изображения предмета. Если после нажима на планшет он вновь возвращается в прежнее положение,

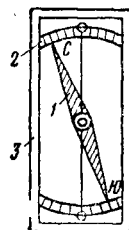


Фиг. 90. Мензула завода «Геофизика»: 1 — закрепительный винт; 2 — микрометрический винт; 3 — тренога; 4 — подъёмный винт; 5 — винт для скрепления с планшетом

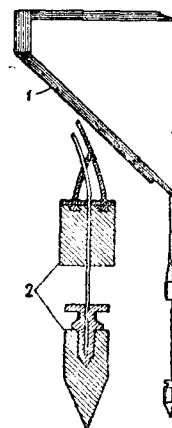
то изображение наблюдаемого предмета должно быть на нити. Ошибка устраняется винтами треноги или сжатием пружины станового винта.

Принадлежности мензулы и их поверки

Ориентир-буссоль (фиг. 91) предназначена для ориентирования планшета по магнитному меридиану, мензурная вилка с отвесом (фиг. 92) — для центрирования мензулы над точкой местности. Мензурная вилка применяется при мензурной съёмке, проводимой в крупном масштабе.



Фиг. 91. Ориентир-буссоль: 1 — магнитная стрелка; 2 — шкала буссоли; 3 — коробка буссоли



Фиг. 92. Мензурная вилка с отвесом: 1 — мензурная вилка; 2 — двойной отвес

Поверки ориентир-буссоли.

а) Магнитная стрелка буссоли должна быть уравновешена.

На установленный по уровню планшет кладут буссоль. Если концы стрелки будут не на одном уровне, то передвигают грузик, находящийся на стрелке. Стрелку надо уравновешивать, так как наклонение магнитной стрелки в разных точках земной поверхности различно.

б) Магнитная стрелка буссоли должна быть достаточно чувствительной. Сделав по стрелке отсчёт, выводят её из равновесия

(приближают железный предмет). Успокоившись после удаления железного предмета, магнитная стрелка должна занять исходное положение. Если стрелка возвращается в исходное положение медленно, то её намагничивают. Если же стрелка колеблется неравномерно, а после успокоения даёт другой отсчёт, то её заменяют новой.

в) Буссоль (рабочую) сравнивают с нормальной буссолью. Нормальную буссоль ставят на отсчёт 0° , замечая её положение на планшете. Убрав нормальную буссоль, ставят на её место рабочую буссоль и берут по ней отсчёт. Разность отсчётов по указанным буссолям определит ошибку рабочей буссоли.

ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТ ПРИ МЕНЗУЛЬНОЙ СЪЁМКЕ

Рабочим обоснованием мензульной съёмки являются пункты триангуляции и полигонометрии, точки теодолитных, мензульных и нивелирных ходов, а также точки геометрической сети.

Пункты триангуляции и полигонометрии создаются в итоге общегосударственных или ведомственных геодезических работ, проводимых по специальным инструкциям. Координаты этих пунктов берутся из каталогов, — они дают плановое обоснование мензульной съёмки.

Теодолитные и нивелирные ходы, прокладываемые съёмщиком перед началом мензульной съёмки, обеспечивают планшет высотными данными. На геодезической основе развивается графически геометрическая сеть, прокладываются съёмочные и высотные мензульные ходы.

Геометрическая сеть

Геометрическая сеть даёт плановое и высотное обоснование мензульной съёмки.

Каждая точка геометрической сети определяется засечкой не менее чем с трёх точек. Точки геометрической сети намечают в характерных местах рельефа (вершины, водоразделы, лощины) и ситуации так, чтобы они, по возможности, образовывали равно-сторонние треугольники.

После этого устанавливают мензулу над опорным пунктом и, ориентируя планшет по линиям местности, визируют на точки сети, прочерчивая на планшете направления. Каждое направление, прочерчиваемое на планшете, разывают на три части; две части остаются за рамкой, а третья часть — в месте засечки.

Вертикальные углы измеряют кипрегелем при КП и КЛ.

Расхождение в превышениях (прямо—обратно) допускается до 4 см на 100 м расстояния.

Предельная невязка Δh в сумме превышений (в замкнутой фигуре) определяется по формуле

$$\Delta h_m = \pm \left(0,4 \frac{l}{\sqrt{n}} \right), \quad (139)$$

где l — длина хода в км; n — число станций.

Формулы, применяемые в мензульной съёмке для определения расстояний, место

нуля (МО), углов наклона, а также для вычисления превышений и высот точек те же, что и при тахеометрической съёмке [см. формулы (123)—(129)].

Мензульные ходы прокладываются на местности, неудобной для развития геометрической сети. Расстояния между точками хода определяются нитяным дальномером. Ориентирование планшета ведётся по прочерченным на планшете направлениям или по буссоли.

Относительная линейная невязка в мензульном ходе не должна быть больше 1 : 200 длины хода. Допустимая линейная невязка распределяется методом параллельных линий (см. фиг. 45).

Съёмочные мензульные ходы прокладывают с установкой мензулы через точку, ориентируя планшет по буссоли. Вертикальные углы измеряют кипрегелем (прямо—обратно) или ВКС-7 (насадка Стодолкевича).

Съёмочные мензульные ходы должны, при крупных масштабах, опираться на точки рабочего обоснования.

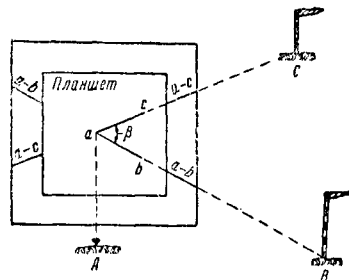
Съёмка рельефа. Пикеты, необходимые для съёмки рельефа, располагают на вершинах, водоразделах, в лощинах и в местах изменения крутизны ската.

Пользуясь углами наклона линий местности и расстояниями между точками, взятыми графически с планшета, вычисляют их превышения и отметки, по которым проводят горизонталь в поле, пользуясь калькой или миллиметровкой.

Ситуация местности наносится на планшет полярным методом, а также по материалам стереофотографической съёмки.

Установка мензулы над точкой местности. Установка мензулы над точкой местности состоит из: 1) центрирования, выполняемого на-глаз или с помощью мензульной вилки, 2) ориентирования по ориентир-буссоли или по линии местности, 3) нивелирования по уровню при линейке кипрегеля.

Построение угла на планшете. Установив мензулу над вершиной A измеряемого угла (фиг. 93), намечают на планшете соответ-

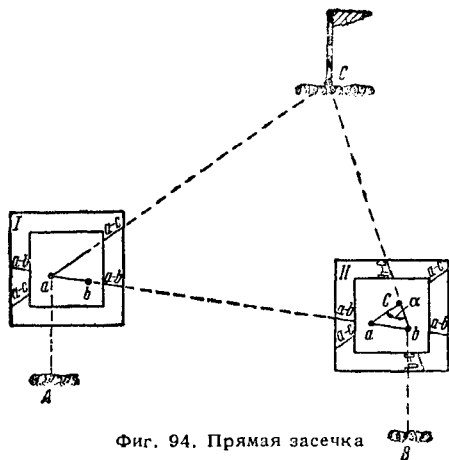


Фиг. 93. Построение угла на планшете при мензульной съёмке

ствующую ей точку a . Затем ставят кипрегель так, чтобы ребро линейки проходило через точку a на планшете, а вертикальная нить сетки трубы — через точку B на местности, и прочерчивают на планшете линию ab . Аналогичную работу выполняют и для направления ac .

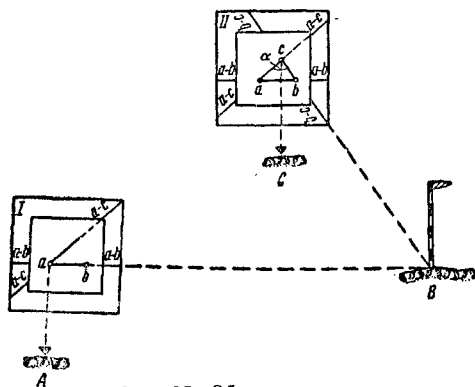
На планшете получают (графически) угол β , равный углу BAC на местности.

Прямая засечка (фиг. 94). На планшете имеются две точки a и b , соответствующие точкам A и B на местности, по которым находят положение третьей точки c , соответствующей точке C на местности.



Фиг. 94. Прямая засечка

Установив мензулу над точкой A местности и ориентируя планшет по линии AB , визируют через точку a на планшете на точку C местности, прочерчивая линию ac . Аналогичную работу выполняют в точке B



Фиг. 95. Обратная засечка

(ориентирование делают по линии BA), прочерчивая линию bc . В пересечении линий ac и bc получают искомую точку c на планшете, соответствующую точке C на местности.

Обратная засечка (фиг. 95). Установив мензулу над точкой A и ориентируя её по линии AB , визируют на точку C местности, прочерчивая на планшете направление ac . Затем устанавливают мензулу над точкой C

и, ориентируя её по линии CA , визируют через точку b на планшете на точку B местности, прочерчивая линию bc . В пересечении линий ac и bc получают на планшете искомую точку c . Пользуясь засечками, надо помнить, что ошибка Δ положения определяемой точки вычисляется по формуле

$$\Delta = \frac{lx' \cdot \sin 1'}{\sin \alpha^\circ}, \quad (140)$$

где l — расстояние до определяемой точки;
 x' — ошибка прочерчивания линии, которая увеличивается с уменьшением длины линии и при 35 см будет около 1' (в направлении);

α° — угол при определяемой точке.

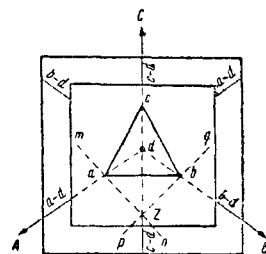
Значение угла α° меньше 40° и больше 140° не допускается.

Определение на планшете четвёртой точки по трём данным точкам (фиг. 96)

Дано: A , B и C — точки на местности, a , b и c — соответствующие им точки на планшете. Находят точку d на планшете.

Порядок работы принят следующий:

1. Прикладывают линейку кипрегеля к линии ab и ориентируют планшет по линии AB местности.
2. Прикладывают линейку кипрегеля к точке a и визируют на точку C , прочерчивая на планшете направление mc .
3. Прикладывают линейку кипрегеля к линии ba и ориентируют планшет по направлению BA .
4. Прикладывают линейку кипрегеля к точке b и визируют на точку C , прочерчивая на планшете направление pc . В пересечении линий mc и pc получают вспомогательную точку z .
5. Прикладывают линейку кипрегеля к линии zc и ориентируют планшет по точке C .
6. Для получения искомой точки берут обратные засечки по точкам A и B , которые в пересечении с линией zc определяют искомую точку d .



Фиг. 96. Определение положения четвёртой точки по трём данным точкам

Если определяемая точка лежит на окружности, проходящей через точки A , B и C (или вблизи от неё), то задачу решить нельзя. В этом случае надо воспользоваться другими точками геометрической сети.

НОВЫЕ ГЕОДЕЗИЧЕСКИЕ ИНСТРУМЕНТЫ

Насадка Стодолкевича ВКС-7

Насадка Стодолкевича, заменяя вертикальный круг тахеометра или кипрегеля, позволяет определять превышения точек.

Шкала расстояний насадки (фиг. 97) имеет 50 делений. Одно деление этой шкалы при мелкомасштабной съёмке принимается соот-

ветственно за 10 м и при крупномасштабной — 1 м. Подпись десятков делений шкалы идёт в двух направлениях: подпись справа возрастает сверху вниз, а подпись слева — наоборот.

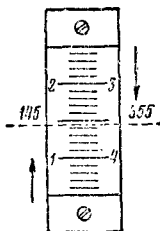
Шкала высот насадки (фиг. 98) имеет 100 делений. Одно деление этой шкалы при мелкомасштабной и крупномасштабной съёмке

принимается соответственно за 1 м и 0,1 м. Направление возрастания делений обозначено стрелкой.

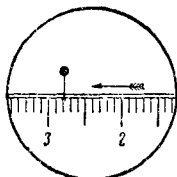
Связь между оборотами n шкалы высот и оборотами m шкалы расстояний и углом наклона α визирной оси зрительной трубы устанавливается формулой

$$n = m \sin \alpha. \quad (141)$$

Для определения превышения точки приводят пузырёк уровня при насадке на середину, устанавливая шкалу расстояний на нуль



Фиг. 97. Шкала расстояний насадки Стодолкевича; 355 — отсчёт прямо; 145 — отсчёт обратно



Фиг. 98. Шкала высот насадки Стодолкевича. Отсчёт 27,9

и берут отсчёт a_1 по шкале высот. Передвинув шкалу расстояний на длину линии, взятую по дальномеру (по фотоплану), берут по шкале высот второй отсчёт a_2 . Разность отсчётов $a_2 - a_1$ определит величину и знак превышения.

Оптический теодолит В (ОТ-Б)

За последние годы на железнодорожном транспорте стали находить широкое применение оптические теодолиты, характеризующиеся надёжной юстировкой, герметичностью, малым весом и малыми габаритами, а также удобством расположения отсчётных приспособлений. Различные конструкции оптических теодолитов в СССР выпускаются заводами точной индустрии. Оптические теодолиты проверок не требуют.

Зрительная труба теодолита В прямая, центральная. Увеличение трубы $48\times$ или $34\times$. Отверстие объектива 60 мм. Поле зрения трубы около 1° . Диаметры: горизонтального круга 125 мм и вертикального 100 мм.

Деления кругов нанесены на стекле, штрихи горизонтального круга нанесены на нижней его стороне, а штрихи вертикального круга — на верхней стороне: это даёт различную яркость их изображений, получаемых в поле зрения отсчётного микроскопа. Поле зрения вертикального круга имеет зеленоватую окраску, что исключает ошибки в пользовании кругами.

В фокальной плоскости отсчётного микроскопа получается изображение диаметрально-противоположных делений горизонтального и вертикального кругов, а также делений шкалы оптического микрометра.

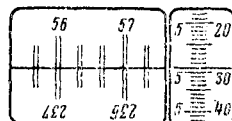
Вертикальный круг снабжён контактным уровнем.

Метод отсчёта по горизонтальному и по вертикальному кругам оптического геоде-

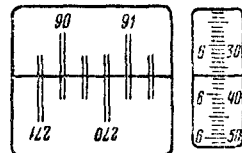
лита В показан на фиг. 99 и 100. Для повышения точности совмещения штрихов на лимбе и на вертикальном круге они наносятся в виде биссекторов.

Для определения азимута направлений оптический теодолит В имеет меридианоискатель, позволяющий определять азимут земного предмета с точностью до $2'$.

Теодолит В может находить применение при геодезических работах, связанных со строительством тоннелей и мостовых переходов.



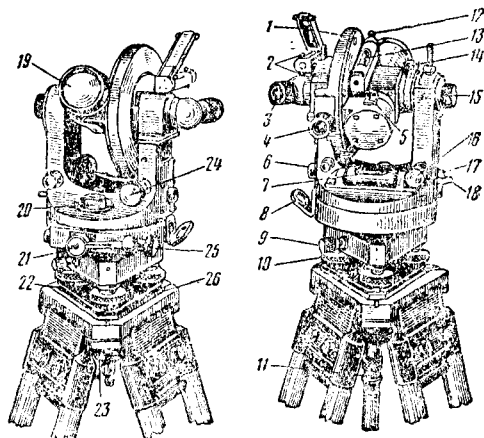
Фиг. 99. Поле зрения отсчётного микроскопа оптического теодолита В (ОТ-Б). Отсчёт по горизонтальному кругу: $56^\circ 35' 29'', 0$



Фиг. 100. Поле зрения отсчётного микроскопа оптического теодолита В (ОТ-Б). Отсчёт по вертикальному кругу: $90^\circ 26' 36'', 8$

Редукционный тахеометр Д

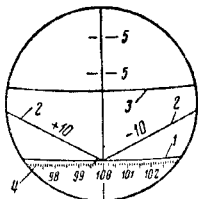
Общий вид редукционного тахеометра Д (Дальта) показан на фиг. 101.



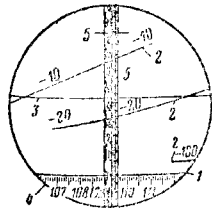
Фиг. 101. Редукционный тахеометр Д: 1 — зеркало для освещения уровня при вертикальном круге; 2 — юстировочные винты уровня; 3 — отсчётный окуляр горизонтального круга; 4 — окуляр зрительной трубы; 5 — визирка; 6 — штифт для карманного фонаря; 7 — уровень; 8 — осветитель горизонтального круга; 9 — закрепительный винт трегера; 10 — подъёмный винт; 11 — жёсткий отвес; 12 — исправительный винт уровня на трубе; 13 — уровень на трубе; 14 — закрепительный винт трубы; 15 — фокусирующая линза; 16 — микрометрический винт трубы; 17 и 18 — рычаги для закрепления горизонтального круга с алидадой; 19 — объектив; 20 — круглый уровень; 21 — закрепительный винт лимба; 22 — подставка-пластинка; 23 — становой винт; 24 — микрометрический винт вертикального круга; 25 — микрометрический винт горизонтального круга; 26 — головка штатива

Увеличение трубы $20\times$, диаметр объектива 40 мм, коэффициент нитяного дальномера 1:200. Точность отсчёта горизонтального круга $0',1$, а вертикального — $1'$.

В поле зрения трубы редуцированного тахеометра Д (фиг. 102а, 102б) имеются изображения: базисной кривой 1, кривых превышений 2, кривой расстояний 3 и делений вертикального круга 4. Нуль вертикального круга находится в зените.



Фиг. 102а. Поле зрения трубы редуцированного тахеометра Д при зенитном расстоянии 100° (90°): 1 — базисная кривая; 2 — кривая превышений; 3 — кривая расстояний; 4 — деления вертикального круга; 5 — дальноммерные нити



Фиг. 102б. Поле зрения трубы редуцированного тахеометра Д при наклонном положении визирной оси трубы: 1 — базисная кривая; 2 — кривые превышений; 3 — кривая расстояний; 4 — деления вертикального круга; 5 — дальноммерные нити

Расстояние $l = 0,476 \times 100 = 47,6$ м.
 Превышение: $h = 0,706 \times (-10) = -7,06$ м;
 $h = 0,353 \times (-20) = -7,06$ м.
 Зенитное расстояние $z = 109^\circ$, 32

К тахеометру прилагаются штриховые рейки с марками. Кривая расстояний для зенитных расстояний от 50° до 161° имеет коэффициент 100.

При наклонном положении линии визирования отсчёт по рейке надо редуцировать, пользуясь приложенной к прибору таблицей.

Коэффициенты для кривых превышений таковы:

Для зенитных расстояний от	51,1°	до	87,8°	и
»	»	»	112,2°	» 148,5° ... 100
»	»	»	74,5°	» 93,3° и
»	»	»	106,7°	» 125,5° ... 20
»	»	»	89°	» 111° ... 10

Отсчёты превышений и расстояний по тахеометру Д показаны на фиг. 102а и 102б. При определении превышений и расстояний наводит зрительную трубу на рейку так, чтобы вертикальная нить сетки проходила через ось рейки, а базисная кривая 1 — через марку на рейке.

Установив пузырёк уровня при вертикальном круге на середину, делают отсчёт по кривым превышений, подписанным соответственно цифрами: ± 10 , ± 20 или ± 100 , а также по кривой расстояний 3.

Знаки плюс и минус на кривых 2 говорят о положительном, либо отрицательном превышении.

Взяв отсчёт по кривой 3 расстояний и умножив его на 100, получают расстояние от инструмента до рейки (в м).

Отсчёт же по кривой превышений 2, умноженный на соответствующий ей коэффициент, даёт превышение (в м) между горизонтальной осью инструмента и наблюдаемой маркой рейки.

Отсчёты по горизонтальному кругу производятся через отсчётный микроскоп, расположенный на подставке трубы.

К прибору прилагается круглый мензульный планшет, на который накладывается бумага для прочерчивания направлений и для наковки наблюдаемых точек. При повороте тахеометра около его оси вращения на некоторый угол мензульный планшет вращается на тот же угол.

Редуцированный тахеометр Д находит широкое применение при изысканиях железных дорог.

Универсальный оптический теодолит ТУ

Теодолит ТУ, отличаясь компактностью и малым весом, удобен при работах в труднопроходимых районах.

Точность отсчёта по горизонтальному кругу $1''$, а по вертикальному кругу — $2''$. Отсчёты по горизонтальному и по вертикальному кругам берутся через один отсчётный микроскоп, расположенный около окуляра зрительной трубы.

При переходе от отсчётов горизонтального круга к вертикальному необходимо повернуть призму-переключатель.

Вертикальный круг снабжён контактным уровнем.

Инструмент электрифицирован, что обеспечивает его работу ночью и в закрытых местах (тоннели, шахты).

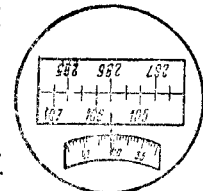
К теодолиту прилагаются две визирные марки и две дальноммерные рейки длиной 2 м, а также треног с оптическим центриром.

Отсчёты по кругам ТУ показаны на фиг. 103а и 103б.

Фиг. 103а. Поле зрения отсчётного микроскопа ТУ (горизонтальный круг)

Отсчёты:

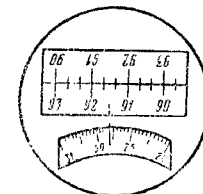
По нижней шкале делений круга (верхнее окно) $105^\circ 50'$
 В нижнем окне (шкала секунд) $4' 01''$
 Полный отсчёт $105^\circ 54' 01''$



Фиг. 103б. Поле зрения отсчётного микроскопа ТУ (вертикальный круг)

Отсчёты:

По нижней шкале делений круга (верхнее окно) $91^\circ 30'$
 В нижнем окне (шкала секунд) $2' 56''$
 Полный отсчёт $91^\circ 32' 56''$



Формулы для определения угла наклона α и МО.

$$\alpha = \text{КП} - \text{КЛ};$$

$$\alpha = \text{МО} - 2 \text{КЛ} = 2 \text{КП} - \text{МО}; \quad (142)$$

$$\text{МО} = \text{КП} + \text{КЛ}.$$

Теодолит ТУ может применяться при измерении углов в микротриангуляции для обеспечения геодезическими данными мостовых переходов.

Оптический теодолит ТА

Оптический теодолит ТА имеет трубу с центральной фокусирующей линзой. Увеличение трубы $25\times$, поле зрения $1^\circ 5'$, диаметр 38^*

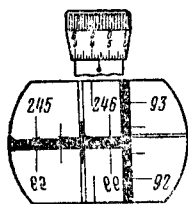
объектива 44 мм. Цена деления отсчётного барабана 20".

Отсчёты делений горизонтального и вертикального кругов берутся в поле зрения одного отсчётного микроскопа (фиг. 104а и 104б).

Центрируют теодолит с помощью оптического отвеса.

Лимб и алидада соединяются специальным рычажком. При открытом рычажке горизонтальный круг неподвижен и алидада может вращаться самостоятельно.

К теодолиту прилагаются две визирные марки и две дальномерные складные 3-м рейки, штатив и принадлежности для электрического освещения.



Фиг. 104а. Поле зрения отсчётного микроскопа и шкала барабана ТА (горизонтальный круг)

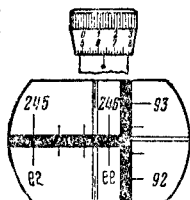
Отсчёт по лимбу . . . 245°40'
1-й отсчёт по барабану 4'24"
2-й » » » 4'20"
Полный отсчёт . 245°48'44"

На отсчётном барабане имеется 10 интервалов (двухминутных), подписанных цифрами от 0 до 9.

Теодолит ТА находит применение при триангуляциях низших классов.

Фиг. 104б. Поле зрения отсчётного микроскопа и шкала барабана ТА (вертикальный круг)

Отсчёт по вертикальному кругу . . . 92°20'
1-й отсчёт по барабану 6'22"
2-й отсчёт по барабану 6'23"
Полный отсчёт . 92°32'45"



Оптический теодолит Зв (ОТ-С)

Оптический теодолит Зв, показанный на фиг. 105, снабжён отсчётным микроскопом, расположенным около окуляра. Малый вес и малые габариты инструмента позволяют применять его в труднодоступных районах. Для ночных наблюдений, а также для работы в тоннелях теодолит электрифицирован.

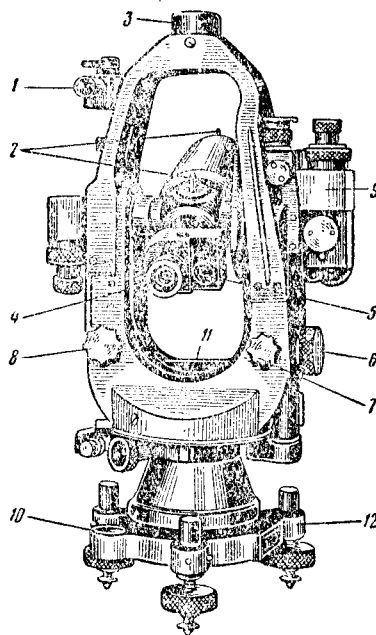
Для взаимного визирования теодолитами имеется визирная штанга, раскрашенная переменимыми полосами белого и красного цветов. Визирная штанга вставляется в гнездо мостика подставок трубы, в верхней её части имеется электрическая лампочка.

В поле зрения отсчётного микроскопа имеются окна 1, 2 и 3 (фиг. 106), окно 1 с надписью S и окно 2 с надписью H относятся соответственно к делениям горизонтального и вертикального кругов. В окне 3 помещается шкала микрометра, имеющая два ряда цифр: нижний ряд от 0 до 50, верхний ряд от 50 до 100.

Цена деления микрометра 50^c (27'00"0), точность отсчёта по микрометру ± 10^{cc} (3"2).

При отсчётах делений окна 3 пользуются неподвижной нитью, а отсчёты делений в окнах 2 и 1 берут по неподвижному биссектору.

Перед отсчётами по кругам необходимо, вращая барабан секунд, ввести в биссектор ближайший к нему штрих шкалы S или шка-



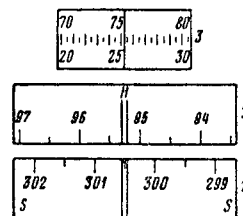
Фиг. 105. Оптический теодолит Зв (ОТ-С): 1—бус- соль; 2—визир; 3—гнездо для визирной штанги; 4—окуляр трубы; 5—окуляр отсчётного микроскопа; 6—барабан оптического микрометра; 7—микрометрический винт уровня вертикального круга; 8—микрометрический винт уровня вертикального круга; 9—осветительная система; 10—третер; 11—цилиндрический уровень; 12—подъёмный винт

лы H. Введя в биссектор ближайший к нему штрих шкалы S и взяв с неё число градусов, берут в окне 3 отсчёт числа минут и секунд.

Фиг. 106. Поле зрения отсчётного микроскопа теодолита Зв (ОТ-С) (оптический микрометр наведён на младший штрих лимба)

Отсчёт по горизонтальному кругу S .300^g
по шкале (3) 75°30^{cc}.

Полный отсчёт .300^g 75°30^{cc}



Отсчёты по кругам даны в градусах (один градус 1° = 0°54'; одна минута градусного деления 1' = 0'32",4, одна секунда градусного деления 1^{cc} = 0",3).

При введении в биссектор длинного, т. е. подписанного, штриха, надо при отсчёте по шкале 3 микрометра брать цифры нижнего ряда в пределах 0—50.

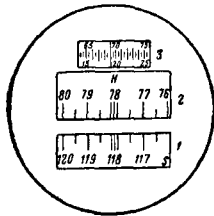
При введении же в биссектор короткого, т. е. неподписанного штриха, надо при отсчёте по шкале 3 микрометра брать цифры верхнего ряда в пределах 50—100.

Десятые доли делений шкалы микрометра оцениваются на-глаз.

Формулы для определения зенитного расстояния z , вертикального угла α и места зенита Mz :

$$\left. \begin{aligned} z &= \frac{400^g + КП - КЛ}{2} \\ \alpha &= \frac{КЛ - (200^g + КП)}{2} \\ Mz &= \frac{КП + КЛ - 400^g}{2} \end{aligned} \right\} \quad (143)$$

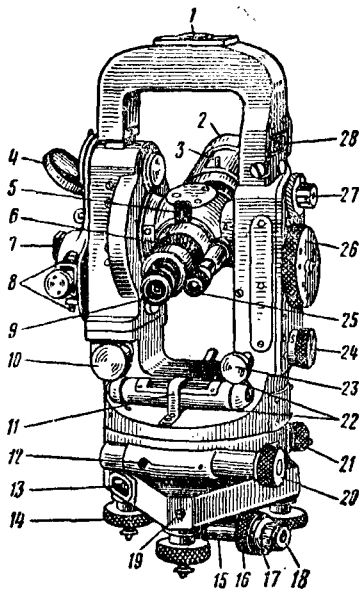
Отсчёты по вертикальному кругу показаны на фиг. 107.



Фиг. 107. Поле зрения отсчётного микроскопа теодолита 3а (ОТ-С) (вертикальный круг)

Отсчёт по шкале (2) (H) 78^g
Отсчёт по шкале (3) $19^g 00^{\prime\prime}$
Полный отсчёт $78^g 19^g 00^{\prime\prime}$

Для измерения расстояний к теодолиту прилагается двухметровая горизонтальная



Фиг. 108. Общий вид оптического теодолита 40: 1— гнездо для визирной штанги; 2— объектив; 3— визир; 4— осветительное зеркало; 5— диоптр; 6— кольцевая кремальера; 7— призма для отсчёта контактного уровня; 8— юстировочные винты уровня; 9— окуляр трубы; 10— микрометрический винт для установки контактного уровня при вертикальном круге; 11— цилиндрический уровень при алидаде; 12— красная точка для установки теодолита при упаковке; 13— гнездо для штатива; 14— подёмные винты; 15— оптический центр; 16— кремальера центрира; 17— юстировочные винты центрира; 18— окуляр центрира; 19— красная точка для установки теодолита при упаковке; 20— микрометрический винт для перемещения по азимуту; 21— закрепительный винт для перемещения по азимуту; 22— юстировочный винт для цилиндрического уровня; 23— микрометрический винт для установки трубы; 24— барабан переключателя изображений кругов; 25— окуляр отсчётного микроскопа; 26— барабан микрометра; 27— закрепительный винт трубы; 28— гнездо для буссоли

рейка с визирными марками, разделённая на сантиметры. Рейка может быть использована и как постоянный базис и как базис переменный.

Пользуясь таблицами К. Н. Смирнова, можно по измеренному параллактическому углу и постоянному базису длиной 2 м определить длину линии.

Теодолит 3в может находить применение при геодезических работах, связанных с мостовыми переходами.

Оптический теодолит 40

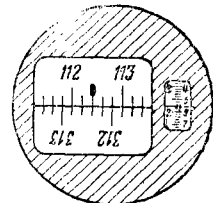
Оптический теодолит 40 показан на фиг. 108.

Изображения штрихов вертикального и горизонтального кругов наблюдаются через два различных микроскопа, имеющих общий окуляр. Изображения штрихов вертикального круга наблюдаются на зеленоватом фоне поля зрения микроскопа.

Отсчёт по горизонтальному кругу показан на фиг. 109.

Фиг. 109. Поле зрения отсчётного микроскопа теодолита 40

Отсчёт по лимбу (левое окно) $112,4^g$
Отсчёт по шкале (правое окно) 255
Полный отсчёт $112,4255^g$



Отсчёт по вертикальному кругу производится так же, как и по горизонтальному кругу.

Конструкция теодолита 40 аналогична конструкции теодолита 3в.

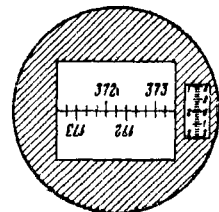
Оптический теодолит 2а

Оптический теодолит 2а снабжён оптическим микрометром и предназначается для измерения углов и азимутов направлений.

Поле зрения отсчётного микроскопа оптического теодолита 2а и отсчёт по кругу показаны на фиг. 110.

Фиг. 110. Поле зрения отсчётного микроскопа теодолита 2а (горизонтальный круг), совмещённое изображение штрихов

Отсчёт:
в левом окне $372^g 2$
» правом » 1947
Полный отсчёт 372^g
 $21\ 947 \approx 372^g 22^{\prime\prime}$



Оптический теодолит С

Теодолит С показан на фиг. 111. Увеличение трубы $27\times$. Поле зрения отсчётного микроскопа и отсчёт показаны на фиг. 112.

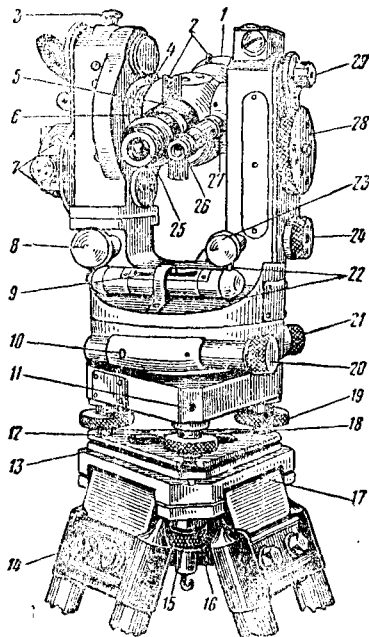
Нитяной дальномер А. С. Филоненко с окулярным микрометром

В целях повышения точности отсчёта по дальномерной рейке А. С. Филоненко предложил окулярный микрометр (фиг. 113), на-

деваемый на окуляр зрительной трубы теодолита завода «Геофизика».

Барaban окулярного микрометра разделён на 100 частей. Десятки делений подписаны цифрами.

Цена одного деления барабана микрометра около $2'',5$, а один его оборот соответствует примерно $4'$.



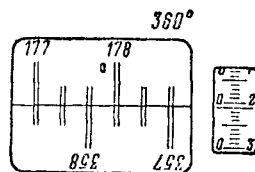
Фиг. 111. Общий вид оптического теодолита С: 1—объектив; 2—диоптры; 3—винт для закрепления мостика визирной штанги; 4—марка-штрих для установки визирной оси трубы в горизонте; 5—фокусирующая линза; 6—юстировочные винты сетки; 7—юстировочные винты контактного уровня при вертикальном круге; 8—микрометрический винт для установки контактного уровня; 9—цилиндрический уровень; 10—красная точка для установки теодолита при упаковке; 11—красная точка трегера для установки теодолита при упаковке; 12—установочная пластинка теодолита; 13—головка штатива; 14—гайки ножек штатива; 15—становой винт; 16—регулирующая гайка станового винта; 17—ножка штатива; 18—юстировочная гайка подъемного винта; 19—подъемный винт; 20—микрометрический винт для движения по азимуту; 21—закрепительный винт; 22—юстировочные винты цилиндрического уровня; 23—микрометрический винт трубы; 24—переключатель кругов; 25—окуляр трубы; 26—окуляр отсчётного микроскопа; 27—кольцевая кремальера отсчётного микроскопа; 28—барaban оптического микрометра; 29—закрепительный винт трубы

В коробке окулярного микрометра заключена дальномерная сетка нитей, состоящая из трёх горизонтальных и одной вертикальной нити, а также одного подвижного горизонтального биссектора.

Микрометрический винт перемещает салазки, несущие горизонтальный биссектор, предназначенный для совмещения его с верхней нитью дальнометра и с осями изображений штрихов, разделяющих интервалы рейки. Точность определения расстояний окулярным микрометром А. С. Филоненко около $1:2000$.

К дальномеру прилагается рейка ФАС, имеющая специальную роспись делений.

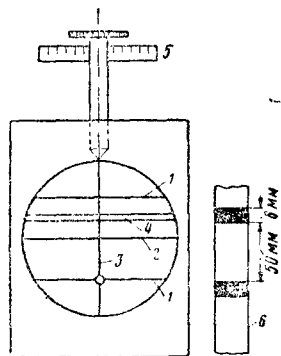
Для определения расстояний с точностью до $1:2000$ А. С. Филоненко предложил новый метод, известный под названием «Параллактические звенья с базисными сетями для точного определения расстояний и высот».



Фиг. 112. Поле зрения отсчётного микроскопа оптического теодолита С

Отсчёт по кругу (левое окно) $177^{\circ}50'$
Отсчёт по шкале микрометра (правое окно) $0'21'',0$
Полный отсчёт $177^{\circ}50'21'',0$

Для этого метода необходимо иметь трёхметровый базис (штриховую инварную рейку) и оптический теодолит типа 40 с визирной штангой. Указанная выше точность измерения расстояний достигается применением специального вида параллактического звена с базисной сетью в виде ромба или равнобедренного треугольника. Этим методом удобно пользоваться в стеснённых топографических условиях, на строительной площадке и при производстве геодезических работ, связанных с мостовыми переходами и тоннелями. Применение этого метода в производственных условиях показало не только его рентабель-



Фиг. 113. Поле зрения нитяного дальнометра с окулярным микрометром А. С. Филоненко: 1—дальномерные нити сетки; 2—средняя горизонтальная нить; 3—вертикальная нить; 4—подвижной биссектор; 5—барaban микрометра; 6—рейка ФАС-3

ность и высокую точность, но и возможность его применения там, где обычные геодезические методы использовать нельзя. Опытные данные по определению этим методом длины l оси одного из мостов дали:

$l = 450,299 \pm 0,003$ м (основное определение)

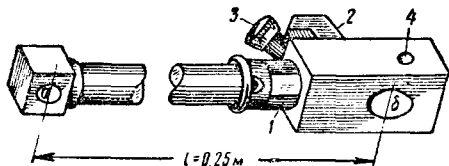
и

$l = 450,290 \pm 0,003$ м (контрольное определение).

При пользовании визирными штангами превышения точек определяются с ошибкой ± 10 мм на 1 км расстояния.

Дальномер ДСП

Дальномер ДСП, показанный на фиг. 114, имеет увеличение $6\times$, длину базиса $l=0,25$ см. Вес дальномера с футляром 1,6 кг.



Фиг. 114. Дальномер ДСП: «а и б — входные окна; 1 — барабан для поворота оптического измерителя (компенсатора); 2 — монокуляр; 3 — глазница; 4 — лупа для рассматривания шкалы дальномера

Шкала дальномера ДСП (фиг. 115) состоит из «шкалы расстояний» А, роспись которой соответствует метрам расстояния, и «шкалы поправок» В, роспись которой соответствует значениям параллактического угла в секундах (поправки в показания дальномера).



Фиг. 115. Шкала дальномера ДСП

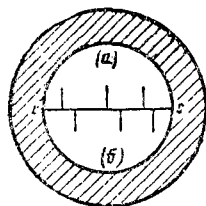
Нуль «шкалы поправок» соответствует бесконечности (∞) на «шкале расстояний».

Цена деления «шкалы расстояний» различна. Например, в интервале 30—40 она соответствует 0,5 м, а в интервале 500—1000 соответствует 100 м. Для удобства пользования «шкалой расстояний» интервалы с разной ценой делений объединены (зачерненные и свободные промежутки).

Поле зрения дальномера показано на фиг. 116.

Измерение расстояний ДСП

1. Входные окна а и б дальномера ДСП направляют на предмет, до которого требуется определить расстояние, добываясь отчетливого изображения предмета и линии с—с раздела (фиг. 116).



Фиг. 116. Поле зрения дальномера ДСП: а — верхняя часть поля зрения; б — нижняя часть поля зрения; с—с — линия раздела

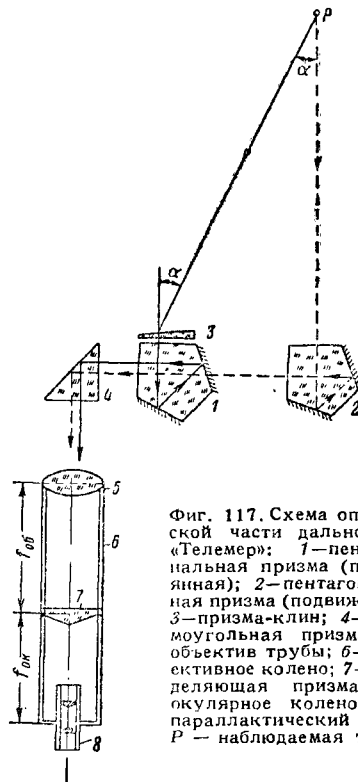
2. Сведя поворотом барабана 1 два изображения предмета на середину поля зрения перпендикулярно к линии раздела, берут отсчет по «шкале расстояний». Для более точного измерения расстояния в отсчет по «шкале расстояний» вводят поправку, равную разности между средним отсчетом, соответствующим известному расстоянию, измеряемому ДСП при лабораторной проверке прибора, и

непосредственно измеренному расстоянию. Пусть при проверке ДСП известное расстояние l измерялось несколько раз, дав средний отсчет расстояния l_1 . Устанавливая указатель по «шкале расстояний» последовательно на отсчеты, соответствующие значениям l_1 и l , и беря по «шкале поправок» отсчеты a_1 и a_2 , находим искомую поправку Δ дальномера, равную $\Delta = a_1 - a_2$. Положительная поправка к отсчету по «шкале расстояний» прибавляется, а отрицательная отнимается.

При дальнейших измерениях расстояний надо указатель, поставленный на средний отсчет, сдвинуть в соответствующую сторону на величину поправки дальномера, а по «шкале расстояний» взять новый отсчет. Если поправка дальномера равна Δ , а средний отсчет расстояния равен l_1 , то указатель, поставленный на этот отсчет по «шкале расстояний», надо сдвинуть на величину поправки Δ дальномера, беря по «шкале поправок» новый исправленный отсчет l_2 . ДСП позволяет измерять расстояния от 30 до 1000 м. Точность измерения расстояний 1—2%.

Дальномер «Телемер»

Дальномер «Телемер», оптическая схема которого показана на фиг. 117, предназначается для измерения расстояний и углов.



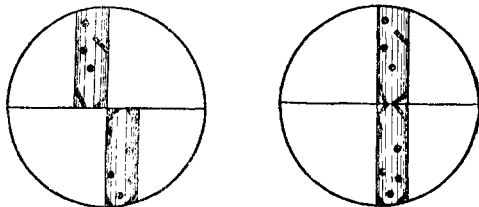
Фиг. 117. Схема оптической части дальномера «Телемер»: 1—пентагональная призма (постоянная); 2—пентагональная призма (подвижная); 3—призма-клин; 4—прямоугольная призма; 5—объектив трубы; 6—объективное колено; 7—разделяющая призма; 8—окулярное колено; α — параллактический угол; Р — наблюдаемая точка

При измерении расстояний берут отсчеты по шкале, нанесенной на базисной линейке «Телемера», по которой перемещается подвижная призма 2, и умножают их на коэффициенты, соответствующие оптическому клину 3. Измерение расстояний основано на сов-

мещении двух изображений наблюдаемого предмета (верхнего и нижнего), видимых в поле зрения трубы (фиг. 118), и отсчёта базиса b по шкале базисной линейки. Расстояние l от инструмента до предмета определяется по формуле

$$l = b \operatorname{ctg} \alpha. \quad (144)$$

К прибору прилагается пять оптических клиньев со значениями $\operatorname{ctg} \alpha$ (100, 200, 500, 1 000 и 2 000), которым соответствуют коэффициенты 0,1; 0,2; 0,5; 1,0 и 2,0.



Фиг. 118. Поле зрения зрительной трубы «Телемера» с изображением предмета: слева — до совмещения изображений; справа — после совмещения изображений

Базис b измеряется по базисной линейке «Телемера» (наибольшая длина 30 см) в миллиметрах, а значение l определяется в метрах.

Различными оптическими клиньями пользуются, сообразуясь с длиной измеряемой линии и с точностью работы.

Точность измерения горизонтальных и вертикальных углов $0', 1$, а точность определения превышений около 0,6 м.

Измеренные наклонные расстояния должны быть приведены к горизонту.

Точность измерения расстояний от 0,2 до 3%; наибольшая точность при оптическом клине, имеющем $\operatorname{ctg} \alpha = 100$ ($\alpha = 34'21''5$), а наименьшая — при оптическом клине, $\operatorname{ctg} \alpha = 2 000$ ($\alpha = 1'43''$).

Применяя этот прибор, следует значения коэффициентов оптических клиньев контролировать опытным путём. Вес инструмента 2,8 кг.

Тахеометрический теодолит ТТ-2 (модель 1946 г.)

ТТ-2, показанный на фиг. 119, позволяет измерять углы в горизонтальной и вертикальной плоскости, определять расстояния по нитяному дальномеру и брать азимуты по буссолю.

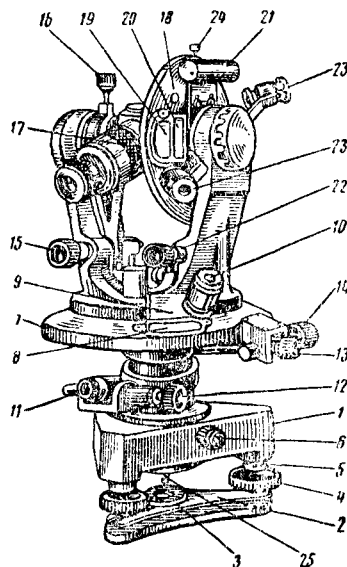
Увеличение трубы $11,7\times$, поле зрения $3^\circ 10'$, разрешающая сила объектива $5'', 5$, фокусное расстояние объектива 180 мм, диаметр выходного зрачка 2,9 мм. Точность верньеров горизонтального и вертикального кругов $30''$. Цена деления горизонтального и вертикального кругов $20''$. Цена деления уровня на алидаде горизонтального круга около $1'$, а на алидаде вертикального круга около $0', 5$. Оба круга закрыты кожухами.

Труба теодолита центральная, с фокусирующей линзой, переводится через зенит только окуляром.

Круглая буссоль, надеваемая на шаровую головку штифта 24, имеет азимутальное кольцо.

Уровни, подъёмные, закрепительные и микрометрические винты имеют юстировочные приспособления.

Вес теодолита с треножником 5,4 кг.



Фиг. 119. Тахеометрический теодолит ТТ-2 (модель 1946 г.): 1—треног; 2—установочная пластинка, 3—втулка для станочного винта; 4—подъёмный винт; 5—гайка для регулировки подъёмного винта; 6—закрепительный винт треножника; 7—кожух горизонтального круга; 8—окно кожуха для отсчёта по верньеру горизонтального круга; 9—иллюминатор лимба; 10—луна горизонтального круга; 11 и 12—закрепительный и микрометрический винты лимба; 13 и 14—закрепительный и микрометрический винты алидады; 15 и 16—микрометрический и закрепительный винты трубы; 17—кольцевая кремальера; 18—вертикальный круг; 19—окно кожуха для отсчёта по верньеру вертикального круга; 20—иллюминатор вертикального круга; 21—цилиндрический уровень алидады вертикального круга; 22—микрометрический винт для уровня при алидаде вертикального круга; 23—луны вертикального круга; 24—штифт для посадки буссоли; 25—крючок для отвеса

Поверки теодолита ТТ-2. Поверки ТТ-2 аналогичны поверкам тахеометрического теодолита (см. поверки а, б, в, г, д, ж, и, к, л). Однако в поле ошибки по пунктам б, в, д, л только определяются, исправительных винтов для их устранения не имеется, инструмент отлично юстируется на заводе.

Формулы для определения МО и α :

$$МО = \frac{КП + КЛ \pm 180^\circ}{2}; \quad (145)$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= КП - МО = МО - КЛ \pm 180^\circ \\ \alpha &= \frac{КП - КЛ \pm 180^\circ}{2} \end{aligned} \right\} \quad (146)$$

Измерения горизонтальных и вертикальных углов теодолитом ТТ-2 производится так же, как тахеометрическим теодолитом завода «Геофизика».

Для определения расстояний пользуются нитяным дальномером с коэффициентом $k=100$.

Аналитическая точка трубы лежит около её оси вращения, второй коэффициент дальности $c \approx 0$.

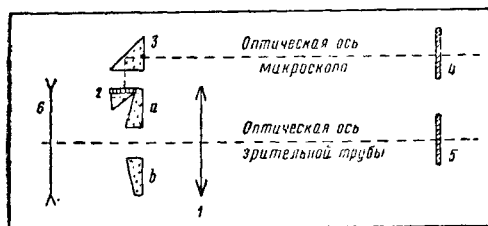
Определяя расстояние по дальномеру, пользуются формулой (57).

ТТ-2 находит теперь широкое применение в инженерно-строительной практике.

Ближайшая модернизация ТТ-2 направлена главным образом в сторону повышения оптических качеств зрительной трубы и постоянства коэффициента k дальномера.

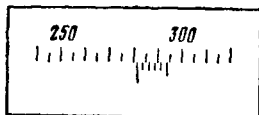
Повторительный дальномер коинцидент ПДК-46 В. А. Белицина

ПДК-46 надевается на оправу объектива теодолита завода «Геофизика». Схема его оптической части показана на фиг. 120; она



Фиг. 120. Схема оптической части ПДК-46: 1—объектив зрительной трубы; а—измерительный, б—установочные компенсаторы; 2—дальномерная шкала; 3—поворотная призма; 4—отсчетная шкала; 5—сетка нитей трубы; б—дополнительная линза

состоит из двух оптических компенсаторов а и б, перемещающих изображения марок рейки относительно горизонтальной нити

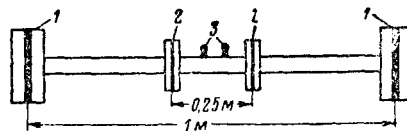


Фиг. 121. Поле зрения отсчетного микроскопа ПДК-46. Отсчет: 283,5

сетки 5 зрительной трубы. Изображения марок рейки получаются в фокальной плоскости объектива зрительной трубы. Изображе-

ние же делений дальномерной шкалы 2 получается в плоскости отсчетной шкалы 4 микроскопа.

Особенностью этого дальномера является постоянство его коэффициента. Отсчет расстояний происходит в поле зрения отсчетного микроскопа (фиг. 121). При определении расстояния ПДК-46 пользуются методом повторений, предложенным В. А. Белициным, состоящим в совмещении двух изображений (от компенсаторов а и б) марки дальномерной рейки (фиг. 122).



Фиг. 122. Дальномерная рейка ПДК-46: 1—концевые марки; 2—промежуточные марки; 3—коллиматоры

Расстояние D в м от инструмента до точки стояния рейки определяют по формулам:

$$\left. \begin{aligned} D &= \frac{b n p}{\delta''} \\ D &= \frac{k \cdot n}{\delta''} \end{aligned} \right\}, \quad (147)$$

где b — интервал между марками рейки;
 n — число повторений;
 δ'' — отсчет по шкале компенсатора, получаемый в поле зрения микроскопа;
 $k = b p$ — постоянный коэффициент дальномера.

ПДК-46 позволяет измерять расстояния до 1000 м с относительной ошибкой от 1:2000 до 1:3000.

Опытные полевые работы, проведенные этим дальномером при съёмках в крупных масштабах (1:10000 и 1:5000), показали преимущества ПДК-46 относительно мерной ленты не только в смысле точности, но и в смысле быстроты работы.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСТИННОГО АЗИМУТА ЗЕМНОГО ПРЕДМЕТА

В практике изысканий железных дорог, особенно в высоких широтах, большую роль играют истинные азимуты.

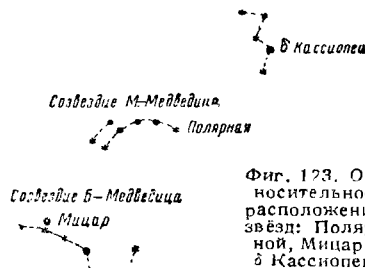
Рассмотрим два приближённых способа определения азимута земного предмета: 1) по способу проф. Ф. Н. Красовского, 2) по зенитным расстояниям Солнца.

Применяя эти методы, необходимо иметь: 1) тахеометрический теодолит 1' (или 30") точности с электрическим освещением поля зрения и с призмой на окуляре, 2) карманные часы, 3) карту, 4) Астрономический ежегодник (таблицы азимутов Полярной), 5) таблицы логарифмов.

СПОСОБ проф. Ф. Н. КРАСОВСКОГО

Применяя этот способ, измеряют два горизонтальных угла: 1) угол Q между Полярной и вспомогательной звездой (Мицар, или δ Кассиопей); 2) угол Q' между Полярной

звездой и земным предметом. Зная угол Q , вычисляют соответствующий момент звёздного времени и часовой угол Полярной. По часовому углу Полярной вычисляют её ази-



Фиг. 123. Относительное расположение звезд: Полярной, Мицар, δ Кассиопей

мут. Зная же азимут Полярной и горизонтальный угол Q' , находят азимут земного предмета. Положение звезд, наблюдаемых на небе, показано на фиг. 123.

Наблюдения по сокращённой схеме

А. Круг право (круг лево)

1. Наблюдение земного предмета (отсчёты по горизонтальному кругу).

2. Наблюдение Полярной (отсчёты: по часам и по горизонтальному кругу).

3. Наблюдение вспомогательной звезды (отсчёты: по часам и по горизонтальному кругу).

Б. Круг лево (круг право)

4. Наблюдение вспомогательной звезды.

5. Наблюдение Полярной.

6. Наблюдение земного предмета.

Журнал наблюдений азимута по способу проф. Ф. Н. Красовского (сокращённая схема) приводится в табл. 24.

Вычисления

1. По средним отсчётам горизонтального круга (при КП и КЛ), при наблюдении земного предмета, Полярной и вспомогательной звезд, вычисляют окончательное направление на земной предмет, Полярную и вспомогательную звезду.

2. Вычисляют угол Q (направление на Полярную вычитают из направления на вспомогательную звезду).

3. Вычисляют угол Q' (направление на Полярную вычитают из направления на земной предмет).

4. По широте φ и углу Q находят (по таблицам азимутов Полярной) азимут A Полярной.

5. Вычисляют азимут a земного предмета по формуле

$$a = A + Q'. \quad (148)$$

Вычисление азимута ведут методом приближений (обычно берут два приближения).

При отсутствии Астрономического ежегодника первое значение A принимают равным 0° .

Вычисление азимута предмета можно вести по формулам или по таблицам М. Н. Смирнова (Таблицы для определения азимута земного предмета по способу проф. Ф. Н. Красовского на 1942 — 1950 гг., Геозидздат, 1942 г.), из которых взяты примеры наблюдений и их обработка (по формулам и по таблицам).

Формулы для вычислений

$$A_\sigma = A + Q; \quad (149)$$

$$\sin q_\sigma = k \cdot \sin A_\sigma, \quad (150)$$

$$\text{где } k = \frac{\cos \varphi}{\cos \delta_\sigma};$$

$$\operatorname{ctg} \frac{t_\sigma}{2} = -k_1 \operatorname{tg} \frac{(A_\sigma + q_\sigma)}{2}, \quad (151)$$

$$\text{где } k_1 = \frac{\sin \frac{1}{2}(\delta_\sigma + \varphi)}{\cos \frac{1}{2}(\delta_\sigma - \varphi)};$$

$$t = t_\sigma + (a_\sigma - a); \quad (152)$$

$$\operatorname{tg} A = -\frac{A' \sin t \cdot \sin 1'}{\cos (\varphi + \Delta \cos t)}. \quad (153)$$

Здесь A и A_σ — азимуты Полярной и вспомогательной звезд (отсчитываются от направления на точку севера, вправо на звезду);

t и t_σ — часовые углы Полярной и вспомогательной звезды (отсчитываются от направления на точку юга, вправо на звезду);

δ и δ_σ — склонения Полярной и вспомогательной звезды;

$\Delta = 90 - \delta$ — полярное расстояние Полярной;

q_σ — параллактический угол вспомогательной звезды (отсчитывается от направления на точку зенит, вправо на полюс);

φ — широта места наблюдения, берётся с карты с точностью $1 - 2'$;

Q — горизонтальный угол между Полярной и вспомогательной звездой (отсчитывается от направления на Полярную, вправо на звезду);

Q' — горизонтальный угол между Полярной и земным предметом.

Вычисления по этим формулам приводят в табл. 25.

Координаты Полярной: a (в градусной мере), Δ выбираются из таблицы координат Полярной (из Астрономического ежегодника).

Т а б л и ц а 24

Журнал наблюдений азимута предмета по способу проф. Ф. Н. Красовского (сокращённая схема)

Порядок наблюдения	Отсчёты по часам	Средний отсчёт по горизонтальному кругу	Направление	Горизонтальный угол
Предмет	Круг лево			
Полярная	—	95° 18' 45"	95° 18', 8	$Q' = 273^\circ 29', 8$
δ Кассиопеи	18 ^h 51 ^m 00 ^s	181° 48' 00"	181° 49', 0	
Полярная	35 40	222° 02' 30"	222° 02', 5	$Q = 40^\circ 13', 5$
	19 00 20	181° 50' 00"	—	
	Круг право			
Полярная	19 ^h 04 ^m 43 ^s	1° 51' 00"	1° 51', 5	
δ Кассиопеи	06 50	44° 16' 00"	44° 16', 0	$Q = 42^\circ 24', 5$
Полярная	08 50	1° 52' 00"	—	$Q' = 273^\circ 27', 7$
Предмет	—	275° 19' 15"	275° 19', 2	

Таблица 25

Вычисление азимута предмета по способу проф. Ф. Н. Красовского

 $\varphi=44^{\circ}30'$, $Q=308^{\circ}30',00$, $A=1^{\circ}13',8$, 1946 г. 1 июля

№ операции	Обозначения		№ операции	Обозначения	
1	α_{σ}	$200^{\circ}26',6$	22	$A_{\sigma} + q_{\sigma}$	$235^{\circ}42',5$
3	α	$26^{\circ}27',8$	23	$1/2 (A_{\sigma} + q_{\sigma})$	$117^{\circ}51',2$
6	$\alpha_{\sigma} - \alpha$	$173^{\circ}58',8$	24	$\lg k_1$	$9,88533$
4	Δ	$59',7$	25	$\lg \lg 1/2 (A_{\sigma} + q_{\sigma})$	$0,57701 n$
2	δ_{σ}	$55^{\circ}12',6$	26	$\lg \operatorname{ctg} 1/2 t_{\sigma}$	$0,16221$
5	φ	$44^{\circ}30',0$	27	$\frac{1}{2} t_{\sigma}$	$34^{\circ}32',3$
7	$\frac{1}{2} (\delta_{\sigma} + \varphi)$	$49^{\circ}51',3$	28	t_{σ}	$68^{\circ}04',6$
8	$\frac{1}{2} (\delta_{\sigma} - \varphi)$	$5^{\circ}21',3$	29	$\alpha_{\sigma} - \alpha$	$173^{\circ}58',5$
9	$\lg \cos \varphi$	$9,85324$	30	i	$243^{\circ}03',4$
10	$\lg \cos \delta_{\sigma}$	$9,75631$	37	φ	$44^{\circ}30',0$
11	$\lg k$	$0,09693$	38	$\Delta \cos t$	$-27',1$
12	$\lg \sin 1/2 (\delta_{\sigma} + \varphi)$	$9,88333$	39	$\varphi + \Delta \cos t$	$44^{\circ}02',9$
13	$\lg \cos 1/2 (\delta_{\sigma} - \varphi)$	$9,99610$	35	$\lg \Delta \cos t$	$1,43217 n$
14	$\lg k_1$	$9,88523$	34	$\lg \cos t$	$9,65620 n$
15	Q	$308^{\circ}30',0$	31	$\lg \Delta$	$1,77597$
16	A	$1^{\circ}13',8$	32	$\lg \sin 1'$	$6,46373$
17	A_{σ}	$309^{\circ}43',8$	33	$\lg \sin i$	$9,95010 n$
18	$\lg k$	$0,09693$	36	$\lg \Delta \cdot \sin i' \cdot \sin t$	$8,18969 n$
19	$\lg \sin A_{\sigma}$	$9,88536 n$	40	$\lg \cos (t + \Delta \cos t)$	$9,85658$
20	$\lg \sin q_{\sigma}$	$9,98289 n$	41	$\lg \operatorname{tg} A$	$8,33322$
21	q_{σ}	$-74^{\circ}01',3$	42	A	$1^{\circ}14',0$

При вычислении $\operatorname{ctg} 1/2 t_{\sigma}$ и $\lg A$ надо знаки менять на обратные. Знак n — условное обозначение логарифма отрицательного числа.

Координаты (α_{σ} , δ_{σ}) Мицар и δ Кассиопеи выбираются из таблиц координат этих звёзд.

Вычисления азимута предмета по способу проф. Ф. Н. Красовского (по таблицам М. Н. Смирнова) приводятся в табл. 26 и 27.

Таблица 26

Азимуты Полярной на 8/IV 1946 г.

 $\varphi=53^{\circ}12'$, $Q=333^{\circ}45'$

φ°	53	54
Q		
1946 г. 15/III		
333°	358° 35', 4	358° 33', 9
334°	358° 37', 3	358° 35', 9
15/IV		
333°	358° 35', 2	358° 33', 7
334°	358° 37', 2	358° 35', 7

Порядок работы

1. Из табл. 26 после интерполяции на φ , Q и время наблюдения, находим: $A = 358^{\circ} 36, 43'$.

2. Из табл. 27 после интерполяции находим поправку $A = -0,66'$.

Интерполируя на 15/IV и 15/III, соответственно находим:

$$A_1 = 358^{\circ} 36,54'; \quad A_2 = 358^{\circ} 36,4'.$$

Следовательно, значение A азимута Полярной на 8/IV будет

$$A = 358^{\circ} 36, 43'.$$

Таблица 27

Поправки к азимутам Полярной

φ°	50	55
Q		
332°	-0', 7	-0', 7
340°	-0', 5	-0', 5

Интерполируя, находим значение поправки ΔA азимута Полярной:

$$\Delta A = -0,66'.$$

Окончательное значение A азимута Полярной будет:

$$A = 358^{\circ} 36' + (-0,66') = 358^{\circ} 35,8'.$$

На число приближений влияют широта точки наблюдения и место положения вспомогательной звезды в момент наблюдения (в кульминации, в элонгации), а также заданная точность определения азимута А.

Например, находясь на широте $\varphi = 55^\circ$ и желая определить азимут А с точностью $0', 2$, легко найти требуемое число приближений.

Для этого надо:

1. Взять первое значение А равным 0° . В этом случае наибольшая ошибка в азимуте Полярной будет $110'$ (для $\varphi = 55^\circ$ наибольшее значение А = $1^\circ 50'$, а его наибольшее изменение на одну минуту времени $0', 5$).

2. Подсчитать ошибку Δt в часовом угле Полярной $\Delta t = \frac{110'}{5} = 22', 0$. Это же значение будет иметь ошибка для Δt в часовом угле вспомогательной звезды.

Следовательно, при первом приближении наибольшая ошибка в определении А будет: $22', 0 \times 0', 5 = 11', 0$. Во втором и третьем приближении эта ошибка соответственно равна $\frac{11', 0}{5} \times 0', 5 \approx 1', 1$; $\frac{1', 1}{5} \times 0', 5 \approx 0', 1$.

Для точек местности с другими широтами потребуется другое число приближений, что усматривается из табл. 28, составленной М. Н. Смирновым.

ПРИБЛИЖЁННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ АЗИМУТА БЕЗ ТЕОДОЛИТА

На листе бумаги, наклеенном на твёрдый картон (фанеру), чертят 8—10 концентрических окружностей в расстоянии 5—6 см друг от друга.

В центре прибора укрепляют (отвесно) тонкую иглу длиной 6—7 см.

Подсчёт числа приближений

Широта φ°	Наибольшее значение азимута Полярной	Наибольшее перемещение Полярной по азимуту в 1^m	1-е приближение		2-е приближение		3-е приближение	
			$\Delta t = \Delta t_\sigma$	ΔA	$\Delta t = \Delta t_\sigma$	ΔA	$\Delta t = \Delta t_\sigma$	ΔA
45°	$85'$	$0', 4$	17^m	$7'$	$1^m, 4$	$0', 6$		
55°	$110'$	$0', 5$	22	11	$2, 2$	$1, 1$		
65°	$150'$	$0', 7$	30	21	$4, 2$	$2, 9$	$0^m, 6$	$0', 4$

Таблица 28

При определении азимута этот прибор ставят над точкой местности, а плоскость с начерченными окружностями приводят в горизонтальное положение по круглому уровню.

В солнечную погоду, в течение дня, ведут наблюдения за положением конца тени, падающей от иглы, намечая точки, где линия тени пересекается с окружностями.

Отмеченные точки соединяют хордами и намечают их середины. Линия, соединяющая средние точки, будет фиксировать положение истинного меридиана на местности, а угол между этим меридианом и направлением на точку местности определит истинный азимут линии местности.

Точность определения азимута этим методом будет небольшая (около $1/4^\circ$).

ПРИБЛИЖЁННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСТИННОГО АЗИМУТА ПРЕДМЕТА ПО СОЛНЦУ

А. Круг право

1. Наблюдение предмета (отсчёты по горизонтальному кругу).

2. Наблюдение Солнца (отсчёты по часам, по горизонтальному и вертикальному кругам).

Б. Круг лево

3. Наблюдение Солнца.

4. Наблюдение предмета.

Формулы, пример наблюдений и его обработка взяты из курса Практической астрономии К. А. Цветкова, ОНТИ, 1934 г.

По материалам наблюдений вычисляют место зенита Мз и зенитное расстояние z' . По данным табл. 29,

$$z' = \frac{\text{кл} + (360 - \text{кп})}{2} = 49^\circ 39', 8.$$

Ф о р м у л ы

$$d = 90^\circ - \delta_\odot; \quad z = z' + \rho_\odot \quad (154)$$

$$\Phi = 90 - \varphi; \quad (155)$$

$$p = \frac{1}{2} (z + d + \Phi); \quad (156)$$

$$m^2 = \frac{\sin(p - z) \cdot \sin(p - d) \cdot \sin(p - \Phi)}{\sin p}; \quad (157)$$

$$\lg \frac{a}{2} = \frac{m}{\sin(p - d)}; \quad (158)$$

$$A = p - (M \pm a). \quad (159)$$

Журнал наблюдений азимута по Солнцу
 $\varphi = 55^\circ 46'$



Порядок наблюдения	Время на- блюдения	Отсчёты по кругам	
		верти- кальный круг	горизонталь- ный круг
Круг право			
	—	—	43° 24' 15"
Предмет	9h 11, m7	310° 14' 45"	173° 32' 15"
Круг лево			
	—	—	353° 48' 15"
Предмет	9h 16, m7	49° 34' 15"	223° 30' 15"

Таблица 29

Знак плюс берётся при наблюдении Солнца до полудня, а минус — при наблюдении после полудня.

Обозначения:

δ_{\odot} — видимое склонение Солнца;
 z — зенитное расстояние Солнца (берут из Астрономического ежегодника);
 φ — широта точки наблюдения (берётся с карты с точностью до 1');
 r_{\odot} — средняя величина рефракции;
 a — азимут Солнца;
 p — средний отсчёт при наведении на предмет;
 A — азимут предмета (отсчёт от направления на север);
 M — средний отсчёт (по горизонтальному кругу) при наведении на Солнце.
 Если одновременно с азимутом вычисляется поясное время T , то пользуются формулой

$$\operatorname{tg} \frac{t}{2} = \frac{m}{\sin(p-z)} \cdot \quad (160)$$

При этом

$$T = 12^h \pm t + \lambda + \eta. \quad (161)$$

Здесь $+t$ берётся при наблюдении на западе;
 $-t$ берётся при наблюдении на востоке;
 η — уравнение времени (берут из эфемерид Солнца по Астрономическому ежегоднику);
 $\lambda = \lambda_1 - \lambda_0$ — разность долгот точки наблюдения и осевого меридиана зоны, в которой эта точка расположена (долготы берутся с карты).

Средняя квадратическая ошибка m определения азимута вычисляется по формуле (8).

Таблица 30

Вычисление азимута по Солнцу

$\delta_{\odot} 22^{\circ}18'$. $\varphi = 55^{\circ}46'$, 10/II 1933 г.

№ операции	Обозначения	
1	z'	$49^{\circ}39',8$
2	p_{\odot}	$+1',2$
3	z	$49^{\circ}41'$
4	d	$67^{\circ}42'$
5	Φ	$34^{\circ}14'$
6	$2p$	$151^{\circ}37'$
7	p	$75^{\circ}48'$
8	$p-z$	$26^{\circ}07'$
9	$p-d$	$8^{\circ}06'$
10	$p-\Phi$	$41^{\circ}34'$
11	$\lg \sin(p-z)$	9,6437
12	$\lg \sin(p-d)$	9,1489
13	$\lg \sin(p-\Phi)$	9,3218
14	дон. $\lg \sin p$	0,0135
15	$\lg m^2$	8,6279
16	$\lg m$	9,3140
17	$\lg \operatorname{tg} \frac{a}{2}$	0,1651
18	a	$-111^{\circ}16'$
19	M (Солнце)	$353^{\circ}40'$
20	N	$242^{\circ}24'$
21	P	$223^{\circ}27'$
22	A	$341^{\circ}03'$

КАРТОГРАФИЧЕСКИЕ ПРОЕКЦИИ

Картографические проекции позволяют развернуть на плоскости уменьшенное изображение земной поверхности, давая математическую основу карты, устанавливающую и координирующую связь точек земной поверхности и соответствующих им точек на карте.

Из большого количества картографических проекций отметим два их вида:

1. Конформные проекции, сохраняющие подобие контуров местности и их изображений на карте. В этой проекции углы на карте не искажаются.

2. Эквивалентные проекции, сохраняющие пропорциональность в площадях контуров местности и их изображений на карте.

При съёмках больших территорий, выполняемых различными министерствами, требуется их привязка, в геодезическом отношении, к существующей сети общесоюзных тригонометрических и полигонометрических пунктов. В этих случаях обработка материала ведомственных съёмок ведётся в плоских конформных прямоугольных координатах, а для тригонометрических и полигонометрических пунктов вычисляются геогра-

фические координаты, которые наносят на карту, пользуясь сеткой меридианов и параллелей.

Выполняя эти требования, пользуются особой проекцией, полученной от проектирования земного эллипсоида (шара) на поверхность цилиндра, ось которого совпадает с плоскостью экватора, а его образующая касается осевого меридиана зоны.

На эту цилиндрическую поверхность проектируют зоны земной поверхности, крайние меридианы которых отстоят на 6° (или 3°) друг от друга.

Полученные при этом искажения будут не только незначительны, но их можно при желании учитывать.

Осевой меридиан зоны представится в этой проекции прямой линией.

На практике для перехода от географических координат к прямоугольным и обратно пользуются формулами высшей геодезии, по которым составлены таблицы (см. таблицы прямоугольных координат В. В. Каврайского, 1933 г.).

В указанной проекции масштаб на осевом меридиане равен единице, а к западу и к востоку от него возрастает.

Все линии, построенные в этой проекции, на карте будут превышать действительные длины линий, измеренных на местности, а на-

Т а б л и ц а 31

Поправки в расстояния				
S м \ Y км	100	200	250	280
200	0,02	0,10	0,15	0,19
400	0,05	0,20	0,31	0,38
600	0,07	0,29	0,46	0,58
800	0,10	0,39	0,61	0,77
1000	0,12	0,49	0,77	0,96
2000	0,25	0,98	1,53	1,92
3000	0,37	1,47	2,30	2,89

Т а б л и ц а 32

Поправки в направления				
$X_2 - X_1$ км \ Y км	100	200	250	280
1	0,3	0,5	0,6	0,7
5	1,3	2,5	3,2	3,5
10	2,5	5,1	6,3	7,1
15	3,8	7,6	9,5	10,6

правления (углы), измеренные на поверхности эллипсоида, при переходе в плоские углы также изменятся (изменятся и азимуты линий). Поправки в расстояния и в направления даются в табл. 31 и 32.

Пользуясь картой, рассмотрим две задачи, находящие применение в практике железнодорожного строительства.

Задача 1. Нанести на карту дугу большого круга (фиг. 124) ортодрому, проходящую между двумя точками на земной поверхности.

На фиг. 124 даны две точки: $M(\varphi_M, \lambda_M)$, $N(\varphi_N, \lambda_N)$. Для простоты задачи примем землю за шар радиуса R и найдём широты и долготы для нескольких промежуточных точек, лежащих на этой дуге большого круга. По вычисленным координатам наносим эти точки на карту. Соединив эти точки последовательно, получим искомую часть дуги большого круга.

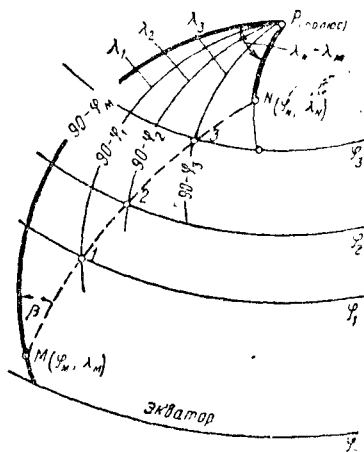
Необходимые вычисления ведем по формулам сферической тригонометрии.

Решая треугольник MPN , находим угол β при точке M .

Задав широтой точек $1, 2, 3$ ($\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$), решая треугольники MP_1, MP_2, MP_3 относительно сторон P_1, P_2, P_3 и зная сторону PM и углы β и λ , находим широты точек $1, 2, 3$. Если направление

MN близко к направлению меридиана, то выгоднее задаваться широтами, а из решения тех же треугольников находить долготы точек.

Эту задачу приходится решать при проектировании по карте магистралей большой протяженности.

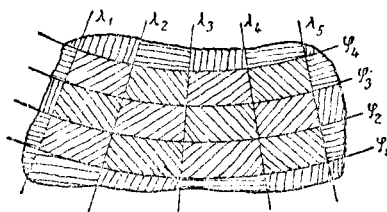


Фиг. 124. Определение дуги большого круга MN , проходящей через точки M и N местности.

Задача 2. Вычислить площадь по карте (фиг. 125).

С решением этой задачи приходится встречаться при определении площадей (районов экономического тяготения), связанных с вопросами экономических изысканий.

Для определения заданной площади берём сумму площадей отдельных (полных) трапеций и площадей частей трапеций. Площадь полных тра-



Фиг. 125. Вычисление площади по карте:

$\varphi_1, \varphi_2, \dots$ широты (параллели);
 $\lambda_1, \lambda_2, \dots$ долготы (меридианы)

пеций определяем по геодезическим таблицам, а площадь частей трапеций планиметром с учётом масштаба площади для данной проекции. Если площадь зависит от φ и λ , то цена деления находится для каждой из трапеций, где имеется её часть. Если же площадь зависит только от φ , то цена деления планиметра должна быть найдена только для отдельной полосы, ограниченной параллелями.

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ АЭРОФОТОТОПОГРАФИИ

Вопросами приложения фотографии к съёмке местности отечественные геодезисты (А. М. Кононенко, Р. Ю. Тиле, П. И. Шуров, Б. Б. Голицин) занимались с момента освоенного фотографического процесса.

Теоретическая часть аэросъёмки в то время создавалась Н. Н. Весселовским и Г. Н. Шебуревым.

Помимо разработки методов, конструировались свои приборы (трансформатор Найдёнова, панорамограф Тиле).

Для картографирования страны в настоящее время разработаны новые методы и созданы новые приборы:

1. Метод контурно-комбинированной аэросъёмки, предложенный Н. М. Александровским и позволивший получать топографические карты с рельефом (в горизонталях).

2. Метод одномаршрутной плановой ромбической фототриангуляции с указанием её точности, предложенный Ф. В. Дробышевским и Ю. П. Жуковым.

3. Дифференцированный метод Г. В. Романовского для мелкомасштабных карт.

Ф. В. Дробышевским создана девятиобъективная аэрофотокамера и широкоугольная насадка и объектив М. М. Русинова.

Начиная с 1935 г., начали находить широкое применение стереофотограмметрические методы:

1. Метод А. С. Скиридова, известный под названием метода простой фототриангуляции.

2. Метод Ю. П. Жукова (дифференцированный метод простой фототриангуляции).

3. Метод прямой линии Г. В. Романовского, позволивший делать сгущение высотной опорной сети в лабораторных условиях, если на плане имеется только несколько точек с известными высотами.

4. Метод неискаженной модели и дифференцированный метод построения карт масштаба 1:25 000 и 1:50 000, предложенный М. Д. Коншиным.

5. Метод построения карт крупных масштабов, предложенный Н. А. Соколовой.

Из новых приборов аэросъемки исключительную роль сыграли широкоугольные объективы М. М. Русинова (поле зрения 100°) и его же сверхширокоугольные объективы (поле зрения 120°), а также стереоскопы и стереометры Ф. В. Дробышева.

В практике изысканий железных дорог аэрофотосъемка применяется для различных целей. Так, по фотосхемам (контактным отпечаткам) и по фотопланам (трансформированным снимкам), в которых контуры местности показаны рисунками, а не условными знаками, удобно решать вопросы реконструкции дорожной сети, охватывающей большие районы.

Особо важное значение аэрофотосъемка приобретает при дорожных изысканиях в отдаленных и малообжитых районах.

Материалы аэрофотосъемки широко используются как при изысканиях, так и при выполнении технического проекта. Так, для выбора варианта трассы используется контурнокомбинированная аэросъемка сдаточного масштаба 1:50 000 или контурная съемка с горизонталями, нанесенными методом стереоскопии.

При изысканиях для технического проекта аэрофотосъемка выполняется в масштабах 1:5 000 — 1:2 000 (мостовые переходы, район расположения тоннеля, узлы станции, водоснабжение и пр.) и основывается на точной наземной геодезической основе.

Аэрофототопография позволяет получить план местности с рельефом и ситуацией по материалам аэроснимка. Контуры местности (ситуации) получают непосредственно с аэроснимка путём дешифрирования. Для получения же рельефа местности надо выполнить дополнительные работы, пользуясь либо мензульной съемкой (полевые работы) либо стереоскопом (камеральные работы). Так как при аэрофотосъемке оптическая ось камеры не бывает отвесной, а высота полёта колеблется, то отдельные аэроснимки получаются в разных масштабах.

Для приведения аэроснимков к одному масштабу их трансформируют, пользуясь трансформаторами. Трансформирование выполняется по методу четырёх ориентировочных точек, положение которых определяют или наземными методами геодезии (точки на местности) или фототриангуляцией, т. е. путём построения фигур на аэронегативах

(камеральным путём). По трансформированным аэроснимкам составляют планы местности.

Топографический стереоскоп

Для целей дешифрирования или для получения общего представления о контурах и о рельефе местности пользуются простыми стереоскопами.

Если же необходимо определить взаимные превышения точек, то пользуются топографическим стереоскопом, имеющим измерительные приспособления, обеспечивающие зарисовку рельефа и дешифрирование по стереомодели.

В производстве применяют стереоскопы различных конструкций, как то: четырёхзеркальный стереоскоп, стереоскоп ЦНИИГАиК, двужеркальный стереоскоп «Циклоп» и др. Стереоскопы, облегчая трассирование железнодорожных линий, позволяют значительную часть этой работы переносить в лабораторные условия.

Для рисовки рельефа местности непосредственно на отпечатках пользуются топографическими стереометрами, позволяющими по 4 опорным точкам (получены наземным методом) снимка брать характерные точки на снимке и определять их отметки. Точность определения высот на стереометре примерно $\pm 1,5$ м.

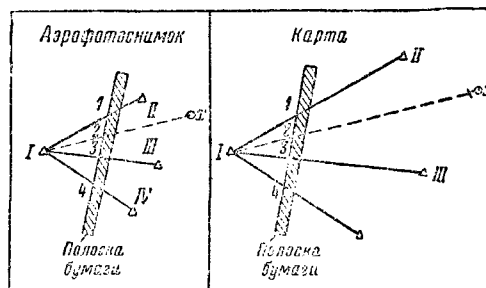
Пользуясь стереоскопами и дешифрируя аэроснимки, надо учитывать следующие элементы: фокусное расстояние f_k аэрокамеры, высоту H полёта и качество изображения.

Наибольший эффект при дешифрировании даёт метод сравнения рабочих аэроснимков с аэроснимками—эталоном.

Перенесение точки с аэрофотоснимка на карту

Для перенесения точки с аэроснимка на карту чаще всего применяют следующие методы:

1-й метод. Выбрав на карте и на аэрофотоснимке (фиг. 126) четыре идентичные точки (I, II, III и IV), проводят через них и через искомую точку x прямые линии,

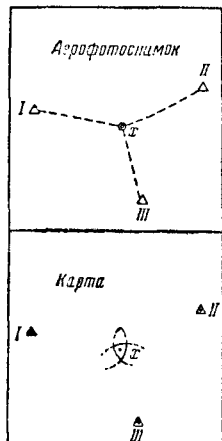


Фиг. 126. Перенесение точки с аэроснимка на карту

приняв одну из известных точек за полюс. Прикладывают полоску бумаги к линиям аэроснимка и замечают на ней точки 1, 2, 3 и 4. Переносят полоску бумаги на карту и, добившись совмещения имеющихся на ней точек с соответствующими направлениями,

прочерчивают направление на искомую точку x . Взяв за полюс другую известную точку аэроснимка и проделав те же операции, находят второе направление на искомую точку x . В пересечении двух направлений получают точку x на карте.

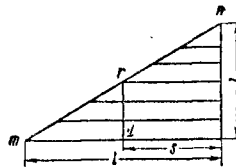
2-й метод. Определив масштаб аэроснимка, находят на карте и на аэроснимке по три идентичные точки I, II, III (фиг. 127). Пользуясь циркулем, берут на аэроснимке расстояние от точки I до искомой точки x и, переводя это расстояние в масштаб карты, прочерчивают на ней из точки I дугу. Аналогичную работу выполняют с точками II и III . В пересечении дуг получают искомую точку x .



Фиг. 127. Перенесение точки с аэроснимка на карту

Для быстроты работы полезно пользоваться пропорциональным графическим циркулем (фиг. 128). Для построения этого масштаба берут две идентичные точки, имеющиеся на аэроснимке и на карте. Измерив расстояния l и l_1 между этими точками на аэроснимке и на карте, откладывают их на двух взаимноперпендикулярных линиях, а точки m и n соединяют прямой линией.

Пользуясь пропорциональным графическим масштабом, надо расстояние S , взятое с аэрофотоснимка, отложить по линии l до



Фиг. 128. Пропорциональный графический циркуль

точки d , из которой восставить перпендикуляр до пересечения с линией mn . Отрезок rd определит искомый радиус засечки.

Формулы для определения масштаба аэроснимка

Масштаб $\frac{1}{m}$ планового аэроснимка:

$$\frac{1}{m} = \frac{f_k}{H} \quad (148)$$

Масштаб $\frac{1}{m}$ перспективного аэроснимка:

$$\left. \begin{array}{l} \text{по главной вертикали} \\ \frac{1}{m} = \frac{f_k}{H} \cos^2 \alpha \\ \text{по главной горизонтали} \\ \frac{1}{m} = \frac{f_k}{H} \cos \alpha \end{array} \right\} \quad (149)$$

где f_k — фокусное расстояние аэрокамеры;
 H — высота полёта;
 α — угол наклона оптической оси.

УХОД ЗА ГЕОДЕЗИЧЕСКИМИ ИНСТРУМЕНТАМИ

Отдельные детали геодезических инструментов приведены в такую взаимную связь, что все измерительные операции выполняются ими с заранее намеченной точностью.

Механические повреждения или нарушение сопряжений осей инструмента выводят его из рабочего состояния.

Вынимать и укладывать инструмент в ящик должен производитель работ, предварительно изучивши схему укладки прибора, т. е. расположение зажимных винтов, зрительной трубы и т. п.

Движение трущихся частей в инструменте должно быть плавным. Закреплять винты следует до тех пор, пока рука не почувствует «схватку», лишние усилия вызовут вредные натяжения осей и порчу крепежных винтов.

Закрывать дверцу ящика инструмента следует легко, без усилия.

Вынимая инструмент из ящика, следует его брать за нижнюю часть; нельзя брать инструмент за лимб, за трубу.

В полевой обстановке инструмент надо охранять от непосредственного воздействия на него солнечных лучей и от дождя, надо пользоваться чехлом инструмента и зонтом.

Оси инструмента смазываются специальным маслом, прилагаемым к прибору.

Чистка загрязнённых осей и цапф инструмента производится бензином. После чистки оси и цапфы инструмента должны быть протёрты полотняной тряпочкой и вновь смазаны несколькими каплями масла.

Чистка оптических частей (объектив, окуляр) производится кисточкой и мягкой замшей или полотняной тряпочкой. На оптические детали нельзя дышать, так как углекислый газ и слюна вредно отражаются на оптических частях приборов. Вынимать оптические части из их оправ не рекомендуется.

Если инструмент приходится разбирать, например, снимать алидадную часть, ставить новую сетку, то это надо делать в удобном и хорошо освещённом помещении или в мастерской.

Снятые части прибора надо класть на листы белой бумаги в определённой последовательности, чтобы не затруднить последующую сборку инструмента. После сборки инструмента надо обязательно произвести его поверку.

Чистка сетки, нарезанной на стекле, производится палочкой с ватой, смоченной в спирте; сначала чистят сетку со стороны окуляра, а затем, если требуется, с обратной стороны.

Микрометричные и закрепительные винты перед чисткой надо вывинтить, промыть бензином, а затем смазать маслом.

При чистке осей алиады и лимба надо сначала вывинтить их закрепительные винты и патроны с пружинами микрометричных винтов, а затем отвернуть гайку, находящуюся на нижнем конце оси алиады. После этого надо осторожно снять алиаду.

При переносе инструмента с мороза в тёплое помещение открывать дверцу ящика следует только через 2—3 часа.

Пользуясь винтами и гайками, следует применять соответствующих размеров отвёртки, шпильки и гаечные ключи.

Вращая алиаду, надо пользоваться подставками зрительной трубы, или водилицей. Нельзя вращать алиаду за головки закрепительного или микрометричного винта или за трубу.

С точки на точку теодолиты можно переносить на штативе в вертикальном положении, магнитная стрелка должна быть прижата к стеклу.

Труба нивелира переносится в руках, отдельно от нивелира.

Нельзя ставить инструмент на штатив, не закрепив его станковым винтом.

При работе с мерными лентами надо помнить, что последние разрушаются главным образом от небрежного обращения с ними. На ленты нельзя наступать ногой. При развёртывании ленты не допускать образования петель, или колец, так как от этого ленточная сталь ломается.

Деления реек необходимо оберегать от стирания, их нельзя класть лицевой стороной на землю.

При переносе инструмента на далёкое расстояние необходимо строго следить за правильной укладкой инструмента в ящик.

При перевозке инструментов по дорогам надо в ящики с инструментами класть мягкие тампоны. Теодолитные ящики необходимо укладывать в наружные упаковочные ящики.

При хранении инструментов на складах необходимо поддерживать в последних равномерную температуру, в среднем 10—12°C, помня, что колебание последней в пределах 6° даёт ржавчину на стальных частях и налёт на оптических частях приборов.

Хранить инструменты следует в шкафах или на стеллажах.

На каждый инструмент должен быть составлен формуляр, в который, кроме общих сведений, заносят характеристические данные — оптические и механические.

Ящики с инструментами должны быть всегда закрыты на крючки и на ключ.

Ленты следует хранить в свёрнутом состоянии, их необходимо смазывать тавотом.

Рейки надо хранить в вертикальном положении, а мензульные доски ставить на ребро.

При работе и при перевозке инструментов в экспедиционных условиях пользуются специальными инструкциями.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Аэрофототопография. Под редакцией М. К. Кудрявцева, изд. РИО и ВПК—ВТС, М., 1947 г.
2. В л и з н я к Е. В. Руководство по барометрическому нивелированию. М., 1939 г.
3. В и т к о в с к и й В. В. Топография. 4-е изд. Л., 1940, 680 с.
4. Геодезия (справочное руководство). Л.—М., М-во коммуна. хоз-ва, 1940—1949 гг.
5. Д и т ц О. Г. Курс геодезии. 3-е изд., Геодезиздат, 1940 г., 408 с.
6. Д о б р о х о т о в Ю. С. и Т р о и ц к и й Б. В. Наставление по работе с топографическим высотомером ЦНИИ ГАИК, Геодезиздат, 1940 г.
7. Д р о б ы ш е в Ф. В. Фотограмметрия. М., Геодезиздат, 1945 г.
8. Е г о р о в Г. Г. Таблицы превышений. М., Геодезиздат, 1949 г.
9. Инструкция по топографическим съёмкам. Геодезиздат, 1948 г.
10. К о н ш и н М. Д. Аэрофототопография, М., Геодезиздат, 1949 г.
11. К р а с о в с к и й Ф. Н. Определение истинного азимута земного предмета измерением горизонтального угла между Полярной и вспомогательной звездой. 1924, изд. ВГУ.
12. К р а с о в с к и й Ф. Н. и Д а н и л о в В. В. Руководство по высшей геодезии. Ч. 1, М., 1938—1939 гг., 2 т.
13. С м и р н о в К. Н. Редукционные таблицы к оптическому дальномеру двойного изображения. Изд. Ин-та по планировке и съёмке городов. НКВД, 1931 г.
14. С м и р н о в К. Н. Исследование геодезических инструментов завода «Геофизика», 1932 г.
15. С м и р н о в К. Н. Оптические дальномеры двойных изображений. М., ОНТИ—НКТП, 1934 г.
16. С м и р н о в К. Н. Конструкции и детали астрономо-геодезических инструментов. Изд. Военно-инженерной академии РККА, 1937 г.
17. С м и р н о в К. Н. Таблицы для определения горизонтальных расстояний к дальномеру с переменным параллактическим углом. М., изд. Госкартогеодезия, 1931 г.
18. Справочник изыскателя железных дорог. Трансжелдориздат, 1948 г.
19. С м и р н о в К. Н. Универсальный теодолит, Л., 1931 г., 116 с.
20. С м и р н о в К. Н. Таблицы горизонтальных расстояний к дальномеру с постоянным базисом и переменным параллактическим углом 360°. Л., Госкартогеодезия, 1931 г., 174 с.
21. С м и р н о в М. Н. Таблицы для определения азимута земного предмета по способу проф. Ф. Н. Красовского на 1942—1950 гг. М., Геодезиздат, 1942 г.
22. С т е п а н о в Н. Н. Инженерная геодезия. М., изд-во НКК РСФСР, 1943 г., 328 с.
23. С т о д о л к е в и ч Г. Ю. Кипрегель-высотомер системы Стодолкевича. М., Геодезиздат, 1941 г.
24. Ф ё д о р о в Н. В. Геодезия. Дориздат, 1949 г.
25. Условные знаки для топографических планов масштабов, 1:2 000, 1:100, 0,1:500 и 1:200. М., Геодезиздат, 1947 г.
26. Условные знаки для топографических планов масштаба 1:5 000. М., Геодезиздат, 1947 г.
27. Ф ё д о р о в Н. В. Полевые таблицы для разбивки круговых и переходных кривых. М., Трансжелдориздат, 1945 г., 591 с.
28. Ч е б о т а р ё в А. С. Барометрические таблицы. Л., 1932 г., 24 с.
29. Ч е б о т а р ё в А. С. Способ наименьших квадратов. М., ОНТИ—НКТП, 1936 г.
30. Ч е б о т а р ё в А. С. Геодезия, часть 1, М., Геодезиздат, 1948 г.

ИНЖЕНЕРНАЯ ГЕОЛОГИЯ



ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ

Геология — наука о земле. Ближайшая задача её заключается в изучении строения земли и истории тех изменений, которые претерпевала она в различные эпохи своего существования. Геология определяет состав, общий характер, условия образования и взаимоотношения разнообразных минеральных масс, доступных нашему исследованию; кроме того, геология имеет целью выяснить физико-географические условия и распределение органической жизни на земле в минувшие эпохи.

Главнейшими из геологических дисциплин являются:

Петрология (петрография) — учение о горных породах, их составе, строении, происхождении и условиях залегания в земной коре.

Палеонтология — учение о развитии органического мира в геологические периоды.

Историческая геология, часть которой составляет стратиграфия, изучает последовательное изменение строения и облика земли в различные, следующие друг за другом промежутки времени, распределение суши и морей, гор и вообще физико-географических условий на земном шаре и характер органического мира в прежние периоды жизни земли.

Динамическая геология — наука о современных геологических процессах, разнообразно изменяющих рельеф, состав и строение земной коры.

Изучение современных геологических явлений имеет огромное значение для понимания происходящих и происходивших ранее изменений земной коры.

Геоморфология — наука о формах рельефа земной поверхности и законах их образования. Рельефом называется совокупность форм поверхности, характеризующих ту или иную часть земной коры. Рельеф складывается из отдельных элементарных форм — местных возвышений, понижений, гряд, долин и пр. Различают рельеф равнинный и горный. Достаточно крупная по площади форма рельефа, в пределах которой местность характеризуется определённым геологическим строением, называется **геоморфологической единицей**.

Инженерно-геологическая характеристика района трассируемой железнодорожной линии

даётся обыкновенно по отдельным геоморфологическим единицам. Геоморфологическое описание позволяет выносить суждение как о характере и направлении современных геологических процессов, так и о геологическом строении местности. Оно иногда может являться основой и для выявления причин болезней земляного полотна.

Инженерная геология — наука о состоянии земляных масс в природных условиях и их свойствах как основания и материала для сооружений. Задачей инженерной геологии является определение степени устойчивости оснований проектируемых сооружений, связанной с наличием физико-геологических процессов и работой самих сооружений, а также изучение физико-механических свойств горных пород со всеми обуславливающими эти свойства геологическими факторами, по своей совокупности определяющими условия возведения сооружений. Начало и развитие инженерная геология получила в СССР в период бурного роста социалистического строительства и связанного с ним возведения крупных сооружений, передающих большие нагрузки на основания. Данные инженерно-геологических изысканий используются при трассировании железнодорожных линий, а также при проектировании земляного полотна, искусственных, гражданских и других сооружений.

Гидрогеология — наука, изучающая происхождение, законы движения и режим подземных вод. Имеет исключительно важное значение при использовании подземных вод как источника водоснабжения, а также при проектировании мероприятий по повышению устойчивости земляных масс.

ФИЗИКО-ГЕОЛОГИЧЕСКИЕ ЯВЛЕНИЯ

Одной из причин неустойчивости земляных массивов в природных условиях могут быть физико-геологические явления.

Физико-геологические явления обуславливаются различными факторами — деятельностью поверхностных и подземных вод, ветра, внутренними силами земли, промерзанием и оттаиванием грунтов и т. д.

Процесс изменения горных пород, составляющих земную кору, под влиянием воды, воздуха и организмов называется **выветри-**

в а н и е м. Выветривание происходит повсеместно, протекая со скоростью, зависящей от климатических условий, но, как правило, медленно и постоянно.

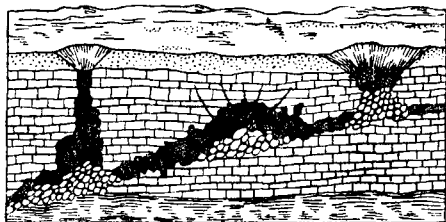
К Физико-геологическим явлениям, имеющим местное развитие, протекающим относительно быстро и иногда с большой разрушительной силой, относятся: карст, оползни, селевые потоки и т. п. Они оказывают особенно сильное влияние на устойчивость сооружений и потому подлежат тщательному учёту при проектировании железнодорожных линий.

К явлениям, охватывающим значительную площадь, вызывающим иногда разрушение сооружений и связанным с движениями земной коры, относятся сейсмические явления.

К а р с т — совокупность сложных процессов подземного растворения с образованием иногда пустот и провалов над ними земной поверхности. Карстовые провалы поверхности имеют форму «блюдец», «воронок» и «слепых оврагов».

Происхождение карстовых воронок в отдельных случаях бывает различно: одни воронки образуются в результате разработки вертикальных трещин, другие — в результате провалов кровли предварительно образовавшихся пещер и пустот или просасывания в них рыхлых, четвертичных образований, покрывающих карстующиеся породы.

«Слепые овраги» — цепочка слившихся, утративших первоначальные контуры, воронок; в отличие от обычных оврагов, они не имеют связи с гидрографической сетью (кончаются «слепо»).



Фиг. 1. Образование воронок и провалов

Размеры провалов различны и в отдельных случаях достигают нескольких десятков метров в глубину и нескольких сот кв. метров по площади. Размер воронок чаще всего колеблется в диаметре от 10 до 30 м, а по глубине — от 5 до 15 м. Количество их в сильно закарстованных областях достигает иногда 100 — 200 штук на 1 км².

Карстовые явления связаны с распространением на поверхности или на незначительной глубине (достигающей, однако, в отдельных случаях нескольких десятков метров) легко растворимых и водопроницаемых по трещинам пород, как, например, гипсов, каменной соли и известняков (фиг. 1).

При изменении условий движения воды в этих породах (уменьшение скорости, понижение уровня) развитие карста может прекратиться. Провальные формы древнего карста покрыты древесной растительностью, частично или нацело заполнены позднейшими отложениями.

Обрушения поверхности в районах развития карста происходят внезапно и борьба с этим явлением очень сложна, поэтому участки развития его при трассировании железных дорог либо обходят, либо линию укладывают по элементам рельефа, где карстообразование закончилось (так как древний карст неопасен) или там, где нельзя ожидать быстрого и сколько-нибудь значительного развития карста.

Я в л е н и я г л и н и с т о г о к а р с т а вызываются мергелями и гипсоносными глинами. Наблюдаются в Закавказье и др. местах. Явление, подобное карсту, но вызванное протавиванием подземного льда в районах вечной мерзлоты, называется т е р м о к а р с т о м. Наблюдается преимущественно в Северо-Сибирской тундре.

Провальные образования на поверхности наблюдаются также в районах развития лёссов и лёссовидных пород. Эти породы характеризуются большим развитием пор, видимых даже невооружённым глазом. Под влиянием воды стенки пор в породе спадаются, объём породы уменьшается и вышележащая толща грунтов опускается. Особенно опасна просадка лёссовидных пород в основании сооружений, где дополнительное увлажнение создаётся за счёт беспорядочного расходования хозяйственных и питьевых вод (у водоразборных колонок, «мокрых» цехов и т. п.). Поэтому строительство на лёссовидных породах производится согласно специальным условиям. Районы распространения этих пород составляют около 35% всей территории СССР.

В отдельных случаях просадки образуются близ склонов и на склонах, например, береговых, если на таковых выходят водоносные горизонты (в районах пылеватых, тонкозернистых песков), и если скорость движения подземной воды так велика, что вместе с водой выносятся частицы пород. Такое механическое вымывание частиц грунта, вызывающее его разрыхление и в результате этого оседание вышележащих пород, называется с у ф ф о з и е й.

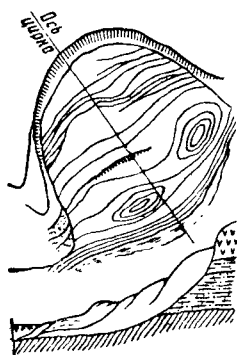
Суффозия иногда является последствием откачки воды из тонкозернистых пылеватых песков, производимой в целях понижения уровня грунтовых вод при сооружении котлованов.

О п о л з е н ь — смещение, как одного целого, земляных массивов, происходящее на склонах под влиянием силы тяжести без опрокидывания слоёв по определённой поверхности скольжения. Оползневые явления наблюдаются на естественных (преимущественно крутых) косогорах, а также в откосах выемок и насыпей, на склонах рек, у берегов морей и озёр.

Д е л я п с и в н ы м о п о л з н е м называется оползень, который начинается сползанием пород в нижней части склона.

Если подвижка начинается образованием трещин и скольжением в верхней части склона, то оползень называется д е т р у з и в н ы м (классификацию оползней по другим признакам см. ниже). Контур смещённого массива в плане имеют форму «цирка», ось которого проходит поперёк косогора (фиг. 2). Между отдельными цирками, вдоль деформи-

рующегося массива, сохраняются незатронутые подвижками участки. В голове тело оползня оконтурено срывом, отделяющим грунтовую толщу, слагающую верхнюю часть откоса (косогора), а по бокам — трещинами; у подножия склона оползень образует бугры вспучивания, запрокинутые оползневые террасы и т. п., если таковые не уносятся водой. В массиве, сложенном породами с различным сопротивлением сдвигу, поверхностью скольжения служит часто граница пластов; в однородном массиве скольжение происходит по плавной криволинейной поверхности (гиперболической, сферической, циклоидальной и др.).



Фиг. 2. План и разрез оползня

Наружная поверхность оползневого тела характеризуется трещинами в разных направлениях, наклонёнными стволами деревьев («пьяный» лес), заболоченностью (выходом источников на отдельных участках), местами яркой водолубивой растительностью, неправильным, запрокинутым в нижней части, профилем склона и т. п.

Причины, вызывающие смещение земляных масс: следующие: а) консис-

тенция породы (пластическое и текучее состояние породы); б) гидродинамическое давление фильтрующегося через склон потока; в) суффозонные явления.

По структуре оползневого склона и характеру смещения различают оползни:

1. Асеквентные — в однородной несложной породе с однородной кривой скольжения.

2. Консеквентные: а) по наклонной поверхности слоёв или границе раздела пород; б) почвенно-растительный покров по подпочве (сплывы); в) насыщенные водой осыпи по основанию (осовы); г) по системе наклонных трещин.

3. Инсеквентные: а) врезающиеся в горизонтальные или наклонно залегающие слои пород; б) с отрывом верхней части и скольжением нижней по глинистой породе; в) с отрывом верхней части и сплыванием нижней части.

По крутизне поверхности скольжения различают оползни:

а) очень пологие, не выше 5° (подводные оползни); б) пологие от 5 до 15°; в) крутые от 15 до 45°; г) очень крутые, выше 45°.

По глубине захвата оползни бывают:

а) поверхностные, не глубже 1 м; б) мелкие, до 5 м; в) глубокие, до 20 м; г) очень глубокие, выше 20 м.

По состоянию и времени проявления оползни делятся на:

1. Действующие — свежие, старые и возобновившиеся.

2. Недействующие — старые, древние и ископаемые.

В процессе подвижек склон, как правило, уползает и оползень затухает, за исключением тех случаев, когда нижняя часть оползневого тела (контрфорс) уносится водой.

В процессе постройки железных дорог оползни могут возникать при подрезке естественных косогоров, сооружении насыпей и выемок с откосами, несоответствующими силам трения и сцепления слагающих их грунтов, а также возведении сооружений на древних оползнях или косогорах на пределе равновесия, без учёта дополнительной нагрузки. При трассировке железнодорожных линий участки современных оползней по возможности должны быть обойдены, либо, в крайнем случае, проектируют мероприятия по повышению сопротивления массива сдвигу. Последние заключаются в устройстве подпорных стенок, возведении земляных контрфорсов, берм, а также дренажных сооружений и др. (табл. 1).

Помимо оползней, смещения земляных масс под влиянием силы тяжести (на склонах) проявляются в виде осыпей и обвалов.

Осыпь — процесс подвижки и скопления обломков (щебня, глыб) в основании склонов, в результате разрушения скальных пород, слагающих массив в верхней части. Осыпи обычно имеют рыхлое сложение и непригодны как основание сооружений. Особенно опасны «живые» осыпи, не достигшие устойчивого равновесия и продолжающие отдельными частями передвигаться по склону (россыпи). Поверхность осыпей, как правило, незадернована.

Участки мощных, особенно «живых» осыпей должны быть обойдены. В отдельных случаях осыпи могут быть закреплены растительностью. Для защиты дорог от осыпей применяются также задерживающие стенки или галереи, позволяющие перекатываться обломкам породы через перекрытие последних.

Обвал — обрушение участков склона, иногда отдельных глыб, происходящее с большой быстротой и с опрокидыванием пластов. Обвал вызывается иногда потерей связи в породе под влиянием процессов выветривания. Ближайшим поводом к отрыву неустойчивой массы может быть землетрясение, сотрясение воздуха, дождевой поток и т. п. Обвалы возникают преимущественно в горных местностях, на участках крутых склонов, сложенных легко выветривающимися, трещиноватыми скальными породами.

При постройке дорог обычно производят осмотр склонов и убирают нависающие и неустойчивые глыбы. В отдельных случаях проектируются такие же галереи, как для осыпей.

Эрозия — называется углубляющая, режущая, бороздящая деятельность текущей воды, проявляемая ею при помощи переносимых твёрдых частиц. За счёт эрозии на склонах образуются овраги, которые развиваются преимущественно в рыхлых породах. Особенно богата оврагами степная и лесостепная полоса в местах с легко размываемыми лёссовидными породами. Если овраг прекращает своё дальнейшее развитие, то постепенно борта и дно его покрываются растительностью. Овраг в зрелой стадии развития называется **балкой**. При трассиро-

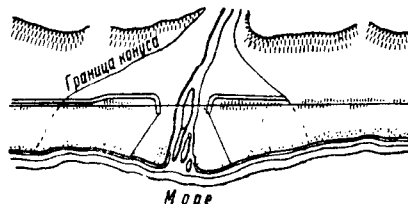
Т а б л и ц а 1
Меры по предупреждению оползней

Факторы, способствующие проявлению оползневых явлений	Характеристика факторов	Мероприятия по предупреждению оползней
Условия питания склона	Атмосферные осадки, проникающие в породу склона и накапливающиеся на поверхности водоупорного слоя	Устройство на горных канав; открытый дренаж (в некоторых случаях), доведённый до границы промачивания или до водоупора
	Поверхностные воды рек и водоёмов, увлажняющие подошву оползня	Дренаж, укрепление подошвы оползня
	Подземные воды, заключённые в водоносных горизонтах, срезаемых склоном	Открытый или подземный дренаж
Конфигурация склона	Естественные (подмыв берегов, перемещение русла, морская абразия)	Устройство контр-банкетов, регулирование русла, мероприятия по укреплению берегов и пр.
	Искусственные (подрезка склона выемками, дорогами, добычей ископаемых и пр.)	Укрепление откосов с дренажем, мероприятия против подрезки склона
Нагруженность склона	Перегрузка верхней части склона; землетрясения; местные сотрясения от поездов, двигателей, прибой и пр.	Уположение откосов (в некоторых случаях); недопущение загрузки верхней части склона
Прочие	Выветривание пород склона и образование трещин, уничтожение естественной растительности, закрепляющей склон и т. п.	Планирование откосов и склонов, сохранение естественной растительности или задернение

вании железнодорожных линий следует избегать участков, расположенных близ вершин глубоких, быстрорастущих оврагов, которые характеризуются обнажённостью бортов и наличием трещин вдоль их бровки. Разрушающее действие движущейся воды проявляется также в подмыве берегов рек, озёр и морей.

С е л ь и л и с ь — периодически действующий горный каменный, грязевой или смешанный поток большой разрушительной силы. Селевые потоки возникают в горных ущельях районов с континентальным климатом после ливня или летнего таяния снегов в горах. Периоды прохождения селей достигают иногда 25 лет; чем больше период покоя

(накопления рыхлых продуктов выветривания на склонах, которые смывает вода), тем сильнее и разрушительнее поток. По выходе из ущелья поток течёт по конусу выноса, в пределах которого внезапно и неоднократно меняет своё русло (план конуса выноса селя см. на фиг. 3). Конус выноса сложен беспрядочно нагромождёнными наносами селевого потока; размеры основания конуса достигают в отдельных случаях километра и более.

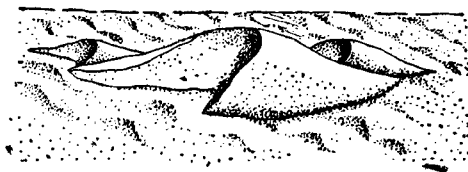


Фиг. 3. Конус выноса селя

В обычное время по конусу выноса течёт небольшой ручей или русло селя вовсе не имеет водотока.

Если железнодорожная линия пересекает русло селевого потока в пределах конуса выноса, то для предотвращения осадки опор моста или трубы и защиты линии от селевого потока необходимо, на основе обследования и опроса старожилов данной местности, определить отверстие, глубину оснований и расположение как опор моста, так и регуляционных сооружений. Одним из рациональных средств борьбы с селевым потоком является устройство запруд в горной части русла, рассчитанных на уменьшение скорости потока на подходе к искусственному сооружению.

Продукты выветривания горных пород переносятся не только водой, но и ветром. В открытых местностях процесс развевания приводит к образованию дюн, барханов, песчаных гряд и других форм отложений продуктов выветривания.



Фиг. 4. Бархан

Д ю н ы — песчаные гряды с ровно обрешанным изогнутым гребнем и двумя склонами, наветренным и подветренным, перемещающиеся в направлении господствующих ветров. Склон, обращенный к ветру, наветренный, имеет угол наклона 5—12° и всегда более пологий, чем противоположный. Обычная скорость движения дюн от 1 до 20 м в год.

Дюны встречаются у берегов морей, больших озёр и вообще в местах, подверженных частой перемене уровня воды, вследствие периодического чередования засух и разливов.

Б а р х а н ы — материковые дюны; имеют форму серпообразного неравносклонного холма (фиг. 4). Высота барханов обычно от 2 до 10 м, но в некоторых случаях достигает 100 и более метров. При движении барханы

сливаются группами, занимая часто большие площади. Мелкие барханы передвигаются очень быстро, до 10 м в сутки, большие — со скоростью 2—3 м в год. В некоторых местах движение барханов в разные полугодия противоположно, в результате чего они остаются на месте, перемещаясь лишь на небольшом участке.

Барханы распространены в местностях с жарким, сухим климатом, в СССР — в некоторых районах Средней Азии.

Дюны и барханы при своём поступательном движении засыпают железнодорожные линии, поэтому при трассировании необходимо учесть направление и скорость движения песков. Основной мерой борьбы сдвигающимися песками служит насаждение соответствующих видов растительности, устройство покрывал и установка щитов.

Б о л о т о — участок земной поверхности в течение большей части года или всегда перенасыщенный водой. За счёт отмирания мха и других растений, поселяющихся на болотах, часто образуется торф. В отдельных случаях болота представляют собой водоёмы, скрытые под торфяным покровом, плавающим на их поверхности, наиболее же распространены **т о р ф я н и к и**, т. е. участки, сплошь заполненные торфом. Пласт породы, подстилающей торфы или другие болотные отложения, называется **м и н е р а л ь н ы м д н о м**. Болота районов вечной мерзлоты носят название **м а р е й**. По расположению на местности различают болота **в е р х о в ы е** и **н и з и н ы е**. Первые приурочены к водоразделам, как правило, образуются и питаются за счёт атмосферных вод, застаивающихся на не имеющей стока поверхности водонепроницаемых грунтов. Они неглубоки и поэтому не представляют серьёзных затруднений при строительстве железнодорожных линий. Внешними признаками, по которым узнаются верховые болота, являются наличие кочек и отсутствие ясно выраженных берегов.

Низинные болота питаются за счёт грунтовых вод, часто представляют собой застаивающиеся озёра и речные «староречья»; в большинстве случаев глубоки, а в отдельных случаях имеют даже подземный ток воды. Низинные болота очень редко могут служить надёжным основанием для насыпей.

Строителями принята следующая классификация торфяных болот, предложенная инж. Ордуянц К. С. (фиг. 5):

I тип — болота, сплошь заполненные торфом устойчивой консистенции;

II тип — болота, сплошь заполненные торфом неустойчивой консистенции, скрытым под растительно-корневым покровом;

III тип — болота, заполненные болотной водой и растекающимся торфом, со сплывиной (с плавающим торфяным ковром) и без сплывины.

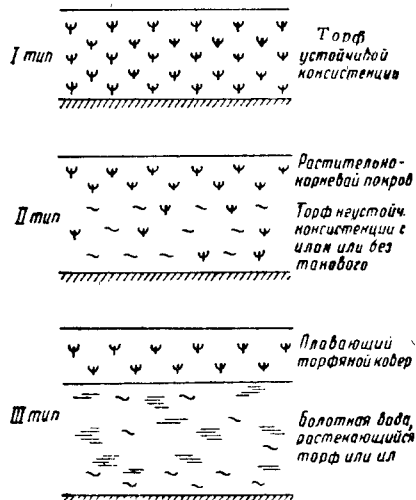
При этом торфом устойчивой консистенции считается торф, который в шурфах, вырытых глубиной до 2,0 м, устойчиво держится в течение 5 суток в свободных откосах крутизной 1:1, независимо от водонасыщенности. Особенную опасность при возведении насыпей представляют болота, у которых наклон минерального дна круче 1:10, так как в этих случаях возможны сдвиги и просадки насыпи

за счёт подвижек массы торфа по наклонному основанию.

В е ч н а я м е р з л о т а — явление, связанное с сохранением на некоторой глубине от дневной поверхности слоя грунта, температура которого остаётся неизменно отрицательной в течение неопределённо долгого времени.

Т а л и к и — породы, имеющие положительную температуру в области вечной мерзлоты.

Д е я т е л ь н ы й с л о й — слой грунта, лежащий на вечно мерзлом слое и ежегодно летом оттаивающий.



Фиг. 5. Разрез болот I, II и III типов

Мощность деятельного слоя — наибольшая мощность оттаивающего слоя грунта за многолетний период. Помимо климатических условий она зависит от характера грунта, растительного покрова, элемента рельефа и т. д.

С л о и с т а я м е р з л о т а — чередование вечномерзлых слоёв с тальми.

Признаками наличия вечной мерзлоты служат: наледи, чехлая растительность с характерным, висющим «бородой», мхом, провальное озёра, явления солифлюксии¹, заболоченные пространства (мари), каменные россыпи, а в обжитых районах — характерные деформации сооружений.

Н а л е д и — лёд, образовавшийся при замерзании, в местах сосредоточенного выхода речных или грунтовых вод. Эти выходы создаются за счёт стеснения живого сечения русла рек (потока грунтовых вод), по мере промерзания рек или деятельного слоя. Речные наледи могут быть как в самом русле, так и вне его, достигая в отдельных случаях огромных размеров. Грунтовые наледи образуются на поверхности, когда подземные воды растекаются, разрывая почвенный слой, и под землёй, создавая наледные бугры за счёт поднятия покровной толщи. На вершине бугров образуются трещины, из которых

¹ Солифлюксия — явление, связанное с подвижкой грунтовых масс по верхней границе вечной мерзлоты. Солифлюксия наблюдается даже на пологих склонах. Подобные подвижки протекают медленно, создавая в ряде случаев у подножия склонов неустойчивые солифлюксные террасы.

иногда сочится вода. Размеры грунтовых наледей меньше, чем речных, тем не менее они могут занимать площади в сотни квадратных метров, а высота бугров достигать десятков метров.

Б у л г у н н ы х и — многолетние наледы.

П р о в а л ь н ы е о з ё р а — образуются в результате таяния погребённого льда, если он находится на небольших глубинах.

Сооружения, возведённые в районах вечной мерзлоты, испытывают деформации, связанные с промерзанием и оттаиванием деятельного слоя, а также с оттаиванием вечной мерзлоты, которое наступает, частично, при её освоении. Деформации зимой проявляются в выпучивании полов, выдёргивании свай, летом — в неравномерных просадках. В зависимости от мощности деятельного слоя и характера вечной мерзлоты строительство проектируется по принципу сохранения или уничтожения вечно мерзлого состояния грунтов в основании сооружений.

Процессы движения самой земной коры называются **т е к т о н и ч е с к и м и**. Проявление тектонических сил сказывается в вертикальных (радиальных) и горизонтальных (тангенциальных) смещениях земной коры и землетрясениях.

Совокупность всех явлений, предшествующих, сопровождающих и следующих за землетрясением, называют **с е й с м и ч е с к и м и я в л е н и я м и**.

То место внутри земли, где первоначально произошло нарушение равновесия, вызвавшее землетрясение, называется очагом, или **г и п о ц е н т р о м**, землетрясения, а ближайшая к нему точка земной поверхности — **э п и ц е н т р о м**.

При возникновении нарушения в земной коре, в гипоцентре возникают волны различного порядка, которые подразделяются на три категории:

а) продольные волны, распространяющиеся с максимальной скоростью и несущие наибольшую энергию (волны упругости), колебание частиц происходит вдоль направления; б) поперечные волны, называемые иначе волнами сдвига и кручения, колебание частиц происходит перпендикулярно к направлению луча;

в) поверхностные волны, которые могут распространяться от эпицентра.

Схема распространения волн землетрясения и линий удара представлена на фиг. 6.

Скорость распространения волн зависит от механических свойств упругости и пластичности пород.

При оценке силы землетрясения пользуются величиной ускорения, которая может быть соответственным образом вычислена из наблюдений при помощи сейсмографа.

Устойчивость сооружений определяется обыкновенно отношением ускорения горизонтальной составляющей сейсмической волны, как наиболее опасного, к ускорению силы тяжести. Это отношение носит название коэффициента сейсмичности.

Наибольших значений ускорение достигает в рыхлых породах, поэтому они представляют значительно большую опасность для разрушения. Если степень сотрясения скалистых пород принять за единицу, то соответ-

ственное значение степени сотрясения для других пород составит величины, приведённые в табл. 2.

Таблица 2

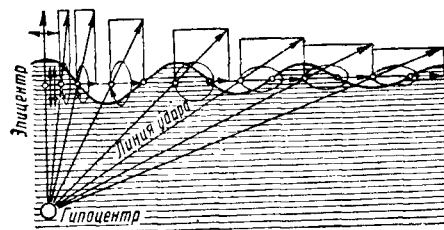
Сейсмическая устойчивость пород

Наименование породы	Степень сотрясения
Скальные твёрдые породы	1
Щебень, песок (аллювиальные отложения)	3—6
Суглинки, глины, мергеля, лёсс	2—10
Насыпной грунт	5—12
Болотные отложения	8—16

Примечание. Степень сотрясения повышается с увеличением степени насыщения водой.

Для определения силы землетрясения в настоящее время пользуются 12-балльной шкалой по ОСТ ВКС 4547. В табл. 3 эта шкала приведена в несколько изменённом виде.

Повышенной сейсмичностью отличаются: южный берег Крыма, Кавказ, складчатые зоны Средней Азии — Тянь-Шаня, Памира и т. д., предгорная широтная полоса Закаспийской области, Прибайкалье, а также побережье Дальнего Востока и вулканическая область Камчатки.



Фиг. 6. Схема распространения волн землетрясений и линий удара

Геологическими признаками районов с повышенной сейсмичностью является наличие линий разломов, надвигов и другого рода остаточных деформаций, появившихся в результате ранее бывших землетрясений. В сейсмических районах с балльностью высшей VII по шкале, приведённой в табл. 3, при трассировании железнодорожных линий следует отдавать предпочтение участкам развития твёрдых скалистых пород, обходить зоны остаточных деформаций, а также земляные массивы, находящиеся на грани предельного равновесия — крутые косогоры, осыпи, обвалы и т. п.

ИНЖЕНЕРНО-ГЕОЛОГИЧЕСКАЯ
ХАРАКТЕРИСТИКА ГОРНЫХ ПОРОД

Горной породой называется входящее в состав земной коры соединение одного или нескольких видов минералов (тел, обладающих определённым химическим составом и характерными физическими свойствами).

Определение силы землетрясения

Таблица 3

Балл	Название землетрясения	Признаки, определяющие балльность землетрясения	Ускорение колебательного движения в мм/сек ²	K — коэффициент сейсмичности (отношение ускорения колебательного движения к ускорению силы тяжести)
I	Микросейсмические колебания	Обнаруживаются только сейсмическими приборами	До 2,5	До $\frac{1}{4\ 000}$
II	Очень слабое	Ощущается только лицами, находящимися в верхних этажах здания и пребывающими в состоянии покоя, или же лицами, особо чувствительными и нервными	2,5—5	$\frac{1}{4\ 000} \div \frac{1}{2\ 000}$
III	Слабое	Ощущается рядом лиц, число которых, однако, невелико в сравнении с числом жителей данного района. Можно сказать, что сотрясение едва ощутимо, не возбуждает никакого страха и вообще не было бы воспринято как землетрясение, если бы после этого не стало известно, что и другие лица наблюдали такое же явление	5—10	$\frac{1}{2\ 000} \div \frac{1}{1\ 000}$
IV	Умеренное	Ощущается не всеми, но большинством лиц, находящихся внутри зданий, и лишь немногими лицами, находящимися в подвалах; ужаса не возбуждает. Дрожание дверей и окон, треск комнатных балок, лёгкие качания висящих предметов	10—25	$\frac{1}{1\ 000} \div \frac{1}{400}$
V	Чувствительное	Ощущается всеми лицами, находящимися внутри здания, и только некоторыми из находящихся на улице; пробуждение спящих; некоторые лица испытывают ужас; открывание и закрывание дверей; звон небольших домашних колокольчиков; сильное качание висящих предметов; останавливаются часы с маятниками.	25—50	$\frac{1}{400} \div \frac{1}{200}$
VI	Сильное	Ощущается всеми лицами, находящимися внутри зданий; многие выбегают в испуге на улицу. Падение предметов в домах, обваливается штукатурка, местами лёгкие повреждения зданий.	50—100	$\frac{1}{200} \div \frac{1}{100}$
VII	Очень сильное	Общий ужас и бегство из домов; ощущается также и на улице, звон башенных колоколов; падение дымовых труб; отделение кровельных черепиц; повреждения во многих зданиях (сравнительно лёгкие).	100—250	$\frac{1}{100} \div \frac{1}{40}$
VIII	Разрушительное	Паника. Частичное разрушение некоторых домов и общие значительные повреждения остальных. Человеческих жертв ещё нет, только наблюдаются отдельные несчастные случаи.	250—500	$\frac{1}{40} \div \frac{1}{20}$
IX	Опустошительное	Полное или почти полное разрушение некоторых зданий и настолько тяжёлые повреждения многих других, что они становятся непригодными для жилья. Смертельные случаи ещё не очень многочисленны, но происходят в различных пунктах данной местности	500—1 000	$\frac{1}{20} \div \frac{1}{10}$
X	Необыкновенно опустошительное	Разрушение многих зданий, много человеческих жертв. Образование трещин в земной коре, обвалы масс в горах и т. д.	1 000—2 500	$\frac{1}{10} \div \frac{1}{4}$
XI	Катастрофическое	Полное разрушение каменных построек. Массивные каменные опоры мостов (быки) разламываются. Плотины и дамбы совершенно разрушаются. Возникают широкие трещины в земной коре; довольно многочисленные оползни и падения скал	2 500—5 000	$\frac{1}{4} \div \frac{1}{2}$
XII	Необыкновенно катастрофическое	Разрушение всех, даже наиболее устойчивых в сейсмическом отношении, как деревянные дома, построек. В скалистой почве происходят значительные горизонтальные и вертикальные дислокации. Многочисленные обвалы масс, обвалы берегов и тому подобные явления на большом пространстве.	Более 10 000	Более $\frac{1}{2}$

Почти из двух тысяч минеральных видов, известных в настоящее время, только около 50 имеют важное петрографическое значение и называются породообразующими минералами (табл. 4).

В зависимости от происхождения, все горные породы подразделяются на три основные группы.

I. Породы магматические (изверженные), образовавшиеся в результате остывания магмы на поверхности или внутри земной коры (табл. 6).

II. Породы осадочные, образовавшиеся в результате разрушения существовавших пород на поверхности или у поверхности земли и последующего отложения разрушенных ми-

Таблица 4

Главнейшие породообразующие минералы

Название минерала	Цвет	Твёрдость	Спайность
Кварц	Светлый	7	Несовершенная
Ортоклазы (калиевые полевые шпаты)	»	6	Совершенная
Плагииоклазы (известково-натровые полевые шпаты)	»	6	То же
Биотит (чёрная слюда)	Тёмный	2—3	Весьма совершенная
Мусковит (белая слюда)	Светлый	2—3	То же
Роговая обманка Авгиты (пироксены)	Тёмный	5—6	Совершенная
Оливин	»	5—6	То же
Змеевик	Зеленоватый	6—7	Несовершенная
Тальк	То же	3—4	Совершенная
Хлорит	Светлый	1	Весьма совершенная
Кальцит (известковый шпат)	Зеленоватый	1—2	Совершенная
Доломит	Светлый	3	То же
Гипс	»	3—4	»
Каолинит	»	2	Весьма совершенная
Бурий железняк	»	Отсутствует	То же
Пирит (серный колчедан)	Бурий	1—2	Несовершенная
	Золотистый	1—5	
		6—7	

неральных масс в водной среде или непосредственно на суше (см. табл. 5).

III. Породы метаморфические, являвшиеся первоначально породами осадочными или изверженными, но в результате некоторых геологических процессов глубоко преобразовавшиеся.

Таблица 5

Схематическая классификация осадочных пород

Обломочные		Химические	Органогенные
рыхлые	сцементированные		
галечники, гравий	конгломераты	оолитовые известняки, известковые туфы, травертино	известняки и доломиты
Песок	Песчаники	Гипс, ангидрит	Кремнистые породы (кремнистые сланцы, некоторые яшмы, диатомит, ополки)
Глины	Глинистые сланцы	Каменная соль, калийные соли, бурий железняк	Фосфориты, уголь, нефть, асфальт

Таблица 6

Схема классификации магматических (изверженных) горных пород

Условия образования пород	<div>Минеральный состав</div> <div>Структура</div>	Породы светлые (серые, розоватые, красноватые), кислые, богатые SiO ₂		Породы тёмные (тёмносерые, чёрные), основные, богатые MgFe		
		Породы с полевыми шпатами				Породы без полевых шпатов
		полевые шпаты щелочные		полевые шпаты известково-натровые		
		ортоклазы		плагиоклазы		
		кварц, слюда, роговая обманка	роговая обманка, слюда, авгит	роговая обманка, авгит, биотит	авгит, оливин, биотит	авгит, оливин, роговая обманка
Интрузивные (образовались на глубине)	Равномернозернистая, иногда порфировидная (все минералы различимы)	Граниты	Сиениты	Диориты	Габбро	Перидотиты Пироксены
Эффузивные (образовались на поверхности земли)	Порфировая (минералы различимы только во вкраплениях)	Кварцевый порфир	Бескварцевый порфир	Порфиры —	Диабазы (равномерно-и мелкозернистые)	Порфировые разности встречаются редко
		Липариты	Трахиты	Андезиты	Базальты	
	Стекловатая (минералы неразличимы даже под микроскопом)	Вулканические стёкла, обсидианы, пемзы				

Таблица 7

Классификация горных пород
по М. М. Протодакинову

Категории	Степень крепости	Породы	Коэффициент крепости
I	В высшей степени крепкие породы	Наиболее крепкие, плотные и вязкие кварциты и базальты. Исключительные по крепости другие породы	20
II	Очень крепкие породы	Очень крепкие гранитовые породы. Кварцевый порфир. Очень крепкий гранит. Кремнистый сланец. Менее крепкие, нежели указанные выше, кварциты. Самые крепкие песчаники и известняки	15
III	Крепкие породы	Гранит (плотный) и гранитовые породы. Очень крепкие песчаники и известняки. Кварцевые рудные жилы. Крепкий конгломерат. Очень крепкие железные руды	10
IIIa	То же	Известняки (крепкие). Некрепкий гранит. Крепкие песчаники. Крепкий мрамор, доломит, колчеданы	8
IV	Довольно крепкие породы	Обыкновенный песчаник. Железные руды	6
IVa	То же	Песчаные сланцы. Сланцеватые песчаники	5
V	Средние породы	Крепкий глинистый сланец. Некрепкий песчаник и известняк, мягкий конгломерат	4
Va	То же	Разнообразные сланцы (не крепкие), плотный мергель	3
VI	Довольно мягкие породы	Мягкий сланец. Мягкий известняк. Мел. Каменная соль. Гипс. Мёрзлый грунт. Антрацит. Обыкновенный сухой мергель. Разрушенный песчаник, сцементированная галька и хрящ, каменистый грунт	2
VIa	То же	Щебенистый грунт. Разрушенный сланец. Сложившаяся галька и щебень. Крепкий каменный уголь ($f = 1,4 - 1,8$). Отвердевшая глина	1,5
VII	Мягкие породы	Глина (плотная). Средней крепости каменный уголь ($f = 1,0 - 1,4$). Крепкий иланос, глинистый грунт	1,0
VIIa	То же	Лёгкая песчаная глина, сухой лёсс. Гравий. Мягкий уголь ($f = 0,6 - 1,0$)	0,8
VIII	Землистые породы	Растительная земля. Торф. Лёгкий суглинок, сырой песок	0,6

Продолжение табл. 7

Категории	Степень крепости	Породы	Коэффициент крепости
IX	Сыпучие породы	Песок осыпи. Мелкий гравий. Насыпная земля. Добытый уголь в небольших кусках	0,5
X	Плывучие породы	Плывуны. Болотный грунт. Разжиженный лёсс и другие разжиженные грунты ($f = 0,1 - 0,3$)	0,3

Комплекс напластований, составляющих земную кору, по возрасту делят на четыре группы: наиболее древняя группа архейская, затем палеозойская, мезозойская и кайнозойская.

Каждая группа, кроме архейской, делится на системы.

Палеозойская группа включает кембрийскую, силурийскую, девонскую, каменноугольную и пермскую; мезозойская группа — триасовую, юрскую и меловую; кайнозойская — третичную и четвертичную системы.

Системы в свою очередь делятся на отделы, а отделы на ярусы.

Коренным и породам или материком в строительстве принято называть все более древние породы, чем четвертичные. Иногда материком называют, независимо от возраста, мощный пласт более или менее устойчивой, однородной породы в основании, подстилающий рыхлые породы.

Четвертичная система включает современные отложения. Она в большинстве случаев и служит основанием сооружений. Если четвертичные отложения отсутствуют, сооружения могут покоиться на коренных породах и возводиться в них (тоннели, выемки, глубокие фундаменты).

К главным типам четвертичных отложений (часто называемых общим именем «наносы») относятся следующие: 1) элювий, 2) делювий, 3) аллювий, 4) лёсс и лёссовидные породы, 5) ледниковые отложения (морены), 6) флювиогляциальные отложения и некоторые другие.

Элювием называются оставшиеся на месте своего первоначального образования конечные продукты выветривания горных пород. Элювий залегает обычно на материнской породе, постепенно переходя в неё. Как правило, он отличается меньшей плотностью, а поэтому и меньшей прочностью, чем коренная толща.

Продукты выветривания, переместившиеся вследствие тяжести или уноса случайными текучими водами с вершины и отложившиеся на склоне или у его подножья, называются делювием. Делювий характеризуется крайней неоднородностью как в отношении размера частиц, доходящих до крупных глыб, так и плотности. Если он не цементируется, то частицы его, залегающие неплотно, легко смещаются. Как правило, делювий образует неустойчивый контакт с нижележащей, бо-

лее древней породой, что приводит к деформациям склонов типа оползней.

Продукты выветривания, перенесённые постоянными потоками на большие расстояния и отложившиеся в скоплениях, называются аллювием. Аллювиальные отложения характеризуются неоднородностью залегания пород как в плане, так и в вертикальном разрезе, что необходимо учитывать при проектировании оснований опор мостов.

Основные (донные) морены представляют собой обломочный материал, перенесённый и отложенный ледником, чаще суглинистый или супесчаный, несортёрванный, с беспорядочным включением в него различной величины обломков каменных пород. Такие обломки принято называть валунами.

Флювиогляциальными называются отложения, образовавшиеся путём перемыва и сортировки морены водами, получающимися в результате таяния ледника в краевой его части.

Строительные свойства пород зависят от их возраста, условий образования (генезиса), состава и строения (структуры).

Невыветрившиеся изверженные породы характеризуются крепостью, монолитностью и высоким сопротивлением сжатию (табл. 8).

Таблица 8

Предел прочности при сжатии главных осей изверженных пород в кг/см²

Наименование породы	Предел прочности при сжатии		
	наибольшее	среднее	наименьшее
Гранит	2 401	1 581	1 232
Диорит	2 900	2 400	1 300
Базальт	4 570	2 600	920
Порфиры	2 326	1 835	1 344
Трахиты	2 600	1 700	560

Они широко применяются в строительстве в качестве бутового и облицовочного камня. Как правило, мелкозернистые (мелкокристаллические) породы более крепки и меньше выветриваются, чем крупнозернистые.

Осадочные породы по своему сложению могут быть рыхлыми и монолитными, относящимися к типу скальных или полускальных.

Рыхлые обломочные из осадочных пород в свою очередь делятся на две группы: связные (пластичные) и несвязные (с жёстким скелетом). Они отличаются по размеру частиц, входящих в их состав, и физическим свойствам. Частицы размером больше 0,05 мм в диаметре называются песчаными, в пределах 0,05 — 0,005 мм — пылью, а меньше 0,005 мм — глинистыми.

Связные породы содержат больше 3% глинистых частиц. Этим породам присуще свойство пластичности, которое заключается в способности в определённом интервале влажности сохранять приданную им форму. Интервал влажности, в пределах которого связные грунты обладают пластичностью, определяется нижней и верхней границами

пластичности; разность между последними называют числом пластичности, которое тем больше, чем пластичней грунт.

К связным породам относятся глины, суглинки и супеси.

Глина — связная порода, содержащая больше 30% глинистых частиц и имеющая число пластичности больше 17. В сухом состоянии глина тверда, медленно размокает, как правило, водонепроницаема, фильтрует воду только в том случае, если трещиновата. Она обладает очень большой влагоёмкостью за счёт того, что почти вся вода в порах удерживается силой притяжения частиц породы или силами капиллярного натяжения воды. Несущая способность глины зависит от степени насыщенности водой: наибольшей устойчивостью отличаются глины в полутвёрдом состоянии (влажность ниже границы скатывания); при влажности большей границы текучести она почти теряет несущую способность.

В зоне промерзания глина, насыщенная водой, зимой пучит, т. е. увеличивается в объёме, что приводит к неравномерному поднятию кровли пласта и деформации сооружений, например, пути.

Суглинок — пластичная порода, содержащая глинистых частиц от 10 до 30% и имеющая число пластичности 7—17. Суглинки обладают теми же свойствами, что и глины, но в меньшей степени. При содержании глинистых частиц больше 15% суглинки водонепроницаемы.

Супесь — пластичная порода, содержащая глинистых частиц от 3 до 10% и имеющая число пластичности менее 7. Водонепроницаема.

К грунтам с жёстким скелетом относятся пески, гравий, галечники, дресва. Они непластичны, водонепроницаемы, легко отдают воду, под нагрузкой сжимаются быстро; отличаются друг от друга по крупности зёрен (табл. 9).

Таблица 9

Классификация песчаных пород

Наименование породы	Преобладающий размер частиц в мм	Наименование породы	Преобладающий размер частиц в мм
Песок тонкий	0,25—0,05	Гравий . . .	15,0—2,50
• мелкий	0,50—0,25	Галечник . .	75,0—15,00
• средний	1,00—0,50	Булыжник . .	200,0—75,0
• крупный	2,50—1,00	Валунник . .	> 200,0

Порода, состоящая из частиц, размером как у гравия, но имеющих острые края, называется дресвой. Аналогично этому, щебнем называется порода, состоящая из остроугольных частиц размером 15,0 — 75,00 мм.

Крупнозернистые разности грунтов с жёстким скелетом устойчивы под нагрузкой, независимо от степени насыщенности водой. К этим грунтам часто приурочены водонасыщенные горизонты, используемые как источник водоснабжения. Песок средний и крупный, а также гравий, применяются, как балласт и дренажный заполнитель; булыжник и валуны — строительный камень.

Промежуточное положение между связными и несвязными грунтами занимают пылеватые грунты. В них преобладают частицы размером 0,05—0,005 мм. Эти грунты непластичны, обладают относительно небольшим коэффициентом фильтрации, плохо пропускают и отдают воду. Пылеватые грунты характеризуются отсутствием связности и небольшой несущей способностью, которую теряют почти целиком после насыщения водой. При небольшом даже напоре водоносного горизонта, приуроченного к этим грунтам, они иногда переходят в «плывуны», т. е. состояние, при котором частицы грунта текут вместе с водой. Зимой пылеватые грунты в зоне промерзания дают пучины в большей степени, чем глина.

Разновидностями перечисленных связных и несвязных пород являются сочетания основных типов, например, пылеватые глины и суглинки, глинистые пески и т. п. Свойства их определяются преобладанием тех или иных частиц. Кроме того, свойства рыхлых обломочных пород зависят от примесей, например, извести, железа и т. д., а также от степени плотности и однородности, связанными с условиями образования этих пород.

Лёсс — порода, которая обладает следующими характерными свойствами: обычно палево-жёлтый цвет, видимая невооружённым глазом пористость (макропористость), преобладание пылеватых частиц в составе,

наличие включений извести в виде комков, отсутствие слоистости и способность в сухом состоянии держаться в вертикальном откосе. Лёсс очень устойчив, твёрд в сухом состоянии, но при увлажнении легко размокает, даже расплывается и даёт просадки.

Лёссовидный суглинок — порода, сходная по своим свойствам с лёссом, но отличающаяся меньшей однородностью; содержание глинистых частиц до 10—12%.

Ил — пылеватые грунты, насыщенные водой; часто под илом подразумевают массы органического вещества (плохо перегнивших растительных и животных остатков), с небольшой примесью пылеватых и глинистых частиц. Ил обладает характерным запахом болота (тухлого яйца). Илы, встречающиеся чаще всего в поймах рек и на заболоченных участках, очень неустойчивы и поэтому непригодны и как основание сооружений и как материал для отсыпки насыпей.

Торф — порода, образующаяся в болотах и состоящая из растительных остатков и гумусовой массы (продукта гниения растений), в молодом торфе преобладают растительные остатки. Торфы, насыщенные водой, сильно сжимаются, а в отдельных случаях выдавливаются под нагрузкой, поэтому представляют очень неустойчивое основание сооружений.

Визуальные признаки главнейших нескальных пород приведены в табл. 10.

Таблица 10

Визуальные признаки главнейших нескальных пород

Наименование породы	Ощущение при растирании на руке	Признаки в сухом состоянии	Признаки во влажном состоянии	Другие признаки
Глина	Песчинок (твёрдых частиц) не чувствуется	Тверды в кусках	Пластичны, липки, скатываются в тонкие шнуры. Даже при полном насыщении воду не отдают	В воде размокают медленно
Суглинок	Чувствуются песчаные частицы	Комья и куски нетверды	Пластичность и липкость меньше, чем у глин. Водоотдача слабая	В воде быстро размокают
Супесь	Песчаные частицы преобладают	Комья легко рассыпаются	Пластичность очень малая, шнур почти не удаётся скатать; из насыщенных водой образцов вода вытекает	Время размокания измеряется несколькими секундами
Песок	Глинистых частиц не чувствуется совсем	Частицы рассыпаются, связности нет	Непластичны; обладают некоторой связностью; из насыщенных водой образцов вода вытекает	
Пылеватый песок	Песчаных частиц почти не чувствуется под рукой; как мука	Рассыпается	При насыщении водой легко переходят в «плывун», водоотдача слабая	Признаки плывунов; при бурении дают пробку в трубах
Лёсс и лёссовидные суглинки	Под рукой — как мука, песчаных частиц не чувствуется	Комья легко рассыпаются	Быстро размокают, лёссы мало пластичны	Крупные поры в виде трубочек видны простым глазом; держат вертикальный откос
Торф	При сдавливании в руке масса сильно разложившегося торфа продавливается через пальцы; мало разложившегося — мало продавливается и руки не пачкает	При высыхании сильно сокращается в объёме и потом слабо размокает	Сильно разложившийся с трудом отдаёт воду	

К скальным и полускальным осадочным породам относятся: известняки, доломиты, мел, мергели, песчаники, сланцы, опоки, гипсы, ангидриты, конгломераты и брекчии.

Известняк (CaCO_3) — скальная порода, состоящая из углекислого кальция. Под действием соляной кислоты известняк «вскипает». В зависимости от состава и структуры различают известняки: глинистые, кремнистые, железистые, кристаллические, оолитовые, ракушечники и т. п. Наибольшей прочностью отличаются однородные, кристаллические известняки с временным сопротивлением сжатию 900—1 500 кг/см^2 (в отдельных случаях 2 000—2 500 кг/см^2).

Оолитовые известняки и ракушечники пористы, нестойки, легко обрабатываются; временное сопротивление сжатию 180—240 кг/см^2 . Так же мало прочны глинистые известняки — временное сопротивление сжатию не превышает 350 кг/см^2 .

Прочные известняки применяются в качестве бутового камня, ракушечник — как стеновой материал. Кроме того, известняки идут на изготовление извести.

В природных условиях, при наличии соответствующего состава воды и скорости грунтового потока, известняки способны растворяться, создавая явления карста.

Доломит ($\text{MgCO}_3 \cdot \text{CaCO}_3$) — скальная порода, состоящая из углекислого кальция и магния. Имеет те же свойства и применение, что и известняк, но обладает несколько большей прочностью и твердостью.

Мел — белый, землистый известняк.

Мергель — порода, состоящая из смеси глинистых частиц с известью. В зависимости от состава и плотности обладает различными свойствами. Мергели с значительным содержанием извести (>60%) приближаются к скальным породам; глинистые мергели — нестойки, легко растрескиваются, размываются, а при насыщении водой распадаются. Последние непригодны как материал для насыпей.

Песчаники — представляют собой породу, состоящую из мелких зёрен минералов или пород, сцементированных в более или менее плотную массу. В зависимости от характера цемента песчаники делятся на кремнистые, известковые, глинистые и другие. Наибольшей прочностью и стойкостью отличаются кварцевые, мелкозернистые песчаники с небольшой пористостью, имеющие временное сопротивление сжатию до 2 700 кг/см^2 ; менее прочны глинистые песчаники, которые хорошо поглощают воду и сравнительно легко выветриваются. Наименее стойки железистые песчаники с временным сопротивлением сжатию 60—200 кг/см^2 и значительной пористостью. Песчаники применяются в качестве бута, щебня и т. д.

Конгломераты — сцементированные галечники.

Глинистые сланцы — сцементированные слоистые глины. Благодаря уменьшению прочности по плоскостям напластования непригодны как строительный материал. Они неустойчивы также в откосах, если слоистость направлена по откосу.

Аргиллиты — разновидность глинистых сланцев, отличающаяся неустойчивостью

к процессам выветривания; крутые откосы в аргиллитах, несмотря на значительную крепость породы, при вскрытии разрушаются в течение первых двух лет работы.

Опока — глинистая кремневая порода землисто-скального характера, хрупкая с раковистым изломом; легко растрескивается с образованием комков с острыми краями.

Гипс — порода, состоящая из сернокислого кальция ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$); залегает как сплошными пластами, так и тонкими прослоями, жилами, вкраплениями, в виде муки и отдельных кристаллов, в другие породы.

Ангидриты — безводные гипсы (CaSO_4); под влиянием воды переходят в гипсы с увеличением в объёме до 60%.

Гипсовые породы относительно легко растворяются в воде. Гипс применяется как строительный материал, главным образом, для отделочных работ.

Метаморфические породы — гнейсы, кристаллические сланцы, кварциты и мрамор.

Гнейс — кристаллическая порода, сходная по внешнему виду с гранитом, но отличающаяся от него сланцеватым сложением.

Невыветрившиеся гнейсы в направлении, перпендикулярном к сланцеватости, обладают достаточной прочностью — временное сопротивление сжатию 1 000—2 000 кг/см^2 , но по плоскости сланцеватости легко отделяются. Наличие сланцеватости облегчает разрушение гнейсов под влиянием факторов выветривания.

Кварциты — представляют собой породу, состоящую из мелких зёрен кварца, которые плотно сцементированы вторичным кремнезёмом, не отличным от зёрен кварца; кварциты обладают высокой прочностью, не уступающей изверженным породам, малой истираемостью и большой твердостью.

Мрамор — кристаллический известняк, состоящий из зёрен кальцита. Имеет широкое применение как строительный материал для архитектурных работ, например, при выполнении орнаментов.

ЗАЛЕГАНИЕ ГОРНЫХ ПОРОД

В оценке основания сооружений, устойчивости откосов выемок, тоннельной обделки и т. п. условия залегания пород имеют не меньшее значение, чем их свойства.

Условия залегания пород сказываются на устойчивости земляных массивов и сооружений на них возводимых, а также на распространении полезных ископаемых (балластных и строительных материалов). Эти условия надлежит обязательно учитывать при изысканиях и проектировании железных дорог.

Наклонённые в сторону обнажения пласты на косогорных участках и в выемках создают благоприятные условия для подвижки земляных масс, в то время как обратный наклон пластов должен учитываться как положительный фактор при оценке устойчивости косогоров и условий залегания пород при проектировании выемок. Наиболее благоприятными условиями для проектирования зданий, опор мостов и т. п. следует считать горизонтальное залегание пластов значительной мощности, без линз и выклинивания пла-

стов под сооружением, так как это обеспечивает равномерную работу основания. При оценке земляных массивов в горных районах, где можно также ожидать нарушенное залегание пород, следует помнить, что последнее обычно связано с нарушением целостности или монолитности пород, что ведёт тем самым к изменению несущей способности пород, повышению горного давления в выработках и т. п.

Различают пластовое и массивное залегание горных пород.

При пластовом залегании горные породы образуют более или менее мощные толщи, называемые иногда свитами, сложенные из ряда слоёв или пластов. Все осадочные породы, как правило, залегают слоями, почему и называются ещё слоистыми или пластовыми породами. При массивном залегании породы не образуют слоёв. Массивное залегание свойственно изверженным породам.

Пластами называют обширную, но относительно незначительной толщины плитообразную массу однородной горной породы, ограниченную более или менее ровными и параллельными плоскостями (плоскостями напластования), которых в каждом пласте две — верхняя (кровля) и нижняя (подошва).

Кратчайшее расстояние между плоскостями напластования определяет мощность пласта. Тонкие пласты называются прослойками. Если пласт, уменьшаясь в мощности, наконец пропадает, то говорят, что он выклинивается. Короткий, выклинивающийся со всех сторон (в разрезе с двух) прослойок называется линзой. Выход пластов на дневную поверхность называют обнажением.

Первоначальное, в момент образования (до дислокации) залегание пластов — большую частью горизонтальное, с отступлением от него не более 1—2°.

Параллельные горизонтальные или наклонные пласты создают согласное залегание (фиг. 7), непараллельные — создают несогласное залегание пород (фиг. 8).

Дислокация — нарушение в залегании пластов. Всякое уклонение от горизон-

тизуется азимутом, т. е. направлением по странам света.

Падение пласта — наклон его к горизонтальной плоскости в угловых градусах. Линия падения в пространстве составляет прямой угол с простиранием. Простирание и угол падения наклонного пласта определяются горным компасом.

Наклон пластов может быть под всевозможными углами до 90°, т. е. до вертикаль-



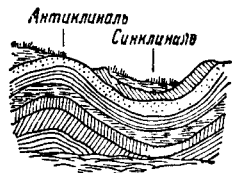
Фиг. 9. Простирание и падение пласта в обнажении

ной постановки их. Различают пласты слабо наклонённые с наклонением до 15°, полого наклонённые — от 16 до 30°, сильно наклонённые — от 31 до 75°, крутые — от 75 до 80°, вертикальные, или стоящие на головах, — от 80 до 90°. Если пласты получают обратный уклон, то они называются опрокинутыми.

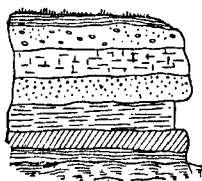
Плик а т и в н ы е д и с л о к а ц и и — нарушение в залегании пластов, но без разрыва их сплошности.

Сюда относятся всякие изгибы и изломы пластов (без разрыва), флексуры и складки.

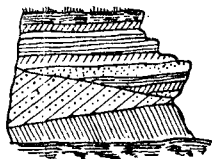
Складкой называют один полный перегиб пластов в обратное падение (фиг. 10). Антиклинальной складкой (антиклиналью) называется изгиб последовательно напластованных, параллельных между собой слоёв, в ядре которого находятся более древние слои. Обычно антиклинали обращены изгибом вверх. Складка, обращённая вершиной вниз, называется синклинальной складкой (синклиной). В ядре синклинали лежат новейшие слои. Бока складки называются



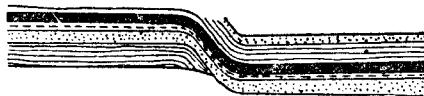
Фиг. 10. Складка



Фиг. 7. Согласное залегание пластов



Фиг. 8. Несогласное залегание пластов



Фиг. 11. Флексура

тального залегания пластов свидетельствует о дислокации, происшедшей после их образования. Дислоцированные пласты и свиты представляются нам смятыми, собранными в складки и разбитыми трещинами. Положение каждого, выведенного из горизонтального положения пласта, определяется в пространстве простиранием и падением (фиг. 9).

Простирание пласта — направление линии пересечения пласта с горизонтальной плоскостью; простирание характе-

рывается азимутом. Та часть, где крылья складки сходятся, называется у антиклинали — седлом, у синклинали — мутьбой. Однобокая недоразвившаяся складка, являющаяся результатом опускания одной части свиты по отношению к другой, но без разрыва сплошности и с сохранением параллельности частей, называется флексурой (фиг. 11).

Дизъюнктивная дислокация (сбросы, сдвиги, надвиги, перекрытия) — результат нарушения пластов с разрывом сплошности.

Сбросом называется явление расклевывания слоёв по определённому направлению, при радиальном перемещении двух соседних участков земной коры.

ПОДЗЕМНЫЕ ВОДЫ

Вся вода земного шара, находящаяся в свободном капельно-жидком состоянии, по своему залеганию в отношении поверхности земли может быть разделена на две группы:

а) поверхностную воду, находящуюся на поверхности земли;

б) подземную воду, образующуюся и циркулирующую в толще земной коры.

Подземные воды заполняют пустоты земной коры целиком или частично. Различают две категории пустот — пустоты рыхлых, обломочных или зернистых пород (иначе они называются порами) и пустоты в твёрдых, сплошных горных породах, имеющие вид трещин, провалов и пещер.

Накопление воды в пустотах пород возможно только при наличии водонепроницаемой постели. Водонепроницаемыми обыкновенно считаются: различные глины, мергели и суглинки, а также сплошные, не имеющие трещин, кристаллические, осадочные или изверженные горные породы.

По условиям залегания можно различать: подземные воды в поверхностных слоях земли и воды глубокие или воды межпластовые, т. е. лежащие в одном из проницаемых слоёв, заключённом в серии других непроницаемых и проницаемых пластов.

Пластовые воды — воды, приуроченные к определённому пласту.

Воды, находящиеся в трещинах, пересекающих целый ряд пород или напластований, называются трещинными.

По гидравлическим свойствам различают воды безнапорные или со свободной поверхностью и воды напорные.

Воду ближайшего к поверхности водоносного горизонта, лежащего на первом от поверхности водонепроницаемом пласте, называют грунтовой водой.

Источником питания грунтовых вод могут быть:

- 1) атмосферные осадки;
- 2) вода из близкорасположенных водоёмов: рек, озёр и т. п.;
- 3) вода из нижележащего напорного горизонта;
- 4) вода из другого водоносного горизонта со стороны;
- 5) конденсация водяных паров воздуха.

В каждом отдельном случае надо установить способ питания грунтовых вод и только тогда можно получить данные для суждения о размерах этого питания и его постоянстве во времени.

При обнажении водоносного слоя на склонах оврагов и долин грунтовая вода просачивается наружу и даёт начало источникам. Грунтовая вода движется в сторону наклона водоупора со скоростью, зависящей от проницаемости пород, насыщенных водой.

Грунтовая вода не обладает напором. Её зеркало соответствует зеркалу поверхностных вод в открытых каналах и зависит от рельефа

местности, повторяя последний с меньшей амплитудой колебания отметок.

Уровень грунтовых вод зависит от выпадения атмосферных осадков, колебания уровня воды в реке, высоты барометрического давления и т. п. Различают суточные, годовые и вековые колебания уровня грунтовых вод. Чем дальше от водоёма и глубже от поверхности залегают грунтовые воды, тем меньше колебания их уровня. Годовые колебания уровня в среднем достигают от 0,5 до 1 м, как исключение оно может достигать порядка 3,0—3,5 м.

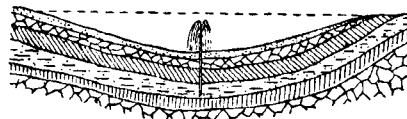
Под режимом грунтовых вод разумеется совокупность явлений, характеризующих изменения в грунтовых водах, происходящие от воздействия внешних факторов, как-то: источников питания (в частности колебания атмосферных осадков), хода испарения и температуры, барометрического давления и т. п. Изучение режима грунтовых вод представляет практический интерес при решении вопросов заболачивания, осушения, водоснабжения, подтопления оснований, сооружений и т. п. Колебания уровня грунтовых вод учитывают при проектировании деревянного свайного основания.

Грунтовым водам свойственно естественное фильтрование, заключающееся в очищении их от взвешенных в воде веществ, органических и неорганических примесей при прохождении воды через толщу породы.

Артезианскими водами называют воды, залегающие в проницаемом слое, перекрытом водоупорными слоями и обладающие напором.

Напорная поверхность этих вод соответствует поверхности воды в закрытых каналах и трубопроводах, если вода находится под давлением. Артезианская вода образуется тогда, когда водоносный пласт покрыт водонепроницаемой кровлей и когда кровля в каком-либо месте опускается ниже естественного уровня воды (фиг. 12).

Подземная вода, скопляющаяся на водоупоре, имеющем ограниченное (линзооб-



Фиг. 12. Схема артезианского колодца

разное) распространение, называется верховодкой. Верховодка отличается очень непостоянным уровнем и в засушливые годы (в известные периоды) может исчезать совсем, тем не менее она оказывает большое влияние на консистенцию (состояние) породы и её несущую способность. Поэтому верховодку надлежит тщательно учитывать при проектировании железнодорожных сооружений.

Подземная вода, скопляющаяся в пустотах твёрдых (скальных) горных пород и передвигающаяся по законам, свойственным течению воды в каналах, называется подземным водотокм.

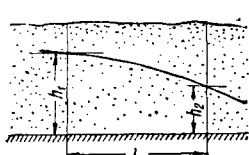
Подземным водотокм свойственны частые изменения уровня воды, сравнительно боль-

шая скорость движения, полное отсутствие или слабое действие естественной фильтрации. Это обстоятельство отрицательного порядка следует учитывать при проектировании водоснабжения.

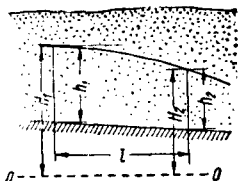
Подземная вода находится в движении, если имеется разность уровней воды, определяющая напор. Скорость движения зависит от величины напора на заданном протяжении и сопротивления породы движению воды (её проницаемости).

Скорость потока подземных вод при одном и том же пути тем больше, чем больше напор.

Отношение напора к длине пути $\frac{h}{l}$ назы-



Фиг. 13. Горизонтальное залегание водоупора



Фиг. 14. Наклонное залегание водоупора

вается гидравлическим градиентом и обозначается буквой i .

Величина проницаемости породы характеризуется коэффициентом фильтрации K , равным скорости движения воды, при гидравлическом градиенте i , равном 1. Движение грунтового потока подчиняется закону Дарси, который может быть выражен следующей формулой:

$$Q = K \frac{h}{l} F,$$

где Q — количество протекающей воды;

K — коэффициент фильтрации;

h — напор;

l — длина пути;

F — поперечное сечение потока в породе.

Единичный расход потока (расход потока на единицу ширины в $\text{м}^3/\text{сутки}$) при горизонтальном залегании водоупора определяется по формуле (фиг. 13)

$$q = K \frac{h_1 - h_2}{2l},$$

где K — коэффициент фильтрации в $\text{м}/\text{сутки}$;

h_1 и h_2 — уровни грунтовой воды, отсчитываемые от водоупора в верхнем и нижнем сечениях потока в м ;

l — расстояние в м между названными сечениями.

Для случая наклонного залегания водоупора (фиг. 14) применяется формула:

$$q = K \frac{h_1 + h_2}{2} \cdot \frac{H_1 - H_2}{l},$$

где K — коэффициент фильтрации в $\text{м}/\text{сут}$;

l — расстояние между сечениями по пути фильтрации в м ;

H_1 и H_2 — высотные отметки уровня воды в верхнем и нижнем сечениях потока в м ;

h_1 и h_2 — мощности водонесущего пласта в тех же сечениях в м .

Эта формула применима также к напорному потоку.

Движение подземного водотока, при значительных размерах трещин и пустот, происходит по закону Шези:

$$u = c \sqrt{Ri},$$

где u — скорость потока;

c — коэффициент, зависящий от шероховатости стенок, вязкости воды и т. п.;

R — гидравлический радиус, т. е. отношение площади поперечного сечения потока к смоченному периметру.

Помимо воды в свободном капельно-жидком состоянии, которая передвигается под действием силы тяжести, в порах пород может быть вода в парообразном, гигроскопическом, плёночном и капиллярном видах.

Гигроскопическая и плёночная вода представляет собой плёнки воды, окружающие частицы породы и удерживающиеся около них силами молекулярного притяжения. Гидростатическое давление она не передаёт. Гигроскопическая вода передвигается, только переходя в пар, плёночная же — из мест, где толщина плёнки больше, в места, где толщина плёнки меньше.

Капиллярная вода — капельно-жидкая вода, удерживаемая в порах грунта силами поверхностного натяжения воды (капиллярными силами). Она может быть только в породах, имеющих мелкие поры, в тонкозернистых грунтах: глинах, суглинках, пылеватых тонкозернистых песках. Капиллярная вода передаёт гидростатическое давление. Она передвигается преимущественно под действием капиллярных сил снизу вверх, образуя над уровнем грунтовых вод зону насыщения капиллярной водой. Высота капиллярного поднятия воды для различных пород дана в табл. 11.

Таблица 11

Высота капиллярного поднятия воды для различных пород

Наименование породы	Высота капиллярного поднятия в см
Глина	365—408
Суглинок	80—365
Супесь	23—80
Пылеватый песок	23
Лёсс и лёссовидный суглинок	до 320

Замерзание воды в капиллярной зоне приводит к пучению также, как и в зоне грунтовых вод.

При инженерно-геологических обследованиях железнодорожных трасс и строительных площадок изучение подземных вод имеет очень большое значение, так как наличие воды в грунтах (связных) понижает их несущую способность, вызывает пучение, а колебание уровня грунтовых вод при свайном основании приводит к быстрому разрушению свай и т. п. Особенное внимание должно обращать на правильное определение глубины залегания грунтовых вод и скорости грунтового потока.

Пробная откачка — метод изучения водоносных горизонтов. Он заключается в следующем: из скважины, называемой центральной, с помощью штангового или другого какого-либо насоса качают воду с такой скоростью, чтобы уровень воды в скважине оставался неизменным. При таких условиях количество откачиваемой воды равно количеству её, притекающему в скважину, называемому дебитом скважины. Обычно дебит скважины измеряют в $\text{м}^3/\text{сек}$. Одновременно с производством откачки в соседних (наблюдательных) скважинах, не менее чем в двух, расположенных по простиранию потока на одной линии с центральной, фиксируют величину падения уровня.

Дебит цилиндрических колодцев: (в $\text{м}^3/\text{сутки}$):

1) для грунтового колодца

$$Q = \frac{\pi k (2HS - S^2)}{\ln R - \ln r};$$

2) для артезианского:

$$Q = \frac{2\pi k H_n S}{\ln R - \ln r},$$

где H — первоначальный уровень или мощность водоносного пласта в м ;

S — понижение уровня воды при откачке в м ;

R — радиус влияния, т. е. расстояние, на котором наблюдается понижение уровня воды, в м ;

r — радиус колодца в м ;

H_n — мощность напорного водоносного пласта в м ;

k — коэффициент фильтрации в $\text{м}/\text{сутки}$.

Для предварительных расчётов можно принять приблизительно следующие значения радиуса влияния на 1 м понижения:

для песков	R в м
Мелкозернистых	50—100
Среднезернистых	100—200
Крупнозернистых	200—400
Галечников	400—600 и более

На основании наблюдаемых в скважинах уровней воды при пробной откачке коэффициент фильтрации в $\text{м}/\text{сутки}$ вычисляется по следующим формулам:

1) в случае грунтовых вод

$$K = \frac{Q (\ln x_2 - \ln x_1)}{\pi (2H - S_1 - S_2) (S_1 - S_2)};$$

2) в случае напорных вод

$$K = \frac{Q (\ln x_2 - \ln x_1)}{2\pi H_n (S_1 - S_2)},$$

где Q — дебит колодца в $\text{м}^3/\text{сутки}$;

x_1 и x_2 — расстояние от центральной до наблюдательных скважин в м ;

H — мощность водоносного пласта в м ;

H_n — мощность напорного водоносного пласта в м ;

S_1 и S_2 — понижение уровня воды в наблюдательных скважинах в м .

Такая пробная откачка производится в тех случаях, когда проектируется дренирование водоносного горизонта в целях повышения несущей способности грунтов; на ополз-

невых участках, на больших местах земляного полотна, когда болезнь связана с грунтовыми водами и т. п.

При расположении дренажа в пределах водоносного слоя, т. е. когда дно дренажа не доведено до водоупора, глубину заложения дренажа (горизонтального) для заданной нормы осушения t рассчитывают по формуле (фиг. 15):

$$y = \sqrt{\frac{q}{K} x + h_0^2} \quad (\text{м}),$$

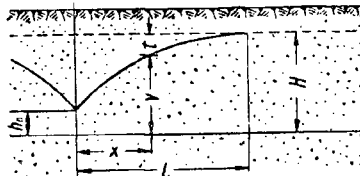
где y — высота стояния пониженного уровня грунтовой воды над дном дренажа;

x — расстояние до расчётной точки в м ;

h_0 — высота слоя воды в дрене в м ;

K — коэффициент фильтрации грунта в $\text{м}/\text{сутки}$;

q — приток грунтовой воды в дрину на 1 м длины в $\text{м}^3/\text{сутки}$.



Фиг. 15. Схема горизонтального дренажа

Приток грунтовой воды в дрину на 1 пог.м длины её определяется по формуле

$$q = \frac{K (H^2 - h_0^2)}{L} \text{ м}^3/\text{сутки},$$

где H — величина заглубления дрены в водоносном горизонте в м ;

h_0 — высота уровня в дрине в м ;

K — коэффициент фильтрации грунта в $\text{м}/\text{сутки}$;

L — предел действия дрены в м .

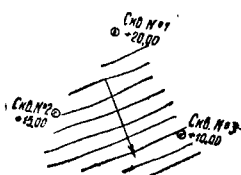
Пробной откачкой из скважин, проходящих в основании будущих сооружений, определяется приток воды в целях проектирования водоотлива при сооружении котлована. При этом наблюдательные скважины не закладываются.

В тех случаях, когда надо отвести воду, притекающую к сооружению, — например, к земляному полотну в выемке, тоннелю и т. п., — определяют направление и скорость грунтового потока. Сущность методов определения направления и скорости грунтового потока заключается в введении в поток через скважины или другие выработки индикаторов (краски, раствора солей), появление которых улавливается затем в наблюдательных выработках.

Направление потока грунтовых вод определяется также одновременным замером уровня воды в трёх выработках, заложенных по углам треугольника со сторонами примерно 100 м . На основе этих замеров графическим построением находят линии одинаковой глубины залегания уровня грунтовых вод — гидроизогипсы. Направление, перпенди-

кулярное гидроизогипсам в сторону их падения, определяет направление потока (фиг.16).

Для построения карты гидроизогипс вычисляется относительная или абсолютная высота уровней воды в выработках и определяется разность высот уровней воды в скважинах. Полученные разности делятся на принятый масштаб сечения горизонталей. Расстояния между скважинами делятся на частное, полученное от деления разности высот уровней воды в скважинах на принятый масштаб сечения горизонталей. Для каждой полученной точки вычисляется абсолютная или относительная высота уровня воды путём прибавления к предыдущей точке с более низкой отметкой величины масштаба горизонталей. Точки с одинаковыми отметками уровня воды соединяются линиями, которые называются гидроизогипсами.



Фиг. 16. Построение гидроизогипс

Искусственное понижение уровня грунтовых вод при борьбе с пучением земляного полотна (постоянное понижение) осуществляется с помощью дренажей. К дренажам прибегают также, когда требуется отвести грунтовые воды (случаи оползней, карста и т. п.).

Химический состав подземных и поверхностных вод, а также их физические свойства могут колебаться в значительных пределах.

На основе химического и бактериологического анализов воды решается вопрос, насколько удовлетворяет вода существующим нормам её оценки для питья и технических целей. При проектировании сооружений производится анализ поверхностных и подземных вод для определения степени агрессивности их по отношению к бетону.

Агрессивное (разрушающее) действие воды на бетон обусловлено или выщелачиванием (растворением) составных частей бетона или кристаллизацией новых соединений в порах бетона. Растворение бетона особенно интенсивно происходит при наличии в воде свободной (агрессивной) углекислоты, а образование новых соединений создаётся за счёт действия на бетон сульфатов (солей серной кислоты). В этом случае оказывает влияние: жёсткость воды, характер реакции (кислая или щелочная), содержание углекислоты и солей сильных кислот (серной и соляной). Как правило, содержание в воде различных примесей выражается в миллиграммах на 1 литр воды.

Под жёсткостью подразумевается свойство воды, обусловленное присутствием в её растворе солей кальция и магния. Жёсткая вода плохо взмывается, даёт накипь в паровых котлах и т. п. Различают общую жёсткость, постоянную и временную; сырая непрокипячённая вода обладает общей жёсткостью, прокипячённая вода имеет только по-

стоянную жёсткость. Временная жёсткость — общая минус постоянная. Жёсткость в СССР определяется количественно в градусах. За один градус жёсткости принимается содержание 10 мг CaO (оксида кальция) или 7 мг MgO (оксида магния) на 1 литр воды. Воду, имеющую от 4 до 8 градусов, считают мягкой, от 18 до 30 — жёсткой.

Подземные воды в большинстве случаев обладают слабощелочной реакцией, иногда они нейтральны, и в редких случаях дают кислую реакцию. Характер реакции определяется концентрацией водородных ионов, выражаемой величиной pH следующим образом: при pH = 7 — реакция принимается нормальной; при pH > 7 — реакция щелочная, с возрастанием щёлочности по мере увеличения pH; при pH < 7 — реакция кислая. pH — показатель степени дробя, соответствующей нормальному кислотному или щелочному раствору. Так, например, если кислотность равна $\frac{1}{10}$ N кислоты, то pH = 1, при кислотности $\frac{1}{100}$ N кислоты pH = 2 и т. д.

Углекислота (CO₂) находится в подземных водах в виде свободной, газообразной, растворённой в воде и в виде связанной, входящей в состав солей. Та часть свободной углекислоты, которая вредно действует на бетон, называется агрессивной углекислотой.

Содержание в воде солей — серной и соляной кислот определяется количеством миллиграммов на литр воды ионов серной (SO₄²⁻) и соляной (Cl⁻) кислот.

Т а б л и ц а 12

Предельное содержание свободной углекислоты (CO₂) в воде

Временная жёсткость в градусах	Сумма (SO ₄ ²⁻) + (Cl ⁻)		
	менее 300 мг/л	от 300 до 600 мг/л	от 700 до 1 000 мг/л
6—12	20	18	15
12—16	40	39	34
16—20	70	62	55
20—24	110	90	80
24—30	150	120	100

При содержании MgO > 0,5 CaO предельные цифры см. в том же столбце, но строчкой выше той, которая соответствует данной жёсткости воды.

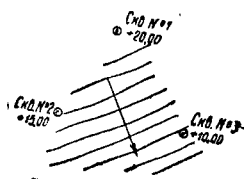
В зависимости от химического состава принимается для плотных бетонов*, что агрессивной должна считаться вода:

- 1) при временной жёсткости до 24 градусов с pH < 7,0 и при жёсткости свыше 24° с pH < 6,7; при больших водородных показателях оценка воды производится в соответствии с нормами, указанными ниже;
- 2) имеющая временную жёсткость менее 6 градусов;
- 3) содержащая сравнительно чистые растворы гипса, при том SO₄ более 250 мг/л и Na+Mg менее 60 мг/л;

* Под плотным бетоном понимается бетон с водоцементным отношением не более 0,65 и расходом цемента на 1 м³ бетона не менее 250 кг при ручной укладке и не менее 220 кг при укладке вибрированного бетона.

кулярное гидроизогипсам в сторону их падения, определяет направление потока (фиг. 16).

Для построения карты гидроизогипс вычисляется относительная или абсолютная высота уровней воды в выработках и определяется разность высот уровней воды в скважинах. Полученные разности делятся на принятый масштаб сечения горизонталей. Расстояния между скважинами делятся на частное, полученное от деления разности высот уровней воды в скважинах на принятый масштаб сечения горизонталей. Для каждой полученной точки вычисляется абсолютная или относительная высота уровня воды путём прибавления к предыдущей точке с более низкой отметкой величины масштаба горизонталей. Точки с одинаковыми отметками уровня воды соединяются линиями, которые называются гидроизогипсами.



Фиг. 16. Построение гидроизогипс

Искусственное понижение уровня грунтовых вод при борьбе с пучением земляного полотна (постоянное понижение) осуществляется с помощью дренажей. К дренажам прибегают также, когда требуется отвести грунтовые воды (случаи оползней, карста и т. п.).

Химический состав подземных и поверхностных вод, а также их физические свойства могут колебаться в значительных пределах.

На основе химического и бактериологического анализов воды решается вопрос, насколько удовлетворяет вода существующим нормам её оценки для питья и технических целей. При проектировании сооружений производится анализ поверхностных и подземных вод для определения степени агрессивности их по отношению к бетону.

Агрессивное (разрушающее) действие воды на бетон обусловлено или выщелачиванием (растворением) составных частей бетона или кристаллизацией новых соединений в порах бетона. Растворение бетона особенно интенсивно происходит при наличии в воде свободной (агрессивной) углекислоты, а образование новых соединений создаётся за счёт действия на бетон сульфатов (солей серной кислоты). В этом случае оказывает влияние: жёсткость воды, характер реакции (кислая или щелочная), содержание углекислоты и солей сильных кислот (серной и соляной). Как правило, содержание в воде различных примесей выражается в миллиграммах на 1 литр воды.

Под жёсткостью понимается свойство воды, обусловленное присутствием в её растворе солей кальция и магния. Жёсткая вода плохо взмывается, даёт накипь в паровых котлах и т. п. Различают общую жёсткость, постоянную и временную; сырая непрокипячённая вода обладает общей жёсткостью, прокипячённая вода имеет только по-

стоянную жёсткость. Временная жёсткость — общая минус постоянная. Жёсткость в СССР определяется количественно в градусах. За один градус жёсткости принимается содержание 10 мг CaO (окиси кальция) или 7 мг MgO (окиси магния) на 1 литр воды. Воду, имеющую от 4 до 8 градусов, считают мягкой, от 18 до 30 — жёсткой.

Подземные воды в большинстве случаев обладают слабощелочной реакцией, иногда они нейтральны, и в редких случаях дают кислую реакцию. Характер реакции определяется концентрацией водородных ионов, выражаемой величиной pH следующим образом: при pH = 7 — реакция принимается нормальной; при pH > 7 — реакция щелочная, с возрастанием щёлочности по мере увеличения pH; при pH < 7 — реакция кислая. pH — показатель степени дроби, соответствующей нормальному кислотному или щелочному раствору. Так, например, если кислотность равна $\frac{1}{10}$ N кислоты, то pH = 1, при кислотности $\frac{1}{100}$ N кислоты pH = 2 и т. д.

Углекислота (CO₂) находится в подземных водах в виде свободной, газообразной, растворённой в воде и в виде связанной, входящей в состав солей. Та часть свободной углекислоты, которая вредно действует на бетон, называется агрессивной углекислотой.

Содержание в воде солей — серной и соляной кислот определяется количеством миллиграммов на литр воды ионов серной (SO₄²⁻) и соляной (Cl⁻) кислот.

Таблица 12

Предельное содержание свободной углекислоты (CO₂) в воде

Временная жёсткость в градусах	Сумма (SO ₄ ²⁻) + (Cl ⁻)		
	менее 300 мг/л	от 300 до 600 мг/л	от 700 до 1 000 мг/л
6—12	20	18	15
12—16	40	39	34
16—20	70	62	55
20—24	110	90	80
24—30	150	120	100

При содержании MgO > 0,5 CaO предельные цифры см. в том же столбце, но строчкой выше той, которая соответствует данной жёсткости воды.

В зависимости от химического состава принимается для плотных бетонов*, что агрессивной должна считаться вода:

1) при временной жёсткости до 24 градусов с pH < 7,0 и при жёсткости свыше 24° с pH < 6,7; при больших водородных показателях оценка воды производится в соответствии с нормами, указанными ниже;

2) имеющая временную жёсткость менее 6 градусов;

3) содержащая сравнительно чистые растворы гипса, при том SO₄ более 250 мг/л и Na+Mg менее 60 мг/л;

* Под плотным бетоном понимается бетон с водоцементным отношением не более 0,65 и расходом цемента на 1 м³ бетона не менее 250 кг при ручной укладке и не менее 220 кг при укладке вибрированного бетона.

чее масштабу съёмки 1 : 100 000, называется километровой.

Маршрутная геолого-литологическая съёмка, как правило, производится при поисках строительных и балластных материалов. В процессе этой съёмки описываются только породы и условия их залегания, причём маршруты в данном случае назначаются в зависимости от общей

рение. Это название связано с тем, что одни из наконечников (желонки) погружаются ударом, другие (ложки, змеевики) вращением.

В твёрдых (скальных) породах (в основании больших мостов), на участках тоннелей или в скважинах «на воду» применяется механическое (колонковое) бурение. При этом бурении роль наконечника играет колонковая труба, с победи-

Таблица 13

Образец формы бурового журнала

Месяц и число	№ смены	Пробурено в смену	Глубина последовательного крепления скважины	№ образца	Глубина взятия образца	Наименование породы в образце и её характеристика (цвет, состав включения и пр.)	Состояние и степень влажности образца породы	Характер процесса бурения (род наконечника, скорость проходки и т. д.)	Глубина появления воды от поверхности	Глубина установившегося уровня и дата замера	Время, затраченное на восстановление уровня	Высота напорной пробки

ситуации местности, с целью охватить участки, где предположительно могут быть обнаружены полезные ископаемые.

Бурение и шурфование применяются в тех случаях, когда надо установить свойства грунтов и условия их залегания в какой-либо определённой точке, например, в основании проектируемых опор моста или составить геологический разрез по строго фиксированной линии. Последний вычерчивается путём интерполяции по двум и более буровым скважинам или шурфам.

Буровая скважина представляет собой более или менее глубокое, как правило, вертикальное, отверстие в земной коре, круглого сечения. Диаметр скважин колеблется от 2 до 6 дюймов (50—168 мм). Большие диаметры применяются только при бурении на воду.

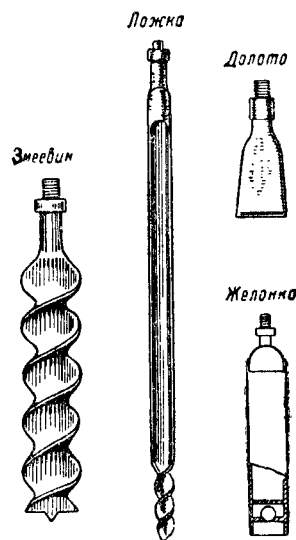
Изучение геологического строения заложением буровых скважин производится с помощью отбора образцов, извлекаемых в процессе проходки, а также наблюдений и замеров, данные которых заносятся в буровой журнал (табл. 13).

При бурении скважин порода захватывается наконечником. Наконечники, в зависимости от характера породы, применяют различной конструкции (фиг. 18): ложки и змеевики (для глин, суглинков и т. п.), желонки (для водоносных песков), долота (для скальных пород).

Наконечники опускаются на металлических полых стержнях-штангах, соединяемых муфтами. В целях предотвращения скважины от обрушения, стенки её поддерживаются обсадными трубами.

Как правило, при изысканиях на железнодорожном транспорте применяется ручное ударно-вращательное бу-

ровой или алмазной коронкой на конце, которая вращением загоняется в породу. Колонковая труба на штангах опускается в обсадные трубы, куда нагнетается также вода, смывающая разрушенную породу (шлам).



Фиг. 18. Наконечники, употребляемые при ручном ударно-вращательном бурении

Зондировкой определяется мощность болотных отложений путём погружения вручную в толщу их шеста (зонда). Иногда зондировкой называют проходку на болотах скважин малого диаметра (2").

Шурфами называют вертикальные разведочные выработки прямоугольного сече-

ния. Принятые размеры сечения шурфа — $(1 \times 1,5) \text{ м}^2$. Изучение пород и условий залегания производится непосредственно по стенкам шурфа. Зарисовка и данные описания стенок шурфа заносятся в шурфовочный журнал. Шурфы закладываются в тех случаях, когда требуется определить элементы залегания пород (падение и простирание), поверхность скольжения (случай оползней), глубину заложения и степени сохранности фундаментов существующих искусственных сооружений и т. п. Обычно шурфы закладываются только до уровня грунтовых вод, так как проходка шурфов с водоотливом трудоёмка и дорога. Как правило, глубже двух метров стенки шурфов крепятся распорами, а на больших глубинах и в плывунах — венцовым креплением.

Дудка — шурф круглого сечения, проходимый на большую глубину (до 25 м) без крепления. Дудки заменяют шурфы в породах, которые держатся в вертикальном откосе, например, в лёссах и лёссовидных суглинках.

Закопушки (мелкий шурф небольшого произвольного сечения), как правило, определяется мощность балластного слоя при сплошном обследовании последнего в целях проектирования второго пути.

С помощью расчисток (снятия покрывной толщи) определяется состояние балластного слоя на обочинах при его сплошном обследовании.

Лабораторные работы заключаются в производстве анализов пород и воды в целях определения их состава и свойств.

Комплекс лабораторных анализов, необходимых для характеристики физико-механических свойств пород, определяется: а) требованиями, предъявляемыми к данному грунту, а именно: будет ли он служить основанием того или иного сооружения, предназначается ли для отсыпки земляного полотна или должен быть оценен в отношении устойчивости в откосах выемок; б) специфическими свойствами самого грунта, зависящими от его состава и строения.

В общем случае определяются: естественная влажность, гранулометрический состав, пластичность, удельный и объёмный вес, с последующим вычислением пористости.

При этом: а) гранулометрический состав определяется только в тех случаях, когда по визуальным признакам не может быть определено наименование грунта; б) пластичность определяется только для связных грунтов; в) пористость для песков определяется в трёх состояниях: естественном, рыхлом и уплотнённом; г) влажность чистых песков не определяется.

Дополнительно к указанному перечню в отдельных случаях определяются: а) процент воднорастворимых соединений — в грунтах, предназначенных для отсыпки насыпей в районах развития засоленных грунтов; б) высота капиллярного поднятия — в глинистых и пылеватых грунтах насыпей на мокром основании; в) компрессионные кривые — в грунтах оснований ответственных сооружений, а для остальных сооружений — в грунтах, где допускаемое напряжение на грунт не может

быть определено по таблицам (рыхлые водонесные пески, глины в состоянии, близком к текучему, и т. п.); г) угол трения и сила сцепления — в связных грунтах откосов выемок и насыпей, требующих индивидуального проектирования; д) коэффициент фильтрации — в грунтах пойменных затопляемых насыпей; е) угол естественного откоса — в песчаных грунтах для случаев, предусмотренных в п. «2».

При помощи механического анализа определяется гранулометрический состав пород, выражаемый в процентном содержании частиц различного диаметра. Содержание частиц более 0,5 мм устанавливается с помощью последовательного просеивания сухой, растёртой породы через набор сит, имеющих размеры отверстий соответственно 10,7, 5, 3, 1 и 0,5 мм. Процент частиц меньшего диаметра (более мелкие фракции) определяется разделением их в воде, основанном на зависимости скорости падения частиц от их диаметра.

Объёмный вес породы представляет собой вес единицы её объёма, выражаемый обычно в т/м^3 . Он находится, как частное от деления веса образца породы на объём, который тем или иным способом измерен. Наиболее распространён **ртутный метод**, основанный на определении объёма ртуты, вытесненной образцом.

Удельный вес — отношение веса скелета (частиц) грунта к весу воды в том же объёме. Ввиду того, что вес воды в единице объёма принят за единицу, удельный вес грунта можно рассматривать, как вес скелета грунта в единице объёма.

Для связных грунтов определяют верхнюю и нижнюю границы пластичности.

Нижняя граница пластичности определяется как процент влажности породы, при котором она начинает раскатываться в шнур, толщиной в 2 мм.

Верхняя граница пластичности представляет собой минимальную влажность, при которой разрез, сделанный на поверхности образца, имеющего форму лепёшки, заплывает после третьего удара о фарфоровую чашечку, в которую образец помещён.

Специальному анализу подлежат песчано-гравелистые породы, предназначенные для балластного слоя, а также скальные породы, используемые как строительный камень (см. ТСЖ, т. IV, глава «Карьерное хозяйство»).

Электроразведка — метод изучения геологического строения местности, который основан на различной электропроводимости горных пород.

Пропуская ток через грунтовый массив и затем измеряя разность потенциалов в отдельных точках его, можно по падению напряжения судить об изменении электропроводимости среды, т. е. изменении в залегании пород, составляющих этот массив.

Электроразведка — модификация электроразведки, при помощи которой определяются условия залегания пород в какой-либо точке по вертикальному направлению; точки электроразведывания называются электротрассажинами.

Электрoпрофилирование — метод, с помощью которого определяется изменение электрического сопротивления на какой-либо глубине в горизонтальном направлении (по профилю).

Кароттаж — определение электрического сопротивления пород в пробуренной скважине.

Изменение электрического сопротивления может возникнуть не только в зависимости от изменения в залегании пород, но также от изменения их структуры (плотности), влажности, характера минерализации подземных вод. Поэтому для большей уверенности в результатах электроразведки необходимо параллельное заложение разведочных выработок скважин и шурфов.

Наибольшее значение имеет применение электроразведки при обследовании карстовых районов, которые благодаря сложности явления и крепости пород с трудом поддаются изучению разведочными выработками и в то же самое время наиболее опасны для железнодорожных линий (наличие обрушения

поверхности над подземными пустотами). Электрокароттаж применяется для определения глубины заложения фундаментов сооружений, например, опор мостов, необходимого в целях восстановления последних, а также для построения геологического разреза скважин, пройденных механическим бурением с применением глинизации при разведке на воду.

В последнее время при инженерно-геологических изысканиях применяется аэрофотосъемка. Аэрофотосъемка отражает рельеф местности, характер растительности, обнажения пород и тем самым в известной степени заменяет инженерно-геологическую съемку. Во всяком случае аэрофотосъемка позволяет сократить число наземных маршрутов, что особенно ценно в малодоступных, необжитых районах.

Как правило, изыскания железных дорог производятся в два приема, предварительные и окончательные изыскания, соответственно двум стадиям проектирования: проектное задание и технический проект.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Лучицкий В. И. Сокращенный курс петрографии. М.—Л., 1948, 327 с.
2. Малюков Н. П. и Мейтус М. Э. Основы инженерной геологии М. Дориздат, 1947, 263 с.
3. Маслов Н. Н. Инженерная геология. Л.—М., Стройиздат, 1941, 432 с.
4. Мушкетов Д. И. Курс общей геологии. 3-е изд., М.—Л.,—Новосибирск, 1934, 401 с.
5. Обручев В. А. Полевая геология. Т. I и II, М.—Л., 1932.
6. Противооползневые сооружения. Исследования и проектирование. М.—Л., Стройиздат, 1940, 200 с.
7. Саваренский Ф. П. Инженерная геология. М.—Л., 1939, 486 с.
8. Саваренский Ф. П. Гидрогеология. 2-е изд., М.—Л., 1935, 335 с.
9. Справочник по инженерной геологии. Под ред. Ф. П. Саваренского, 1939.

МЕТЕОРОЛОГИЯ



МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Давление воздуха. Нормальным давлением атмосферы называется давление, соответствующее высоте ртутного столба в 76 см при сечении в 1 см² при температуре воздуха 0° на уровне моря под географической широтой 45°.

Нормальное атмосферное давление равняется 10333 кг/м².

В технике такое давление называется атмосферой.

В метеорологии давление атмосферного воздуха выражается в миллибарах. Миллибаром называется одна тысячная бара, соответствующего давлению в 1000 000 дин на 1 см².

Нормальное давление 760 мм соответствует 1013,3 миллибара.

Для измерения давления воздуха применяются барометры различных систем. Наиболее распространены в СССР чашечный ртутный барометр, барометр-анероид и барометр барограф.

Температура воздуха. Для измерения температуры воздуха в СССР применяются ртутные термометры со стоградусной шкалой. Ввиду замерзания ртути при —39°, для измерения более низких температур применяются спиртовые термометры.

Для регистрации наивысших и наинизших температур воздуха употребляются максимальный и минимальный термометры.

В максимальном термометре внутри капиллярной трубки со ртутью вблизи резервуара сделано сужение этой трубки путём впайки стеклянного стерженька.

При повышении температуры ртуть, расширяясь, проталкивается через суженную часть; при понижении же температуры ртуть не возвращается в резервуар, а остаётся на высшем достигнутом пределе при установке максимального термометра горизонтально. Минимальный термометр—спиртовой, устанавливается также горизонтально и имеет в капиллярной трубке тонкий цветной штифтик с головками на концах. При повышении температуры спирт, расширяясь, обтекает штифтик, который остаётся на месте, а при снижении температуры, когда столбик спирта укорачивается и приходит в соприкосновение с головкой штифтика, этот последний увлекается в сторону резервуара термометра в силу капиллярного натяжения спиртовой плёнки.

Для непрерывной записи температуры воздуха применяются самопишущие приборы-термографы.

Ветер. Ввиду неодинакового нагревания поверхности земли в различных её частях, по-разному нагреваются и воздушные слои, прилегающие к земной поверхности, что влечёт за собой неравномерность в плотности и давлении воздуха. Это же в свою очередь ведёт к перемещению воздушных масс из областей с более высоким давлением в области пониженного давления воздуха, т. е. к образованию воздушных течений.

Осязаемое проявление воздушных течений и представляет собой ветер. Ветер характеризуется направлением и скоростью. Направление ветра определяется стороной горизонта, откуда он дует. При этом горизонт принято делить на 8 или 16 частей. Страны света обычно обозначают начальными буквами их названий:

Русское название	Английское название
С — север	Nord—N
В — восток	Est —E
Ю — юг	Süd —S
З — запад	West—W

Промежуточные румбы обозначаются соответствующими сочетаниями указанных букв.

Самым распространённым прибором для изучения ветра является флюгер, состоящий из железного стержня, на который в нижней его части надевается трубка с флюгаркой и указателем направления ветра с противовесом. Эта трубка свободно вращается на оси флюгера, причём указатель с противовесом устанавливается навстречу дующему ветру.

Для определения направления ветра ниже трубки с флюгаркой на стержень надето кольцо, в которое ввинчено 8 железных прутьев, направленных по основным румбам, причём прут, направленный на север, делается удлинённым и к его свободному концу прикрепляется железная буква N. К верхнему концу флюгера прикреплена железная рамка с свободно висящей доской и неподвижной дугой, к которой припаяны штифты-указатели скорости ветра. Доска всегда располагается перпендикулярно направлению ветра и вследствие его давления на неё отклоняется от отвесного положения. Скорость ветра определяется по среднему положению нижнего края доски на дуге.

Для более точных измерений средней скорости ветра употребляются анемометры, а для автоматической записи направления и скорости ветра имеются анемографы различных систем.

Скорость ветра измеряется в м/сек или баллах.

Ниже в таблице приведены: характеристики ветров, терминология, внешние признаки ветров и соответствующее этим ветрам положение доски флюгера.

Метели характеризуются переносом снега ветром. Метели верховые или общие сопровождаются выпадением снега сверху из облаков; при низовых поземных метелях преимущественно переносится ранее выпавший снег, при поземках переносятся ветром мелкие частицы снега только у самой поверхности земли (на высоте до 10—20 см).

Гололёдные образования подразделяются на: а) гололёд — прозрачный или мутный плотный ледяной осадок, образующийся на

Характеристика ветров

Характерные признаки	Наименование ветра	Скорость ветра		Положение доски флюгера	
		в баллах	в м/сек	лёгкой	тяжелой
Листья деревьев неподвижны. Дым поднимается отвесно или почти отвесно	штиль	0	0—0,5	0	0
Едва заметное дуновение ветра	тихий	1	0,6—1,7	0—1	0—1
Дуновение ветра чувствуется лицом, листья слегка шелестят	лёгкий	2	1,8—3,3	1 и 1—2	1
Ветер развевает лёгкие флаги. Листья и тонкие ветки колыхаются	слабый	3	3,4—5,2	2 и 2—3	1—2
Ветер поднимает пыль. Тонкие ветки деревьев качаются	умеренный	4	5,3—7,4	3 и 3—4	2
Качаются тонкие стволы деревьев. На воде появляются волны с гребешками	свежий	5	7,5—9,8	4 и 4—5	2—3
Качаются толстые сучья деревьев, гудят телеграфные провода	сильный	6	9,9—12,4	5 и 5—6	3
Качаются стволы деревьев. Гнутся большие ветви, при ходьбе против ветра заметное сопротивление	крепкий	7	12,5—15,2	6	3—4
Ветер ломает тонкие ветки и сухие сучья деревьев, затруднено движение	очень крепкий	8	15,3—18,2	6—7	4 и 4—5
Небольшие разрушения, ветер срывает дымовые трубы и черепицу	шторм	9	18,3—21,5	7	5
Значительные разрушения. Деревья вырываются с корнем	сильный шторм	10	21,6—25,1	—	5—6
Большие разрушения	жесточкий шторм, ураган	11	25,2—29,0	—	6
		12	29,0	—	более 6

Влажность воздуха. Под влажностью воздуха подразумевается содержание водяных паров в атмосфере. Наиболее употребительны следующие определения влажности воздуха:

1. **Абсолютная влажность**, т. е. упругость водяных паров, содержащихся в воздухе. Измеряется она в миллиметрах ртутного столба.

2. **Относительная влажность**, т. е. отношение упругости или количества водяных паров, содержащихся в воздухе, к упругости или к количеству паров, необходимому для насыщения воздуха при данной его температуре. Это отношение выражается в процентах.

3. **Дефицит влажности** или **недостаток насыщения**, т. е. разность между упругостью насыщающихся паров при данной температуре и действительной упругостью находящихся в воздухе водяных паров.

Для определения влажности воздуха обычно применяются психрометры и волосные гигрометры.

Осадки. Все водяные и ледяные образования в атмосфере носят название гидрометеоров. К ним относятся облака, туманы, дождь, снег, град, гололед, изморозь, иней, крупа, роса.

Те гидрометеоры, которые выпадают на землю, называются осадками.

проводах и других предметах, б) **изморозь** — белый, рыхлый, снегообразный осадок, оседающий на проводах и других предметах в туманную морозную погоду, а также при сильных морозах, когда в воздухе носятся ледяные иглы, в) **смешанный осадок**, представляющий собой белое, не очень прочное отложение, образующееся при последовательном нарастании слоёв гололёда на слою изморози или наоборот.

Для измерения дождевых и снеговых осадков служит **дождемер**, — специальной конструкции цинковое ведро с сечением в 500 см². Внутри ведра, чтобы защитить от испарения попавшие в него осадки, устраивается второе коническое, вершиной вниз, дно, с отверстиями в вершине конуса для стока воды. Дождемер устанавливается так, чтобы приёмная его поверхность была горизонтальна и приходилась на высоте 2 м от земли.

Скопившиеся в дождемере осадки (твёрдые после оттаивания) измеряются особым стаканом.

Для защиты дождемера от выдувания из него ветром капель дождя или снежинок вокруг ведра устанавливается специальное приспособление в виде опрокинутого вниз верхним основанием усечённого конуса.

Для непрерывной записи осадков применяются самопишущие дождемеры.

Наблюдения над гололёдными образованиями проводятся на гололёдных станках, состоящих из трёх 8-метровых столбов, установленных под прямым углом на расстоянии 1,5 м друг от друга, на которых подвешиваются провода.

Снежный покров. Высота снежного покрова, образующегося в течение зимы, измеряется обычно по заранее установленным двум-тём постоянным снегомерным рейкам на ровных площадках, защищённых от ветра деревьями, кустами, заборами или строениями. В железнодорожной практике широкое применение имеет ещё способ маршрутных измерений снега по специальным линиям. Эти наблюдения производятся в ряде точек, по характерному для данной площадки треугольнику со сторонами длиной 0,5—1,0 км, специальной переносной рейкой с железным башмаком на конце.

Кроме высоты, важной характеристикой снежного покрова является его плотность, необходимая как для оценки условий снегоуборки, так и для определения запасов воды в нём при прогнозах высоты весеннего половодья.

Плотность снега определяется объёмным или весовым (походным) снегомером, как отношение объёма воды, полученной от таяния определённого объёма снега, к объёму этого снега или, как вес в граммах 1 куб. см снега.

ПРОГНОЗЫ ПОГОДЫ

Воздушные массы. Наиболее существенными факторами, определяющими погоду в каком-либо районе или пункте, являются воздушные массы, фронтальные зоны и развивающиеся в тропосфере (прилегающий к земле слой атмосферы высотой около 11 км) вихревые возмущения—циклоны и антициклоны.

Воздушной массой называется такой значительный объём воздуха, приход которого приводит к изменению метеорологических элементов, характеризующих погоду на данной, достаточно большой территории. Эти воздушные массы формируются обычно в устойчивых областях высокого давления—в Арктике, в умеренных широтах или в тропиках. По месту своего происхождения они разделяются на три основных типа: арктический воздух, воздух умеренных широт (часто его называют полярным) и тропический воздух.

Свойства этих воздушных масс различаются ещё по характеру подстилающей поверхности, на которой они были в последнее время перед приходом на континент Европы. Если воздушная масса перед вступлением в Европу находилась некоторое время над открытым морем, она называется морской, если же она находилась над континентом или над морем с ледовым покровом, она называется континентальной. Условия погоды зависят от свойств каждой воздушной массы. Воздушные массы делят на тёплые и холодные.

Фронты. Зоны соприкосновения двух разнородных воздушных масс можно представить в виде наклонной поверхности. Эту поверх-

ность называют фронтальной поверхностью раздела, а линии её пересечения с поверхностью земли—линией фронта или просто фронтом.

Фронты бывают двух основных видов: тёплые и холодные. Тёплым фронтом называется такая поверхность раздела между двумя воздушными массами, вдоль которой более тёплый воздух активно натекает на холодный; последний при этом вытесняется тёплым воздухом. Холодным фронтом называется такая поверхность раздела, вдоль которой холодный воздух активно подтекает под тёплый; последний, вытеснясь вверх, замещается внизу холодным воздухом.

Приближение тёплого фронта характеризуется интенсивным падением атмосферного давления, постепенным усилением ветра, иногда до 6—9 баллов и, наконец, выпадением впереди фронта осадков полосой в ширину до 300—400 км. Эти осадки в зимний период при температуре ниже 0° обуславливают образование общих метелей, в большинстве случаев значительной силы. Прохождение тёплого фронта зимой часто сопровождается оттепелью, а метель сменяется слабыми осадками в виде мороси, слабого дождя или густого крупнокапельного тумана. При прохождении холодного фронта, особенно арктического, температура падает, абсолютная влажность воздуха уменьшается, давление растёт, ветер становится порывистым, а иногда приобретает характер шквала. В полосе фронта выпадают непродолжительные шквалистые, так называемые ливневые осадки; дальше, на расстоянии до 200 км идут разорванно-дождевые облака. В летнее время эти осадки сопровождаются грозами. После прохождения холодного фронта наступает резкое похолодание, а иногда устанавливаются длительные и сильные морозы.

Фронты окклюзии. Тёплые и холодные фронты в чистом виде в наших районах довольно редки. Чаще всего мы их видим в разнообразных сочетаниях, называемых окклюзиями. Последние образуются вследствие того, что холодный фронт, двигаясь быстрее, нагоняет тёплый и сливается с ним в новую линию фронта.

Окклюзия может быть по типу тёплого или по типу холодного фронта, в зависимости от того, какой воздух (т. е. более тёплый или более холодный) находится впереди линий смыкания фронтов.

Прохождение фронтов окклюзий обуславливает в зимнее время снегопады, метели и шквалы, но в более сглаженном, чем при прохождении тёплого фронта, виде.

Циклоны и антициклоны. При взаимодействии и на достаточно большом пространстве тёплых и холодных воздушных масс образуются огромные вихревые возмущения, называемые циклонами.

Циклон характеризуется понижением атмосферного давления по мере приближения к центру и ветрами, направленными от периферии к центру и имеющими общее вращение против часовой стрелки. В области циклона воздушная масса неоднородна. В передней его части, по ходу перемещения циклона, находится холодный воздух, в средней части (обычно юго-западный сектор) —

относительно тёплый воздух, в тыловой части — опять холодный воздух.

Раздел между воздушными массами передней и средней частей циклона является тёплым фронтом циклона, а раздел между тёплым сектором и тыловым холодным является холодным фронтом циклона. Погода в циклоне определяется распределением воздушных масс и фронтальных разделов. В общем виде в циклоне преобладает пасмурная влажная погода со вспышками сильных ветров, причём в передней части циклона перед тёплым фронтом преобладают юго-восточные и южные ветры, в средней части юго-западные и в тыловой — северо-западные.

На фронтальном разделе (тёплом или окклюзии) выпадают осадки (зимой в виде снега) и наблюдаются метели.

Средняя скорость перемещения циклонов для Европейской части СССР равняется 29 км/ч летом и 39 км/ч зимой.

Размеры циклонов весьма разнообразны: нередко диаметр их достигает 1000 км и более; чаще всего они несколько вытянуты по направлению движения, и имеют криволинейное очертание эллиптического вида, причём соотношение большой и малой осей составляет для Европы 1,8.

Полную противоположность циклонам представляют антициклоны.

В антициклоне фронтов, как правило, нет, давление с приближением к центру возрастает, воздух течёт вокруг центра по часовой стрелке и одновременно растекается из центра во все стороны, а на его место опускается воздух сверху, который, нагреваясь, способствует исчезновению облаков. Поэтому в большинстве случаев в антициклоне, особенно в его центре, стоит ясная сухая погода, зимой — с сильными морозами, летом — днём жаркая, ночью — прохладная.

Средняя скорость поступательного движения европейских антициклонов 26 км/ч. Размеры антициклонов по сравнению с циклонами весьма значительны, в большинстве случаев они достигают нескольких тысяч километров.

СИНОПТИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Синоптические карты. Прогнозы и предупреждения составляются на основании анализа синоптической карты, на которой особыми значками наносятся данные о давлении и температуре воздуха, облачности, ветре, относительной влажности, состоянии поверхности почвы и наблюдающихся явлениях погоды по целому ряду метеорологических станций, расположенных на охватываемой картой территории. Данные, получаемые с метеорологических станций по радио или по телеграфу, наносятся на карту за какое-нибудь одно определённое время наблюдений, обычно за 03, 09, 15 и 21 час.

В результате подробного анализа карты устанавливают, какие процессы следует ожидать в течение ближайших суток, и дают ежедневный прогноз погоды, а если наме-

чается угроза метелей, снегопада, гололёда, ливня или другого какого-либо важного для железнодорожного транспорта явления погоды, то посылают соответствующее предупреждение железным дорогам.

Метеорологические бюллетени. Для ориентировки руководящих работников железнодорожного транспорта, в создавшихся и ожидаемых условиях погоды в районе дорог, в Министерстве путей сообщения и в управлениях округов и дорог издаются, преимущественно в картографическом виде, ежедневные метеорологические бюллетени. На этих бюллетенях указываются наблюдавшаяся и ожидаемая наименьшая (зимой) и наибольшая (летом) температура; цветной штриховкой отмечаются районы дорог, в которых будут развиваться снегопады, метели, гололёд, сильные ветры, дожди и другие явления. Дистанции пути обычно ведут ежедневные графики погоды, на которых параллельно с характеристикой метеорологических элементов также отмечаются пробег снегоочистителей, число снегопоездов, локомотивов, количество рабочих, занятых на снегоборьбе, и др.

Штормовые предупреждения. В случае возникновения угрозы какого-либо опасного для железнодорожного транспорта метеорологического явления округам и дорогам посылаются телеграфные предупреждения с указанием ожидаемой силы явления, времени его развития, районов, которые будут охвачены явлением, а также о предупредительных мероприятиях.

Метелевые оповещения. Полоса метелей или снегопадов не остаётся неподвижной; она вместе с циклоном и связанными с ним фронтами продвигается в том или другом направлении. Например, при прорывах циклонов с юга, полоса метелей и снегопадов распространяется к северу или северо-востоку, а при надвигании циклонических систем с северо-запада или запада — к юго-востоку или востоку.

Дежурные метеорологические станции, в районе которых метель или снегопад уже начались, на основании своих наблюдений устанавливают, в каком направлении метель будет передвигаться, и обязаны оповестить по телеграфу, радио о продвижении указанной метелевой зоны дороги, лежащие впереди по пути прохождения фронта.

Дежурные метеорологические станции обычно располагаются двумя кольцами, первое — на расстоянии 300—400 км, а второе 100—200 км от оповещаемой железнодорожной станции.

Долгосрочные прогнозы. Составляются обычно на период в 7—10 дней и на месяц вперёд; эти прогнозы основаны, главным образом, на изучении синоптических процессов за большой цикл лет. Такое изучение позволило установить ряд закономерностей в развитии атмосферных процессов от одного периода к другому. Поэтому, зная, как процессы развивались в предыдущем периоде, можно приблизительно рассчитать, как они будут развиваться в следующем периоде и каков при этом будет характер погоды.

МАТЕРИАЛЫ



ЧУГУНЫ

Таблица 1

Классификация чугуна по структуре

Наименование чугуна	Характеристика
Серый	Наличие графита и отсутствие свободного цементита
Белый	Наличие цементита и отсутствие свободного графита
Отбеленный	Одновременное наличие свободного цементита (по наружной поверхности) и графита (во внутренних полостях)
Ковкий (белый после отжига)	Наличие графита и отсутствие свободного цементита

Таблица 4

Удельный вес чугуна

Вид чугуна	Удельный вес
Серый	6,6—7,4 (в зависимости от плотности)
Белый отожженный (ковкий)	7,2—7,4
Белый неотожженный	7,4—7,6
Нирезист	7,6
Модифицированный	7,23—7,39

Примечание. Удельный вес чугуна может колебаться до 10%, причём даже в пределах одной отливки между периферией и центром, между верхом и низом (в крупных отливках).

Таблица 2

Классификация чугуна по назначению и роду применяемого топлива

По назначению	По роду топлива
Литейный	Коксовый Древесноугольный
Передельный	Специальный Коксовый Мартеновский древесноугольный Высококачественный коксовый Высококачественный древесноугольный

Таблица 5

Теплоёмкость и теплосодержание чугуна

Интервал в 0°С до температуры в °С	Теплоёмкость в кал/час °С	Теплосодержание в кал/ч
100	0,131	13,0
200	0,133	27,0
400	0,135	54,0
500	0,143	71,5
600	0,150	90,0
700	0,167	116,9
800	0,179	143,2
900	0,179	161,1
1000	0,178	178,0
1100	0,176	193,0
1200	0,178	213,6*

* Скрытая теплота не учтена.

Таблица 3

Усадка чугуна

Вид чугуна	Средние значения усадки в %
Серый	1,0
Белый до отжига	2,0
Ковкий после отжига (ферритный)	1,0
Ковкий после отжига (обезуглероженный)	1,7

Таблица 6

Теплопроводность чугуна

Вид чугуна	Теплопроводность в кал/см·сек °С
Ковкий отожженный ферритный	0,15±0,17
Серый нелегированный	0,12±0,16
Аустенитный	0,07±0,09
Белый	0,08±0,12

Таблица 9

Чугун литейный древесноугольный
(по ГОСТ 4833-49)

Марка чугуна	Содержание элементов в %			
	Кремний	Марганец	Фосфор	Сера
			не более	
ЛД-1	2,26—2,75	0,70—1,20	0,30	0,02
ЛД-2	1,76—2,25	0,50—1,00	0,30	0,03
ЛД-3	1,25—1,75	0,50—1,00	0,30	0,03

Таблица 7

Чугун перелый мартеновский древесноугольный
(по ГОСТ 4831-49)

Марка чугуна	Содержание элементов в %					
	Кремний	Марганец не менее	Фосфор		Сера	
			класс А	класс Б	кате- гория I	кате- гория II
МД-1	0,76—1,25	1,20	0,20	0,30	0,03	0,04
МД-2	0,15—0,75	0,70	0,20	0,30	0,03	0,04

Таблица 8

Чугун перелый коксовый
(по ГОСТ 805-41 и ВКС 5304)

Марка чугуна	Содержание элементов в %										
	Кремний	Марганец			Фосфор			С е р а			
		группа I	группа II	группа III	класс А	класс Б	класс В	кате- гория I	кате- гория II	кате- гория III	кате- гория IV
не более											
М-1	0,91—1,50	1,20—2,50	2,51—3,50	3,51	—	0,20	0,30	—	0,04	0,05	0,07
М-2	0,30—0,90	1,20—2,50	2,51—3,50	3,51	—	0,20	0,30	—	0,04	0,05	0,07
М-3	0,30—1,20	1,20—2,50	2,51—3,50	3,51	0,15	—	—	0,03	0,04	—	—
Б-1	0,90—1,60	0,60—1,20	—	—	—	0,07	—	—	—	0,06	—
Т-1	0,20—0,90	0,80—1,60	—	—	от 1,50 до 2,20	—	—	—	—	—	0,08

Таблица 10

Чугун перелый высококачественный
(по ГОСТ 4831-49)

Марка чугуна	Содержание элементов в %									
	Кремний	Марганец	Ф о с ф о р					С е р а		
			класс А не более	класс Б	класс В	класс Г	класс Д	кате- гория I	кате- гория II	кате- гория III
не более										
ПВД-1 и ПВК-1	1,21—1,75	1,50—2,75	0,020	0,021—0,025	0,026—0,035	0,036—0,045	0,046—0,060	0,015	0,020	0,025
ПВД-2 и ПВК-2	0,61—1,20	1,00—2,50	0,020	0,021—0,025	0,026—0,035	0,036—0,045	0,046—0,060	0,015	0,020	0,025
ПВД-3 и ПВК-3	0,10—0,60	1,00—2,00	0,020	0,021—0,025	0,026—0,035	0,036—0,045	0,046—0,060	0,015	0,020	0,025
Пр и м е ч а н и е. ПВД—древесноугольный; ПВК—коксовый чугун.										

Примечание. ПВД—древесноугольный; ПВК—коксый чугун.

Таблица 11

Чугун литейный коксовый
(по ГОСТ 4832-49)

Марка чугуна	Содержание элементов в %								
	Кремний	Марганец		Фосфор				Сера	
		группа I	группа II	класс А	класс Б	класс В	класс Г	категория I	категория II
				гематиты не более	чугуны обычные	чугуны фосфористые			
							не более		
ЛК-00	3,76—4,25	0,50—0,90	0,91—1,30	0,10	0,11—0,30	0,31—0,70	0,71—1,20	0,02	0,03
ЛК-0	3,26—3,75	0,50—0,90	0,91—1,30	0,10	0,11—0,30	0,31—0,70	0,71—1,20	0,02	0,03
ЛК-1	2,76—3,25	0,50—0,90	0,91—1,30	0,10	0,11—0,30	0,31—0,70	0,71—1,20	0,02	0,03
ЛК-2	2,26—2,75	0,50—0,90	0,91—1,30	0,10	0,11—0,30	0,31—0,70	0,71—1,20	0,03	0,04
ЛК-3	1,76—2,25	0,50—0,90	0,91—1,30	0,10	0,11—0,30	0,31—0,70	0,71—1,20	0,03	0,04
ЛК-4	1,25—1,75	0,50—0,90	0,91—1,30	0,10	0,11—0,30	0,31—0,70	0,71—1,20	0,04	0,05

Таблица 12

Чугун литейный специальный
(по ГОСТ 4834-49)

Марка чугуна	Содержание элементов в %				Назначение
	Кремний	Марганец	Фосфор	Сера	
			не более		
КК	1,00—1,50	0,20—0,60	0,10	0,03	Для отливок ковкого чугуна—коксовый Для отливок ковкого чугуна — древесно- угольный
КД-1	0,71—1,50	0,10—0,40	0,15	0,03	
КД-2	0,15—0,70	0,10—0,30	0,15	0,03	
ВК-1	0,51—1,00	0,20—0,60	0,40	0,03	Для валков прокатных станков—коксовый Для колёс с отбелённым ободом
ВК-2	0,10—0,50	0,20—0,60	0,40	0,03	
ЧК	0,50—1,00	0,50—1,00	0,20—0,35	0,07	

Примечание. Содержание хрома в чугунах марок КК, КД-1 и КД-2 не должно быть более 0,04%, марки ЧК—не более 0,10%.

Примечание. Содержание хрома в чугунах марок КК, КД-1 и КД-2 не должно быть более 0,04%, марки ЧК—не более 0,10%.

Таблица 13

Ферросплавы
(по ГОСТ 805-41)

Марки	Содержание элемента в %				Наименование
	Кремний	Марганец	Фосфор	Сера	
			не более		
ФС-1	13,10 и более	Не более 3,00	0,20	0,04	Ферросилиций »
ФС-2	9,00—13,00	Не более 3,00	0,20	0,04	
СШ	9,00—13,00	18,00—24,00	0,20	0,03	Силикошпигель
З-1	2,00	20,10—25,00	0,22	0,03	Зеркальный чугун
З-2	2,00	15,10—20,00	0,20	0,03	
З-3	2,00	10,00—15,00	0,18	0,03	
ФМ-1	2,00	75,10 и более	0,35—0,45*	0,03	Ферромарганец »
ФМ-2	2,00	70,00—75,00	0,35—0,45*	0,03	

* Содержание фосфора 0,35% для класса А, 0,45% для класса Б.

* Содержание фосфора 0,35% для класса А, 0,45% для класса Б.

Таблица 14

Физико-механические свойства белого и отбелённого чугуна

Свойства	Единица измерения	Чугун	
		белый	отбелённый
Температура плавления	°С	1 100—1 150	—
Коэффициент линейного расширения α при 20—100°	см/град	$(9 \div 10) \cdot 10^{-6}$	—
Теплопроводность	кал/см·сек °С	0,05—0,12	—
Динамическая вязкость	дин·сек/см ²	0,03	—
Электрическое сопротивление	м·ком·см	30—100	—
Предел прочности при растяжении	кг/мм ²	14—50	14—50
Удлинение при разрыве	%	0	—
Предел прочности при сжатии	кг/мм ²	До 25	140
Предел прочности при изгибе	»	До 25	—
Модуль упругости	»	17 000	14 000

Таблица 15

Физико-механические свойства ферритного ковкого чугуна

Марка (по ГОСТ 1215-41)	Предел прочности при растя- жении в кг/мм ²	Предел текучести в кг/мм ²	Относи- тельное удлинение в %	Модуль упругости в кг/мм ²	Модуль сдвига в кг/мм ²	Коэффициент Пуассона	Ударная вязкость в кел/см ²	Динамическая вяз- кость в кг/мм ² при		
								изгибе	растя- жения	круче- ния
КЧ 37-12	37	24	12	17 000	6 700	0,27	1,6	14	8	10
КЧ 35-10	35	23	10	16 600	6 500	0,27	1,4	14	8	10
КЧ 33-8	33	22	8	15 500	6 300	0,23	1,3	13	8	9
КЧ 30-6	30	19	6	15 300	6 300	0,23	1,2	12	7	8
КЧ 30-3	30	20	3	15 000	6 200	0,23	0,8	12	7	8
ПФКЧ 50-3	—	—	—	17 400	6 800	0,28	0,8	18	11	13
ПФКЧ 40-2	—	—	—	16 300	6 600	0,28	0,5	15	9	11

Твёрдость $H_B = 110—149$ кг/мм²

Таблица 16

Физико-механические свойства конструкционных модифицированных чугунов

Свойства	Единица измерения	Чугун прочности	
		высокой	средней
Плотность	г/см ³	7,4÷7,5	7,0÷7,3
Удельная теплоёмкость (при 0÷100° С)	кал/град	0,13	0,13
Теплопроводность (при 10÷230° С)	кал/см·сек·град.	0,12÷0,14	0,10÷0,12
Электрическое сопротивление	мком/см	40÷50	80
Предел прочности при растяжении	кг/мм ²	30÷40	20÷30
Предел прочности при сжатии	»	110÷140	80÷110
Предел прочности при изгибе (брусok d=30 мм, l=450 мм)	»	55÷70	45÷55
Ударная вязкость (по Шарпи)	кг/см ²	0,6—1,0	0,3—0,6
Предел усталости	кг/мм ²	13,5÷17,5	0,5÷12,5
Твёрдость Н _B	»	196÷217	174—192
Модуль упругости (при растяжении)	»	13 000÷16 000	8 500÷12 000

Примечание. Модифицированным чугуном называют чугун, обработанный в жидком состоянии посредством добавления графитизирующих присадок (силикокальция, ферросилиция, силикоалюминия и др.): степень графитизации получается более высокая, чем у обычного чугуна (при одинаковых химическом составе и содержании графитизирующих элементов), в связи с чем несколько улучшаются физико-механические свойства чугуна в отличие от обычного серого: однородность структуры, меньшая изнашиваемость, повышенная жаростойкость и коррозионностойкость, лучшая способность к термообработке и пр.

Таблица 17

Механические свойства обезуглероженного ковкого чугуна

Марка (по ГОСТ 1215-41)	Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Относительное удлинение в %	Твёрдость Н _B в кг/мм ²
КЧ40-3	40/50	3/4	201
КЧ35-4	35	4/5	201
КЧ30-3	30	3/4	201

Примечание. Числитель для образцов диаметром 16 мм, знаменатель для образцов диаметром 12 мм.

Таблица 18

Механические свойства отливок из серого чугуна

Марка чугуна (по ГОСТ В 1412-42)	Предел прочности в кг/мм ² при			Стрела прогиба в мм при расстоянии между опорами в мм	
	растяжении	изгибе	сжатии	600	300
	не менее				
СЧ400	Не испытывается				
СЧ12-28	12	28	50	6	2
СЧ15-32	15	32	60	7	2
СЧ18-36	18	36	67	8	2
СЧ21-40	21	40	75	8	2
СЧ24-44	24	44	83	9	2
СЧ28-48	28	48	90	9	3
СЧ32-52	32	52	100	9	3

Примечание. Твёрдость по Бринеллю на отливках в местах, подлежащих обработке, должна быть для марок СЧ12-28 и СЧ15-32 от 143 до 229, СЧ18-36 от 170 до 229, для остальных от 170 до 141.

Таблица 19

Механические свойства нормализованного ковкого чугуна

Температура нагрева °С	Предел прочности в кг/мм ²	Удлинение в %	Твёрдость по Бринеллю в кг/мм ²
до нормализации			
—	36	17	109
после нормализации			
800	51	5	167
820	57	5	178
840	60	3,5	198
860	69	2,5	207

Примечания. 1. Нормализованный ковкий чугун применяется, как антифрикционный материал.

2. При твёрдости выше 217 кг/мм² обязательен после нормализации отпуск при 690—710° С.

МОДУЛЬ УПРУГОСТИ ЧУГУНА

Модуль упругости для чугуна можно принимать $E=850\,000$ кг/мм²

Таблица 20

Механические свойства отливок из модифицированного серого чугуна (по ГОСТ 2611-44)

Марка	Предел проч-ности при			Стрела прогиба при рас-стоянии между опорами		Твёр-дость по Бринеллю
	рас-тяже-нии	из-гибе	сжа-тии	300 мм	600 мм	
				мм не менее		
МСЧ28-48	28	48	90	3	9	170-241
МСЧ32-52	32	52	100			170-241
МСЧ35-56	35	50	110			197-248
МСЧ38-60	38	60	120			197-248

КОНСТРУКЦИОННАЯ СТАЛЬ

СИСТЕМА ОБОЗНАЧЕНИЙ СТАЛИ, ПРИНЯТАЯ В СССР

I. Цифры слева указывают среднее содержание углерода в сотых долях процента.

Буквы после левых цифр обозначают название основного легирующего элемента: Г—марганец, С—кремний, Х—хром, Н—никель, Ф—ванадий, В—вольфрам, М—молибден, Ю—алюминий К—кобальт.

Цифры справа (после букв) указывают содержание основного легирующего элемента в целых процентах.

Пример: 40ХНЗ—хромоникелевая сталь с содержанием углерода 0,40% (до 0,42%) и никеля около 3%.

II. При обозначении стали по способу её получения в жидком состоянии перед маркой слева пишут буквы: М—мартеновская, Б—бессемеровская, Т—томасовская, Э—электро- сталь.

III. Сталь по механическим качествам (поковки) обозначают: КТ-35; КТ-40, КТ-45; КТ-55; КТ-60; КТ-70; КТ-75; КТ-80. При этом КТ значит качественная термически обработанная сталь, двузначные числа—значение предела текучести в кг/мм².

Таблица 21

Классификация стали по способу её получения в жидком состоянии

Наименование стали	Плавильное оборудование
Мартеновская основная	Выплавление в пламенных регенеративных печах (стационарная или качающаяся ванна); под-основной магнезитовый или доломитовый;
Кислая	То же, но под футерован кислым (кварц) огнеупором
Бессемеровская	Продувание воздуха через расплавленный чугун в конвертере, футерованном диносовой кладкой или набойкой
Томасовская	То же в конвертере, футерованном основной доломитовой набойкой
Электросталь	Выплавление в электрических печах преимущественно основных дуговых
Тигельная	Выплавление в огнеупорных тиглях (вместимость от 20 до 40 кг)

Примечание. Применяются также комбинированные процессы: дуплекс-процесс (бессемеровский конвертор—мартеновская печь или бессемеровский конвертор—электропечь и т. д.), триплекс-процесс (бессемеровский конвертор—мартеновская печь—электропечь и т. п.), свойства стали по последнему плавильному агрегату.

Таблица 22

Классификация стали по методу придания формы и размеров

Наименование стали	Характеристика механических свойств
Литая	Понижены по сравнению с кововой или катаной и зависят в большей степени от места взятия проб
Кованая	Отличаются в зависимости от места и направления проб
Катаная	Различны поперёк и вдоль проката (в последнем случае более высокие свойства)

Таблица 23

Классификация стали по применению

Класс стали	Объединяемые группы стали
Конструкционная	Цементируемая (малоуглеродистая, С<0,25%) Улучшаемая (среднеуглеродистая—С=0,35—0,55%)
Инструментальная	Углеродистая Легированная Штамповая Быстрорежущая
Сталь с особыми свойствами	Жароупорная теплоустойчивая (жаропрочная) и износостойчивая, с особыми магнитными свойствами, высокого электросопротивления, холодоустойчивая и т. д.

Таблица 24

Классификация стали по химическому составу

Наименование	Содержание основных элементов
Углеродистая конструкционная: с нормальным содержанием марганца с повышенным содержанием марганца	С до 0,75%; Мп ~0,8% ~0,75% С и 1,2% Мп; ~0,55% С и 1,8% Мп
Углеродистая инструментальная. Низколегированная	С>0,6% и Мп до 0,4% Общее содержание легирующих элементов не выше 3%
Среднелегированная	Общее содержание легирующих элементов от 3 до 5,5%
Высоколегированная	Общее содержание легирующих элементов выше 5,5%

Примечание. Легированная сталь делится (по преобладающим элементам) на хромистую, никелевую, молибденовую и т. д.

ВЛИЯНИЕ ХИМИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СТАЛИ

В технических сортах железа (Fe) содержится известное незначительное количество примесей (Mn, Si, C, P, S). Так, например, в электролитическом железе C — 0,008, Mn — 0,036, P — 0,005%. Железо — пластично, поддается деформации и обладает хорошей свариваемостью.

Сплавы железа с содержанием углерода до 1,7% образуют сталь, с более высоким содержанием углерода — чугун.

Углерод (C) повышает прочность и предел текучести стали. С повышением содержания C в стали снижаются показатели пластических свойств, вязкость, сопротивление удару и ухудшается её свариваемость, но повышаются твердость, упругость и способность стали закаливаться.

С увеличением содержания углерода повышается хрупкость стали.

Кремний (Si) несколько повышает прочность и предел текучести стали. Содержание Si выше 0,12% понижает свариваемость стали; выше 2% — понижает сопротивление удару, но повышает упругость стали; более высокое содержание Si повышает хрупкость стали.

Марганец (Mn) повышает предел текучести стали, сопротивление разрыву и удару; понижает вредное влияние серы, сообщает повышенную чувствительность стали к перегреву.

Никель (Ni) повышает предел текучести, вязкость, сопротивление удару, сопротивление атмосферной коррозии. При содержании Ni 25% сталь не ржавеет.

Хром (Cr) повышает предел прочности, предел текучести, твердость и износостойчивость стали, сопротивление атмосферной коррозии, но увеличивает её хрупкость, снижает теплопроводность стали, уменьшает опасность перегрева при горячей обработке давлением и термической обработке, повышает пластичность и вязкость, увеличивает прокаливаемость стали.

Ванадий (V) до 0,2% повышает механические свойства стали (только при содержании углерода выше 0,3%), прочность, вязкость и предел упругости, уменьшает чувствительность стали к перегреву (вредное влияние марганца в этом отношении).

Вольфрам (W) повышает вязкость, твердость и предел прочности.

Сера (S) делает сталь красноломкой; допускается не более 0,04%.

Фосфор (P) повышает сопротивление стали атмосферной коррозии, но делает сталь хладноломкой; допускается не более 0,04%.

Медь (Cu) повышает предел текучести стали, сопротивление атмосферной коррозии.

Молибден (Mo) сообщает стали мелкозернистость, повышает прочность при равных показателях пластичности, увеличивает прокаливаемость, повышает сопротивление ползучести (крипу), устраняет склонность хромистой стали к отпускной хрупкости и к росту зерна при перегреве.

Таблица 25
Удельный вес стали γ в г/см³

Марка	γ	Марка	γ	Марка	γ
08	7,83	50Г2	7,785	12ХН2	7,88
10	7,83	15Х	7,827	12ХН3	7,884
15	7,82	20Х	7,826	30ХН3	7,83
20	7,82	30Х	7,825	40ХН3	7,827
25	7,82	35Х	7,818	12Х2Н4А	7,84
30	7,817	40Х	7,817	12ХНВ	7,94
35	7,817	45Х	7,816	25ХНВ	7,898
40	7,815	50Х	7,821	ШХ9	7,79
45	7,814	35ХС	7,74	ШХ15	7,811
50	7,811	40ХС	7,735	55С2	7,68
55	7,82	40Х2Г	7,855	60С2	7,68
60	7,8	25СГ	7,78	50ХГ	7,812
65	7,81	35СГ	7,8	А12	7,837
70	7,81	50СГ	7,76	Г12	8,0
15Г	7,816	20ХГС	7,76	Х13	7,75
20Г	7,814	25ХГС	7,76	2Х13	7,75
30Г	7,812	30ХГС	7,75	3Х13	7,76
40Г	7,81	35ХГС	7,755	Х6М	7,76
50Г	7,806	25Н	7,835	Х8С	7,62
60Г	7,814	30Н	7,82	Х10СМ	7,62
65Г	7,812	40Н	7,84	Х17	7,72
10Г2	7,801	25Н3	7,85	Х25	7,65
30Г2	7,807	20ХН	7,871	Х18Н9	7,9
35Г2	7,79	30ХН	7,869	Х18Н9Т	7,9
40Г2	7,799	40ХН	7,82	Х14Н14В	8,0
45Г2	7,8	50ХН	7,861		

Примечание. Для более укрупнённых расчётов можно применять следующие средние показатели: для углеродистой стали обыкновенного качества прокатной и литой — 7,85; для хромистой — 7,74; для рельсовой — 7,83;

Таблица 26
Механические свойства и нормы испытания на изгиб
стали группы А (по ГОСТ 380-50)

Марка	Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Относительное удлинение в % не менее			Предел текучести в кг/мм ² не менее	Толщина оправки d в зависимости от толщины образца a при испытании на изгиб в холодном состоянии на 180°
		при $\sigma_{0.2}$ в кг/мм ²	δ_{10}	δ_5		
Ст, Ос	32÷47	32÷47	18	22	19	$d=2a$
Ст. 1	32÷40	32÷40	28	33	—	$d=0$
Ст. 2	34÷42	34÷42	26	31	22	$d=0$
Ст. 3	38÷47	38÷40	23	27	24	$d=0$
Ст. 4	42÷52	41÷43	22	26	26	$d=2a$
		44÷47	21	25		
		42÷44	21	25		
		45÷48	20	24		
Ст. 5	50÷62	49÷52	19	23	28	$d=3a$
		50÷53	17	21		
		54÷57	16	20		
Ст. 6	60÷72	58÷62	15	19	31	—
		60÷63	13	15		
		64÷67	12	14		
Ст. 7	70 и более	68÷72	11	13	—	—
		70÷74	9	11		
		75÷79	8	10		
		От 80 и более	7	9		

Таблица 27

Химический состав обыкновенной углеродистой стали группы В
(по ГОСТ 380-50)

Марка	Химический состав в %				
	C	Mn	Si в спокойной стали	S	P
Сталь мартеновская					
МСт. 0	До 0,23	—	—	0,060	0,070
МСт. 1	0,07÷0,12	0,35÷0,50	—	0,055	0,050
МСт. 2	0,09÷0,15	0,35÷0,50	—	0,055	0,050
МСт. 3	0,14÷0,22	0,40÷0,60	0,12÷0,30	0,055	0,050
МСт. 4	0,18÷0,27	0,40÷0,70	0,12÷0,30	0,055	0,050
МСт. 5	0,28÷0,37	0,50÷0,80	0,17÷0,35	0,055	0,050
МСт. 6	0,38÷0,50	0,50÷0,80	0,17÷0,35	0,055	0,050
МСт. 7	0,50÷0,63	0,55÷0,85	0,17÷0,35	0,055	0,050
Сталь бессемеровская					
БСт. 0	До 0,14	—	—	0,070	0,090
БСт. 3	До 0,12	0,25÷0,55	0,10÷0,35*	0,065	0,085
БСт. 4	0,12÷0,20	0,35÷0,55	0,10÷0,35*	0,065	0,085
БСт. 5	0,17÷0,30	0,50÷0,80	0,10÷0,35	0,065	0,085
БСт. 6	0,26÷0,40	0,60÷0,90	0,10÷0,35	0,065	0,085
Сталь томасовская (по ГОСТ 380-41)					
ТСт. 0	До 0,14	—	—	0,070	0,090
ТСт. 3	До 0,12	0,25÷0,55	0,10÷0,35	0,065	0,080
ТСт. 4	0,13÷0,20	0,40÷0,70	0,10÷0,35	0,065	0,080
ТСт. 5	0,21÷0,30	0,50÷0,80	0,10÷0,35	0,065	0,080

* В кипящей стали—следы Si.

Таблица 28

Механические свойства заготовок для паровозных осей (по ГОСТ 3281-46)

Термическая обработка	Предел прочности при растя- жении σ_b в кг/мм ²	Относительное удлинение образца δ_5 в % (не менее)	Ударная вязкость в кгм/см ²	
			среднее значение по четырем образ- цам (не менее)	наименьшее значе- ние для каждого образца
Нормализация с 820°	53 ÷ 58	23	7	3,5
Отпуск при 600— 670°	58,1÷61 Более 61	22 21	6 5	3 2,5
Химический состав: C=0,35—0,45; Mn=0,5—0,8; Cr=0,3; Ni=0,5; S≤0,5; P<0,5; Si=0,15—0,35.				

Таблица 29

Механические свойства стали (углеродистой горяче-
катаной) для котельных связей (по ГОСТ 536-41)

Марка стали	Предел проч- ности при растяжении в кг/мм ²	Относительное удлинение		Пробка на осадку в хо- лодном состо- янии по ОСТ 1686 $X = \frac{h_1}{h}$
		δ_{10}	δ_5	
Ст. 1	32—40	28	33	0,3
Ст. 2	34—42	26	31	0,4
Ст. 3	38—47	24	28	0,4

Таблица 30

Механические свойства стали для мостостроения
(по ОСТ 12535-38)

Характеристика и виды испытаний	Марка стали	
	Ст. 3 листовая, фасонная и полосо- вая	Ст. 2 мосто- вая круглая для заклёпок
Предел прочности в кг/мм ²	38÷45	34÷42
Предел текучести в кг/мм ² (не менее) . .	23	—
Относительное удлине- ние в % (не менее): δ_{10}	24	26
δ_5	28	31
Ударная вязкость в кгм/см ² в продольном образце	10	—
То же в поперечном об- разце	7	—
Проба на изгиб (по ОСТ 1683-80) в холод- ном и горячем состоя- нии	d=0	—
Проба на незакаливае- мость изгибом (по ОСТ 1684-30)	d=3a	d=0
Проба на осадку (по ОСТ 1686-30): в холодном состоя- нии $x = \frac{h_1}{h}$	—	До 1/8 высоты
в горячем состоянии	—	До 1/8 высоты
Проба на образование головки и на распуш- ивание в холодном состоянии	—	До 2,5 диа- метра

Примечания. 1. Содержание серы в
обеих марках не более 0,05%, фосфора в мар-
ках Ст. 2 не более 0,04% и в Ст. 3 не более
0,045%.

2. Для придания стали марок Ст. 3 мосто-
вая и Ст. 2 мостовая повышенной устойчивости
против коррозии по соглашению сторон вводится
добавка меди.

Таблица 31

Химический состав и механические свойства углеродистой конструкционной стали (по ГОСТ В-1050-41)

Марка	Химический состав в %							Твёрдость по Бринеллю (не более)		Предел проч- ности при растяжении в кг/мм ²	Предел те- кучести в кг/мм ²	Удлинение δ, в %	Сужение по- лощади по- перечного сечения в %
	C	Mn	Si	Ni	Cr	P	S	горяче- ката- ная сталь	отож- жённая сталь				
не более									не более				
08	0,05÷0,12	0,25÷0,50	≤0,03	0,30	0,15	0,040	0,040	131	—	32	18	33	60
10	0,05÷0,15	0,35÷0,65	0,17÷0,37	0,30	0,15	0,045	0,045	137	—	32	18	31	55
15	0,10÷0,20	0,35÷0,65	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	143	—	35	21	27	55
15Г	0,10÷0,20	0,70÷1,00	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	163	—	40	23	24	55
20	0,15÷0,25	0,35÷0,65	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	156	—	40	24	25	55
20Г	0,15÷0,25	0,70÷1,00	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	197	—	43	25	22	50
25	0,20÷0,30	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	170	—	43	26	22	50
30	0,25÷0,35	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	179	—	48	28	20	50
35	0,30÷0,40	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	187	—	52	30	18	45
40	0,35÷0,45	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	217	197	57	32	17	45
45	0,40÷0,50	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	241	207	60	34	15	40
50	0,45÷0,55	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	241	217	63	35	13	40
55	0,50÷0,60	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	255	229	64	36	12	35
50	0,55÷0,65	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	255	229	65	37	10	35
65	0,60÷0,70	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	255	229	66	38	10	30
70	0,65÷0,75	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,045	0,045	269	229	67	39	8	30
30Г	0,25÷0,35	0,70÷1,00	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,040	0,045	217	187	55	29	15	45
40Г	0,35÷0,45	0,70÷1,00	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,040	0,045	229	207	60	33	14	45
50Г	0,45÷0,55	0,70÷1,00	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,040	0,045	255	229	65	37	11	40
60Г	0,55÷0,65	0,70÷1,00	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,040	0,045	269	229	70	38	9	35
65Г	0,60÷0,70	0,90÷1,20	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,040	0,045	269	229	75	40	8	35
70Г	0,65÷0,75	0,90÷1,20	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,040	0,045	269	229	80	42	7	30
30Г2	0,25÷0,35	1,40÷1,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,040	0,045	241	229	60	35	15	45
35Г2	0,30÷0,40	1,40÷1,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,040	0,045	241	207	63	37	13	40
40Г2	0,35÷0,45	1,40÷1,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,040	0,045	255	217	67	39	12	40
45Г2	0,40÷0,50	1,40÷1,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,040	0,045	269	229	70	41	11	40
50Г2	0,45÷0,55	1,40÷1,80	0,17÷0,37	0,30	0,30	0,040	0,045	269	229	75	43	10	35

Примечание. Буква Г означает повышенное содержание марганца, цифра после Г — приблизительное содержание марганца.

Таблица 31а

Механические свойства проволоки из низкоуглеродистой конструкционной стали (по ГОСТ 1798-49)

Диаметр проволоки в мм	Предел прочности при растяжении для стали марок			Число перегибов для стали марок	
	0,8	10 и 10 кп	15, 15 кп и 20	08 кп, 10 и 10 кп	15, 15 кп и 20
	в кг/мм ² не менее				
0,4—0,7	50	55	60	—	—
0,8—2,5	45	50	55	6	6
2,8—5	40	45	50	6	5
5,5—10	35	40	45	5	4

Таблица 32

Химический состав рельсовой стали

Рельсы железнодорожные широкой колеи (по ОСТ 4118-32 с поправками 1938 г.)

Сталь	Сорт рельсов	Тип рельсов	Содержание элементов в %				
			C	Mn	Si	S	P
						не более	
Мартеновская	I II	I A	0,53—0,70	0,60—0,90	0,15—0,30	0,05	0,05
		IIA—IIIA	0,50—0,67	0,60—0,80	0,15—0,30	0,05	0,05
		IV	0,50—0,73	0,30—1,0	Не нормируется	0,06	0,05
		IIIA—IIIA	0,47—0,70	0,50—1,0		0,06	0,055
Бессемеровская	I II	Все	0,40—0,54	0,60—1,10	То же	0,06	0,08
		Все	0,37—0,57	0,50—1,20	То же	0,07	0,085
Томасовская	I	Все	Не нормируется		То же	0,05	0,07

Таблица 33

Химический состав и механические свойства качественной рессорно-пружинной стали
(по ГОСТ В-2052-43)

Марка	Химический состав в %							Термообработка (ориентировочно)						
	C	Mn	Si	Cr	Ni	W _o	V _a	Температура закалки в °С	Среда	Температура отпус-ка в °С	Механические свойства			
											предел про-чноты при растяже-нии в кг/мм ²	предел текучести в кг/мм ²	удли-нение в %	сужение пло-щади попереч-ного сече-ния в %
65	0,60±0,70	0,50±0,80	0,17±0,37	<0,3	<0,3	—	—	830	Масло	380	255	100	80	35
70	0,65±0,75	0,50±0,80	0,17±0,37	<0,3	<0,3	—	—	820	»	380	269	105	85	30
75	0,70±0,80	0,45±0,75	0,15±0,30	<0,3	<0,5	—	—	810	»	380	285	110	90	30
85	0,80±0,90	0,45±0,75	0,15±0,30	<0,3	<0,5	—	—	810	»	380	302	115	100	30
65Г	0,60±0,70	0,70±1,00	0,17±0,37	<0,3	<0,5	—	—	820	Воздух	—	269	70	38	35
55ГС	0,50±0,60	0,60±0,90	0,50±0,80	<0,3	<0,5	—	—	830	»	—	285	65	35	35
55С2	0,50±0,60	0,60±0,90	1,50±2,00	<0,3	<0,5	—	—	880	Масло	400—510	285	130	120	25
60С2	0,55±0,65	0,60±0,90	1,50±2,00	<0,3	<0,5	—	—	860	»	400—510	302	160	140	20
60С2А	0,55±0,65	0,60±0,90	1,50±2,00	<0,3	<0,5	—	—	850	»	400—510	302	180	160	25
70С3А	0,65±0,75	0,60±0,90	2,40±2,80	<0,3	<0,5	—	—	850	»	490	302	130	110	35
50ХГ	0,45±0,55	0,70±1,00	0,15±0,30	0,90±1,20	<0,2	—	—	850	»	490	302	130	120	35
50ХГА	0,45±0,55	0,80±1,00	0,15±0,30	0,95±1,20	<0,2	—	—	850	»	400—450	302	130	110	45
60С2ХА	0,45±0,55	0,40±0,70	1,40±1,80	0,70±1,00	<0,3	—	—	860	»	420	302	180	160	20
50ХФА	0,45±0,55	0,30±0,60	0,15±0,30	0,75±1,10	<0,3	0,15±0,25	—	860	»	450	302	190	170	20
60С2ХФА	0,55±0,65	0,45±0,70	1,40±1,80	0,90±1,20	<0,3	0,10±0,20	—	840	»	450	302	190	170	20
65С2ВА	0,60±0,70	0,70±1,00	1,50±2,00	<0,3	<0,3	0,80±1,20	—	840	»	450	302	190	170	20
60С2Н2А	0,55±0,65	0,45±0,70	1,40±1,80	<0,3	1,40±1,80	—	—	840	»	400	302	175	160	20

Таблица 34

Химический состав и механические свойства легированной конструкционной стали
(по ГОСТ 7124)

Марка стали	Х и м и ч е с к и й с о с т а в в %							Твёрдость по Бринеллю не более		Закалка в °С		От- пуск в °С	Предел прочности при ра- стяжении в кг/мм²	Предел текуче- сти в кг/мм²	Удли- нение δ _b в %	Сужение попереч- ного се- чения в %	Удар- ная вяз- кость в кг·м/см²
	C	Mn	Si	Cr	Ni	V	Mo	не- отож- жён- ная	отож- жён- ная	первая	вторая						
15Х	0,10÷0,20	0,30÷0,60	0,17÷0,37	0,70÷1,0	—	—	—	241	179	860	780	200	70	50	8	40	—
15ХА	0,12÷0,20	0,30÷0,60	0,17÷0,37	0,70÷1,0	—	—	—	241	179	860	—	—	—	—	—	—	—
20Х	0,15÷0,25	0,30÷0,60	0,17÷0,37	0,70÷1,0	—	—	—	241	179	860	—	500	80	60	12	50	—
30Х	0,25÷0,35	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,80÷1,0	—	—	—	241	187	860	—	500	90	70	11	45	—
35Х	0,30÷0,40	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,80÷1,0	—	—	—	241	197	860	—	500	95	75	10	45	—
38ХЛ	0,34÷0,42	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,80÷1,0	—	—	—	—	—	850	—	500	100	80	9	45	—
40Х	0,35÷0,45	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,80÷1,0	—	—	—	241	207	840	—	500	105	85	8	40	—
45Х	0,40÷0,50	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,80÷1,0	—	—	—	241	229	—	—	—	—	—	—	—	—

Хромистая

Продолжение табл. 34

Марка стали	Химический состав в %							Твёрдость по Бринеллю не более	Закалка в °С		От- пуск в °С	Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Предел текучести в кг/мм ²	Удли- нение δ ₅ в %	Сужение попереч- ного се- чения в %	Удар- ная вяз- кость в кгм/см ²		
	C	Mn	Si	Cr	Ni	V	Mo		первая									
									не- отож- жён- ная	отож- жён- ная								
Хромомолибденовая																		
15ХФ	0,12±0,20	0,30±0,60	0,17±0,37	0,8±1,1	—	—	0,1±0,2	—	241	187	860	780	200	80	60	12	50	—
Хромованадиевая																		
30ХМА	0,25±0,35	0,40±0,70	0,17±0,37	0,8±1,1	—	—	0,15±0,25	241	229	880	—	560	95	75	12	50	9	—
Никельмолибденовая																		
15НМ	0,10±0,20	0,40±0,70	0,17±0,37	—	1,5±2,0	—	0,2—0,3	241	207	860	780	200	85	65	11	50	—	—
Хромоникелевая																		
40ХН	0,35±0,45	0,50±0,80	0,17±0,37	0,45±0,75	1,0±1,5	—	—	241	<207	820	—	500	100	80	10	45	6	—
50ХН	0,45±0,55	0,50±0,80	0,17±0,37	0,45±0,75	1,0±1,5	—	—	241	<207	820	—	500	110	85	8	40	4	—
12ХН2	<0,17	0,30±0,60	0,17±0,37	0,6±0,9	1,5±2,0	—	—	241	<207	860	780	200	80	60	12	50	8	—
12ХН2А	<0,17	0,30±0,60	0,17±0,37	0,6±0,9	1,5±2,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12ХН3	<0,17	0,25±0,55	0,17±0,37	0,8±1,1	2,75±3,25	—	—	241	<217	860	780	200	95	70	10	50	—	—
12ХН3А	<0,17	0,25±0,55	0,17±0,37	0,6±0,9	2,75±3,25	—	—	—	—	820	—	500	—	—	—	—	—	—
12ХН4	<0,17	0,30±0,60	0,17±0,37	1,25±1,75	3,25±3,75	—	—	—	<269	880	780	200	110	85	10	50	9	—
12ХН4А	<0,17	0,30±0,60	0,17±0,37	0,6±0,9	2,75±3,25	—	—	269	<241	820	—	500	100	85	10	50	9	—
20ХН3А	0,15±0,25	0,30±0,60	0,17±0,37	0,6±0,9	2,75±3,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Хромомарганцевая																		
20ХГ	0,15±0,25	0,9±1,2	0,17±0,37	0,9±1,2	—	—	—	241	<187	—	—	—	—	—	—	—	—	—
15ХГ	0,1—0,2	1,1±1,4	0,15±0,3	0,4±0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Примечания. 1. Содержание S и P допускается по ГОСТ 7124 для качественной стали не более 0,04% каждого, для высококачественной — не более 0,03%. S и не более 0,035%. P.

2. Охлаждающая среда закалки — масло, для марок 15Х и 15ХФ — вода, для марки 18ХНВА — воздух.

Примечания. 1. Содержание S и P допускается по ГОСТ 7124 для качественной стали не более 0,04% каждого, для высококачественной — не более 0,03% S и не более 0,035% P.

2. Охлаждающая среда закалки — масло, для марок 15Х и 15ХФ — вода, для марки 18ХНВА — воздух.

Таблица 33

Химический состав и механические свойства легированной стали
(Проект ГОСТ)

Марка стали	Х и м и ч е с к и й с о с т а в в %							Твёрдость по Бринеллю не более	Закалка в °С		От- пуск в °С	Предел прочности при растя- жении в кг/мм²	Предел текуче- сти в кг/мм²	Удли- нение в %	Сужение поперече- ного сече- ния в %	Удар- ная вяз- кость в кгм/см²
	C	Mn	Si	Cr	Ni	V	Mo		не- отож- жён- ной	отож- жён- ной						
Хромистая																
50X	0,45±0,55	0,50±0,80	0,15±0,30	0,80±1,0	<0,3	—	—	255	229÷156	—	—	85	80	9	40	6
20X3	0,15±0,25	0,60±0,60	0,15±0,30	2,6±3,2	—	—	—	255	217—131	880	860	110	50	7	45	6
Хромомолибденовая																
20XM	0,15±0,25	0,40±0,70	0,15±0,30	0,8±1,1	—	—	—	—	229÷156	—	—	—	—	—	—	—
35XM	0,30±0,40	0,40±0,70	0,15±0,30	0,8±1,1	—	—	—	255	229÷156	860	620	95	75	10	40	6
35X2M	0,30±0,40	0,40±0,70	0,15±0,30	1,6±1,9	—	—	—	—	269÷187	870	630	95	75	10	40	6
Хромовапнидиевая																
30XΦ	0,25±0,35	0,50±0,80	0,15±0,30	0,8±1,1	—	—	—	241	217÷149	880	600	90	70	10	45	7
40XΦ	0,35±0,45	0,50±0,80	0,15±0,30	0,8±1,1	—	—	—	255	229÷156	880	650	90	70	10	45	7
Никелевая																
25N	0,20±0,30	0,50±0,80	0,15±0,30	—	0,50±0,9	—	—	241	207÷131	860	650	50	30	20	50	7
30N	0,25±0,35	0,50±0,80	0,15±0,30	—	0,9±1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
40N	0,37±0,45	0,50±0,80	0,15±0,30	—	0,9±1,2	—	—	241	207÷143	850	650	64	35	16	40	5
25N3	0,20±0,30	0,40±0,70	0,15±0,30	—	2,75±3,25	—	—	255	217÷149	840	520	80	60	7	45	6
Хромоникелевая																
15XH	0,10±0,20	0,3±0,6	0,15±0,30	0,45±0,75	1,0±1,5	—	—	241	197÷126	860	180	80	60	10	45	8
20XH	0,15±0,25	0,4±0,7	0,15±0,30	0,45±0,75	1,0±1,5	—	—	241	197÷126	840	500	80	60	10	45	8
30XH	0,25±0,35	0,5±0,8	0,15±0,30	0,45±0,75	1,0±1,5	—	—	241	207÷131	820	500	90	70	9	40	6
20XH2	0,17±0,25	0,3±0,6	0,15±0,30	0,6±0,9	2,0±2,5	—	—	255	217÷143	820	500	90	70	9	40	7
30XH3	0,25±0,35	0,3±0,6	0,15±0,30	0,6±0,9	2,75±3,25	—	—	269	255÷170	820	530	100	80	9	45	7
40XH3	0,33±0,42	0,3±0,6	0,15±0,30	1,2±1,6	3,0±3,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
25XH4	0,17±0,27	0,3±0,6	0,15±0,30	0,8±1,1	4,0±4,5	—	—	—	269±187	820	530	100	80	8	45	7
35XH2	0,3±0,4	1,6±1,9	0,15±0,30	0,4±0,7	—	—	—	—	229—170	810	620	85	70	10	40	6
40XH2	0,35±0,42	0,7±1,0	0,15±0,30	1,2±1,5	—	—	—	—	255÷170	850	540	100	80	10	40	7

Примечания. 1. Содержание S и P допускается для качественной стали не более 0,04% каждого, для высококачественной — не более 0,03% S и не более 0,035% P.
2. Охлаждающая среда закалки — масло. для марок 20X3, 25N3, 15XH, 20XH и 20XH2 — вода или масло.

Примечания. 1. Содержание S и P допускается для качественной стали не более 0,04% каждого, для высококачественной не более 0,03% S и не более 0,035% P.
2. Охлаждающая среда закалки — масло, для марок 20X3, 25N3, 15XH, 20XH и 20XH2 — вода или масло.

Таблица 36
Химический состав и механические свойства азотируемой и сложенлегированной стали
(по ГОСТ 7124)

Марка стали	Химический состав в %											Твёрдость по Бринеллю не более		Закалка °С		Отпуск в °С	Предел прочности при растя- жении в кг/мм²	Предел те- кущий в кг/мм²	Удлинение в %	Сжатие по- сечению в %	Ударная вязкость в кг·см/см²		
	C	Mn	Si	Cr	Ni	W	V	Mo	Al	Ti	не более		не- отож- жённая	отож- жённая	пер- вая вы- со- та							втор- ная	
											S	P											
Азотируемая																							
35X10A	0,30÷0,40	0,30÷0,60	0,17÷0,37	1,35÷1,65	—	—	—	—	—	0,65÷1,25	—	0,030	0,035	—	229	950	—	650	95	75	10	50	8
35X10H4	0,30÷0,38	0,30÷0,60	0,17÷0,37	1,35÷1,65	—	—	—	—	—	0,75÷1,25	—	0,030	0,035	—	229	950	—	650	100	85	15	50	9
Сложенлегированная																							
30X7C	0,25÷0,35	0,80÷1,10	0,90÷1,20	0,80÷1,10	—	—	—	—	—	—	—	0,040	0,040	255	229	880	—	520	100	80	10	45	5
30X7CA	0,15÷0,22	0,25÷0,55	0,17÷0,37	1,35÷1,65	4,10÷4,60	0,8÷1,20	—	—	—	—	—	0,030	0,035	—	—	950	850	200	115	85	12	50	9
18X1HBA	0,20÷0,30	0,25÷0,55	0,17÷0,37	1,35÷1,65	4,10÷4,60	0,8÷1,20	—	—	—	—	—	0,030	0,035	—	—	850	—	560	110	95	11	45	9
25X1HBA	0,20÷0,30	0,25÷0,55	0,17÷0,37	1,35÷1,65	4,10÷4,60	0,8÷1,20	—	—	—	—	—	0,030	0,035	—	—	850	—	560	110	95	11	45	9

Примечание. Охлаждающая среда закалки—масло, для марки 18HBA—воздух.

Примечание. Охлаждающая среда закалки—масло, для марки 18HBA—воздух.

Таблица 37
Химический состав и механические свойства азотируемой и сложенлегированной стали
(Проект ГОСТ)

Марка стали	Химический состав в %										Твёрдость по Бринеллю		Отпуск в °С	Закалка в °С	Предел прочности при растя- жении в кг./мм. ²	Предел те- кучести в кг./мм. ²	Удлинение в %	Сужение по- сечению в %	Ударная вязкость в кг./см. ²				
	C	Mn	Si	Cr	Ni	W	V	Mo	Al	Ti	не более												
											S	P											
40ХЮ	0,35÷0,45	0,30±0,60	0,15÷0,30	1,35÷1,65	—	—	—	—	0,70÷1,10	—	0,030	0,035	—	229±156	950	650	95	75	9	40	7		
40ХМЮ	0,35÷0,45	0,30±0,60	0,15÷0,30	1,35÷1,65	—	—	—	—	0,70÷1,10	—	0,030	0,035	—	229±156	950	650	100	85	10	40	7		
Азотируемая																							
20ХГС	0,17÷0,25	1,00±1,30	0,90÷1,20	0,90÷1,20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	241	207±143	880	500	80	60	10	40	6	
25ХГС	0,20÷0,30	0,80±1,10	0,90÷1,20	0,80÷1,10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	255	217±149	880	520	80	60	10	40	6	
35ХГС	0,30÷0,40	0,80±1,10	0,90÷1,20	0,80÷1,10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	269	241±163	880	550	100	80	10	40	5	
15Х2Г2Т	0,13÷0,18	1,50±1,70	0,15÷0,30	1,50±1,80	—	—	—	—	0,06±0,12	—	0,050	0,050	—	—	—	—	—	110	95	10	45	8	
40Х2Г2Т	0,35±0,43	0,70±1,00	0,15÷0,30	1,50±1,80	—	—	—	—	0,30±0,50	—	0,040	0,040	—	—	—	840	550	110	95	10	45	8	
35Х2Г2Т	0,30±0,40	0,30±0,65	0,55÷0,90	1,30±1,60	—	—	—	—	0,25±0,40	—	0,040	0,040	—	—	—	890	600	95	80	8	40	5	
25ХМФ	0,22÷0,30	0,40±0,70	0,15÷0,30	1,30±1,60	—	—	—	—	0,20÷0,30	0,15±0,30	0,040	0,040	—	—	—	860	620	80	60	10	45	6	
35ХМФ	0,30±0,40	0,40±0,70	0,15÷0,30	1,30±1,60	—	—	—	—	0,20÷0,30	0,15±0,30	0,050	0,050	—	—	—	860	620	90	80	7	30	6	
50ХМФ	0,45±0,55	0,70±1,00	0,15÷0,30	1,30±1,60	—	—	—	—	0,20÷0,30	0,15±0,30	0,050	0,050	—	—	—	790	140	100	80	9	45	5	
12Х2Н3М	0,10±0,17	0,30±0,60	0,15÷0,30	1,45±1,75	2,75±3,25	—	—	—	0,25±0,40	—	0,050	0,050	—	—	—	—	—	100	80	10	45	8	
35ХНМ	0,30±0,40	0,30±0,60	0,15÷0,30	0,80±1,20	1,40±1,80	—	—	—	0,15±0,30	—	0,050	0,050	—	—	—	850	600	100	80	10	45	8	
40ХНМ	0,35±0,45	0,40±0,70	0,15÷0,30	0,60±0,90	1,25±1,75	—	—	—	0,15±0,30	—	0,030	0,035	—	—	—	—	—	100	80	10	45	8	
35ХН2М	0,28±0,38	0,40±0,70	0,15÷0,30	0,70±1,10	2,75±3,25	—	—	—	0,20±0,30	—	0,030	0,035	—	—	—	—	—	105	90	—	—	—	7
30ХН2МФ	0,25±0,35	0,30±0,60	0,15÷0,30	0,60±0,90	2,60±2,90	—	—	—	0,15±0,30	0,15±0,30	0,030	0,035	—	—	—	850	600	105	90	—	—	7	
45ХН2МФ	0,42±0,50	0,50±0,80	0,15÷0,30	0,80±1,20	1,30±1,80	—	—	—	0,05±0,15	0,15±0,35	0,030	0,035	—	—	—	850	600	105	90	8	30	7	

Тепловые характеристики конструкционной стали

Марки стали	Коэффициент линейного расширения $\alpha=10^6$				Теплоёмкость С в кал/г °С				Теплопроводность λ в кал/см сек °С				Температуропроводность $a=(\frac{\lambda}{\gamma \cdot c})$ в см²/сек			
	20—100°	20—200°	20—300°	20—600°	0—100°	0—200°	0—400°	0—600°	100°	200°	400°	500°	100°	200°	400°	500°
08	11,6	12,6	13,0	14,6	0,111	0,114	0,122	0,135	0,193	0,165	0,123	0,109	0,224	0,185	0,129	0,102
10	11,6	12,6	13,0	14,6	0,110	0,114	0,122	0,135	0,193	0,165	0,123	0,109	0,224	0,185	0,129	0,102
15	11,9	12,5	13,6	14,2	0,112	0,114	0,123	0,136	0,185	0,159	0,113	0,098	0,210	0,168	0,112	0,082
20	11,1	12,1	13,4	14,4	0,112	0,115	0,128	0,136	0,186	0,159	0,114	0,100	0,212	0,174	0,113	0,094
25	11,1	12,3	13,3	14,3	0,112	0,115	0,124	0,136	0,180	0,154	0,105	0,090	0,206	0,170	0,108	0,085
30	12,6	13,9	15,0	15,6	0,112	0,115	0,125	0,136	0,180	0,154	0,105	0,090	0,206	0,170	0,108	0,085
35	11,09	11,89	13,42	14,43	0,112	0,115	0,125	0,136	0,180	0,154	0,125	0,090	0,210	0,172	0,130	0,085
40	12,4	12,6	14,5	14,6	0,112	0,115	0,125	0,137	0,142	0,127	0,112	0,097	0,155	0,142	0,120	0,100
45	11,649	—	—	—	0,112	0,115	0,125	0,137	0,162	0,132	0,085	0,075	0,156	0,147	0,088	0,079
50	12,0	12,4	13,3	14,1	0,114	0,116	0,122	0,136	0,162	0,132	0,095	0,075	0,182	0,146	0,114	0,070
55	11,0	11,8	13,4	14,5	0,114	0,116	0,125	0,136	0,162	0,132	0,085	0,075	0,182	0,148	0,087	0,080
60	11,1	11,9	13,5	14,6	0,115	0,116	0,125	0,137	0,161	0,127	0,086	0,072	0,179	0,142	0,087	0,068
65	11,8	12,6	13,3	14,0	0,115	0,116	0,125	0,137	0,161	0,125	0,086	0,073	0,180	0,142	0,088	0,074
70	11,5	13,3	13,0	13,8	0,115	0,116	0,124	0,135	0,161	0,124	0,087	0,070	0,180	0,141	0,090	0,067
15Г	12,3	13,2	14,9	16,5	0,112	0,114	0,123	0,136	0,185	0,159	0,113	0,098	0,210	0,168	0,112	0,082
20Г	12,3	13,2	14,9	16,5	0,112	0,115	0,128	0,136	0,186	0,159	0,114	0,100	—	—	—	—
30Г	12,6	13,9	15,0	15,6	0,112	0,115	0,125	0,137	0,180	0,154	0,105	0,090	0,206	0,170	0,108	0,085
40Г	9,4	12,0	15,3	17,1	0,116	0,115	0,117	0,181	0,142	0,127	0,112	0,057	0,155	0,142	0,120	0,100
50Г	11,6	11,9	13,8	14,6	0,113	0,115	0,125	0,130	0,092	0,090	0,087	0,082	0,104	0,100	0,089	0,081
60Г	11,1	12,9	14,6	16,8	0,115	0,116	0,126	0,137	—	—	—	—	—	—	—	—
65Г	11,1	11,9	12,9	13,5	0,115	0,116	0,126	0,138	—	—	—	—	—	—	—	—
35Г2	—	—	—	—	—	—	—	—	0,090	0,089	0,086	—	—	—	—	—
45Г2	11,3	—	—	12,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
50Г2	11,3	12,7	—	14,7	—	—	—	—	0,095	0,095	0,086	0,083	—	—	—	—
15Х	11,3	11,6	13,2	14,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20Х	11,3	11,6	13,2	14,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30Х	13,4	13,3	14,8	14,8	—	—	—	—	0,110	0,101	0,085	—	—	—	—	—
35Х	13,4	13,3	14,8	14,8	—	—	—	—	0,110	0,101	0,085	—	—	—	—	—
45Х	—	11,8	13,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20ХФ	12,0	12,5	13	13,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30ХФ	11,0	—	12,9	14,5	—	—	—	—	0,125	0,113	0,100	—	—	—	—	—
40ХФ	11,0	—	12,9	14,5	—	—	—	—	0,125	0,113	0,100	—	—	—	—	—
20ХМ	—	—	—	—	—	—	—	—	0,11	0,105	—	0,095	—	—	—	—
30ХМА	12,3	12,5	13,9	14,4	—	—	—	—	50°—102	300°	0,097	—	—	—	—	—
35ХМ	12,3	12,5	13,9	14,4	—	—	—	—	0,099	0,097	0,094	—	—	—	—	—
35ХС	11,7	12,7	14,0	14,8	—	—	—	—	—	0,088	0,083	—	—	—	—	—
40ХС	11,7	12,7	14,0	14,8	—	—	—	—	—	0,088	0,083	—	—	—	—	—
35С	11,5	12,6	14,1	14,6	—	—	—	—	—	0,108	0,098	—	—	—	—	—
35ХГС	11,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
35ХМФ	11,3	11,7	13,9	14,3	—	—	—	—	0,100	0,099	0,097	—	—	—	—	—
25Н	12,2	12,2	13,8	14,4	—	—	—	—	—	0,120	0,110	0,100	—	—	—	—
30Н	12,2	12,2	13,8	14,4	—	—	—	—	—	0,120	—	—	—	—	—	—
20Н3	10,7	11,7	12,9	13,6	—	—	—	—	—	0,084	0,110	0,100	—	—	—	—
30ХН	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,073	0,080	0,078	—	—	—	—
40ХН	11,8	12,3	13,4	14,0	—	—	—	—	—	—	0,060	0,058	—	—	—	—
50ХН	11,8	—	12,3	14,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12ХН2	12,6	13,8	14,8	14,3	—	—	—	—	При 58°—	0,108	—	0,057	—	—	—	0,057
12ХН3	11,8	13,0	14,7	15,6	—	—	—	—	—	—	0,157	—	—	—	—	0,080
30ХН3	11,6	13,2	13,4	13,5	—	—	—	—	—	0,090	0,083	—	—	—	—	—
40ХН3	11,7	—	12,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12Х2Н4А	11,8	13,0	14,7	15,6	—	—	—	—	—	—	—	0,061	—	—	—	0,050
18ХНВ	14,5	14,5	14,3	14,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
25ХНВ	10,7	13,1	14,6	13,2	—	—	—	—	—	0,063	—	0,061	—	—	—	0,042
35ХНЗМ	10,8	11,6	13,3	13,7	—	—	—	—	0,098	0,090	0,073	—	—	—	—	—
ШХ9	13,0	13,9	15,0	15,2	—	—	—	—	20°—0,096—	0,088	20—45°	0,095	—	—	—	—
ШХ15	14	15,1	15,6	15,8	45°—0,122; 525°—0,188	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
50ХФА	12,4	12,8	13,9	14,5	—	—	—	—	20°—	—	0,0877	20°	0,095	—	—	—
A12	11,9	12,5	13,6	14,2	—	—	—	0,136	0,0958	—	—	—	—	—	—	—
G12	18	—	—	—	0,112	0,114	0,123	—	0,185	0,159	0,113	0,098	—	—	—	—
X13	11,2	12,6	14,1	14,3	0,107	585°—0,220	—	—	0,0442	0,0448	0,0478	—	0,046	—	—	—
2Х13	9,6	10,4	10,9	11,3	20°—0,11	—	—	—	0,055	277°—	—	—	29°—0,071	662°—0,034	—	—
3Х13	11,0	11,3	11,5	—	20°—0,117	—	—	—	20°—0,07	—	—	—	20°—0,082	—	—	—
Х8С	11,1	12,7	14,3	14,2	39°—0,113	281°—0,117	—	—	20°—0,05	—	—	—	20°—0,055	—	—	—
X10CM	11,0	—	—	—	—	—	—	—	569°—	133°—0,039	563°—0,05;	133°—0,045;	563°—0,030	—	—	—
X17	10,8	—	—	—	0,11	—	—	—	0,228	—	—	—	—	—	—	—
X18H9	16,0	16,8	17,5	18,1	—	—	—	—	20°—0,06	—	—	—	—	—	—	—
X18H9T	16,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
X18H25C	14,2	17,5	19,3	19,3	—	0,041	—	0,057	—	—	—	—	—	—	—	—
X14H14B	—	—	17,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 39

Модуль нормальной упругости E кг/мм²
(конструкционной стали)

Марка	Температура в °С			
	20	100	300	500
08	19 000	—	—	—
15	20 200	18 700	17 000	—
20	20 000	—	—	—
25	20 200	20 000	17 900	—
35	20 100	20 100	17 900	—
40	21 350	21 000	19 800	17 950
50	22 000	21 500	20 000	18 000
60	20 800	—	19 300	—
70	21 000	—	—	—
15Г	20 800	—	—	—
20Г	20 800	—	—	—
30Г	21 070	—	—	—
50Г	22 000	21 700	20 800	19 100
30Г2	21 110	—	—	—
35Г2	20 800	—	—	—
15Х	20 700	—	—	—
30Х	21 850	21 500	21 000	17 950
35Х	21 850	21 500	21 000	17 950
40Х	20 000	—	—	—
45Х	—	—	—	21 090
50Х	—	—	—	21 090
20ХФ	18 630	—	—	—
40ХФ	20 170	—	—	—
30ХМА	21 950	21 600	20 500	18 600
35ХМ	21 950	21 600	20 500	18 600
35Х2М	21 950	21 600	20 500	18 600
35ХС	22 300	22 000	21 100	19 250
40ХС	22 300	22 000	21 000	19 250
40Х2Г	20 700	—	—	—
40Х2ГМ	20 700	—	—	—
51Х2Г2Г	21 000	—	—	—
35Г	21 400	21 150	20 500	18 900
35ХМФ	21 700	21 300	20 350	18 350
25Н	21 500	21 000	20 200	18 500
30Н	21 500	21 000	20 200	18 500
25Н3	21 150	20 950	20 100	18 400
12ХН3	20 400	—	—	—
20ХН3	20 300	—	—	—
30ХН3	21 200	21 000	20 200	18 400
40ХН3	19 900	—	—	—
12Х2Н4А	20 400	—	—	—
12ХНВ	20 000	—	—	—
25ХНВ	20 000	—	—	—
Х5ХНМ	20 400	—	—	—
35ХН3М	21 100	20 700	19 600	17 600
ШХ9	21000—22000	—	—	—
ШХ15	21000—22000	—	—	—
55С2	20 000	—	—	—
60С2	20 000	—	—	—
50ХГ	21 300	—	—	—
50ХФА	19 800	20 000	20 500	—
А12	20 200	18 700	17 000	—
Г12	20 800	—	—	—
Х13	21 000	—	—	—
Х18Н9Т	20 000	—	—	—

Примечание. Для укрупнённых расчётов модуль нормальной упругости можно принимать для стали 2 000 000 — 2 100 000 кг/см².

Таблица 40

Механические свойства заготовок для вагонных и тендерных осей

Предел прочности σ при растяжении в кг/мм ²	Относительное удлинение образца δ в % не менее	Ударная вязкость в кгм/см ²	
		среднее значение по четырём образцам	наименьшее значение для каждого образца
52—55,9	23	6	3,5
56—58,9	22	5	3
59—61,9	21	4	2,5
62 и более	20	3,5	2

Таблица 41

Сталь высокой прочности для строительных конструкций

Химический состав и механические свойства	Марки стали		
	НЛ2	НЛ1	ДС (Дворец Советов)
С	0,12—0,18	<0,15	0,12—0,22
Mn	0,5—0,8	0,5—0,8	0,7—1,1
Si	0,3—0,5	0,3—0,5	0,25—0,40
Cu	0,3—0,5	0,3—0,5	0,4—0,7
Cr	0,5—0,8	0,5—0,8	0,4—0,6
Ni	0,3—0,7	0,3—0,7	—
P	<0,04	<0,04	<0,04
S	<0,045	<0,045	<0,040
Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	48—63	≥42	50—62
Предел текучести в кг/мм ² (не менее)	34	30	36
Относительное удлинение в % (не менее)	18	20	20
Ударная вязкость в кгм/см ² (не менее)	8	10	10

Примечание. Марки НЛ1 (прежнее название СХЛ3) и НЛ2 (прежнее название СХЛ2) даны по ГОСТ 5058-49.

Механические свойства рельсовой стали

Таблица 42

Испытание на растяжение образцов $d=15$ мм, $l=150$ мм		Копровое испытание: Вес бабы 500 кг. Расстояние между опорами — 1,05 м. Положение рельса на опорах головкой вверх.				
Сорт рельсов	Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Тип рельсов	Высота подъёма бабы в м	Стрела прогиба после первого удара в мм не более	Стрела прогиба после второго удара (или дополнительных ударов с любой высоты) в мм	
					для бессеменовских и нормальных мартезовских	для твёрдых мартезовских с содержанием $C>0,63\%$
I	70	I-a	8,2	55	90	80
II	55	II-a	7,3			
		III-a	6,1			

Коэффициент линейного расширения, принятый для расчётов в интервале 20—50°, $\alpha \cdot 10^6 = 10,74$

Бандажная сталь
(по ГОСТ 398-31)

Таблица 43

Марка	Химический состав в %					Предел прочности σ_s в кг/мм ²	Относительное		Диаметр отпечатка d в мм не более	Назначение
	C	Mn	Si	P	S		удлинение δ в %	сужение ψ в %		
				не более						
I	0,50 0,65	0,60 0,90	0,15 0,35	0,05	0,05	75	13	16	4,15	Бандажи пассажирских локомотивов всех типов; бегунковые, поддерживающие и сцепные бандажи товарных локомотивов
II	0,55 0,70	0,60 0,90	0,15 0,35	0,05	0,05	80	10	14	—	Бандажи вагонов всех типов
III	0,60 0,75	0,60 0,90	0,15 0,35	0,05	0,05	85	10	14	—	Бандажи тендеров всех типов
IV	0,65 0,80	0,50 0,80	0,15 0,35	0,05	0,05	90	8	12	3,8	Ведущие бандажи товарных локомотивов

Испытание на удар под копром

При осаживании бандажей повторными ударами бабой весом в 1 т и более стрела прогиба f должна быть не менее получаемой по формуле $f > 0,75 \frac{D}{\sigma_s}$, где f — стрела прогиба в % от внутреннего диаметра бандажа, D — наружный диаметр бандажа в мм, σ_s — минимальная норма предела прочности в кг/мм² (по таблице). Высота падения бабы исчисляется по величине работы одного удара, определяемой по формуле $Q \geq 15g$, где Q — работа одного удара в к·м, g — действительный вес испытываемого бандажа в кг.

ЛИСТОВАЯ СТАЛЬ

Таблица 44

Химический состав листовой стали
(по ГОСТ 914-41)

Марка	Химический состав в %				
	C	Mn	Si	P	S
				не более	
08кп	0,05÷0,12	0,25÷0,50	<0,03	0,040	0,040
08	<0,12	<0,55	<0,15	0,040	0,040
10кп	0,05÷0,15	0,25÷0,50	<0,03	0,045	0,045
15кп	0,10÷0,20	0,25÷0,50	<0,03	0,045	0,045
20	0,15÷0,25	0,35÷0,65	0,17÷0,37	0,045	0,045
25	0,20÷0,30	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,045	0,045
30	0,25÷0,35	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,045	0,045
35	0,30÷0,40	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,045	0,045
40	0,35÷0,45	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,045	0,045
45	0,40÷0,50	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,045	0,045
50	0,45÷0,55	0,50÷0,80	0,17÷0,37	0,045	0,045

Примечания. 1. Двузначные цифры в маркировке стали означают среднее содержание углерода в сотых долях процента, «кп» — сталь кипящая.

2. Содержание хрома допускается в марках 08кп и 10кп не более 0,15% и в марке 08 — не более 0,2%, в остальных марках — не более 0,3%. Во всех марках допускается никель не более 0,3%.

Таблица 45

Механические свойства толстолистовой качественной горячекатаной конструкционной стали толщиной свыше 4 мм
(по ГОСТ 1577-42)

Марка	Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Предел текучести в кг/мм ²	Удлинение δ в %	Сужение площади поперечного сечения в %
	не менее			
08	32	18	33	60
10	32	18	31	55
15	35	21	27	55
20	40	24	25	55
25	43	26	22	50
30	48	28	20	50
35	52	30	18	45
40	57	32	17	45
45	60	34	15	40
50	63	35	13	40
55	64	36	12	35
60	65	37	10	35
65	66	38	10	30
70	67	39	8	30
15Г	40	23	24	55
20Г	43	25	22	50
30Г	55	29	15	45
40Г	60	33	14	45
50Г	65	37	11	40
60Г	70	38	9	35
65Г	75	40	8	35
70Г	80	42	7	30
10Г2	43	25	22	50
30Г2	60	35	15	45
35Г2	63	37	13	40
40Г2	67	39	12	40
45Г2	70	41	11	40
50Г2	75	43	10	35

Таблица 46

Механические свойства толстолистовой стали обыкновенного качества

Вид стали	Марка	Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Предел текучести в кг/мм ²	Удлинение в %		Ударная вяз- кость в кгм/см ²		Технологи- ческие испы- тания при за- гибе на 180° в холодном состоянии при диаметре оправки d в мм и при толщине лис- та a в мм
				δ ₁₀	δ ₅	про- доль- ный об- разец	попе- речный обра- зец	
Углеродистая горячекатаная листовая и широкополосная (ГОСТ 500-41)	Ст. Ос	32÷47	19	18	22	—	—	2 a
	Ст. 1	32÷40	—	28	33	—	—	—
	Ст. 2	34÷42	21	26	31	—	—	—
	Ст. 3	38÷40	22	23	27	—	—	0,5 a
		41÷43	22	22	26	—	—	0,5 a
		44÷47	22	21	25	—	—	0,5 a
	Ст. 4	42÷44	24	21	25	—	—	2 a
		45÷48	24	20	24	—	—	2 a
		49÷52	24	19	23	—	—	2 a
	Ст. 5	50÷53	27	17	21	—	—	3 a
		54÷57	27	16	20	—	—	3 a
		58÷62	27	15	19	—	—	3 a
Углеродистая для мосто- строения (ОСТ 12535-38)	Ст. 3 мостовая	38÷45	23	22	26	8	7	0
Котельная и топочная для паровозов (ОСТ 399-41)	Ст. 3г	36÷38	—	26	—	—	8	0
		38÷40	—	25	—	—	8	0
		40÷42	—	24	—	—	7	0
		42÷46	—	23	—	—	7	0
	Ст. 3к	38÷40	—	24	—	—	7	0,5 a
		40÷42	—	23	—	—	7	0,5 a
		42÷44	—	22	—	—	6	0,5 a
		св. 44	—	21	—	—	6	0,5 a
Топочная для котлов разного назначения (ОСТ 41-34)	Типа Ст. 2	33÷44	—	26	—	—	—	0
Котельная для котлов рази- го назначения (ОСТ 4134)	Ст. 2 норм.	34÷42	—	26	—	—	—	0
	Ст. 3 норм.	38÷45	—	22	—	—	—	0,5 a
	Ст. 4 норм.	42÷50	—	20	—	—	—	0,5 a

Таблица 47

Механические свойства тонколистовой стали
обыкновенного качества
(по ГОСТ 501-41)

Марка	Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Удлинение δ_{10} в % при толщине листа	
		3 мм	2 мм
		не менее	
Ст. 2	34÷42	21	20
Ст. 3	38÷47	17	16
Ст. 4	42÷52	15	14
Ст. 5	50÷62	11	10

Таблица 48
Механические свойства тонколистовой качественной стали

Виды стали	Марка	Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Удлинение δ_{10} в % при толщине		
			≤1,5 мм	1,5÷2,0 мм	≥2,0 мм
			не менее		
Углеродистая горяче- и холоднокатаная толщиной до 4 мм общего назначения (по ГОСТ 914-41)	0,8 кп	28±38	26	28	30
	08,10 кп	28±42	24	26	27
	15 кп	32±45	23	25	26
	20	35±50	22	23	24
	25	40±55	21	22	23
	30	45±60	19	20	21
	35	50±65	16	17	18
	40	52±67	15	16	17
	45	55±70	13	14	15
	50	55±75	11	12	13

ИНСТРУМЕНТАЛЬНАЯ СТАЛЬ

Таблица 49

Химический состав и твердость инструментальной углеродистой стали

Марка	Химический состав в %							Твёрдость после закалки H_{Rc}
	C	Mn	Si	Cr	Ni	S	P	
			н е б о л е е					
У7	0,60÷0,74	<0,40	0,35	0,20	0,25	0,030	0,040	61÷63
У8	0,75÷0,85	<0,40	0,35	0,20	0,25	0,030	0,040	61÷63
У8Г	0,80÷0,90	0,35÷0,60	0,35	0,30	0,25	0,030	0,040	61÷63
У9	0,86÷0,94	<0,35	0,35	0,20	0,25	0,030	0,040	62÷44
У10	0,95÷1,09	<0,30	0,35	0,20	0,25	0,030	0,040	62÷64
У10Г	0,95÷1,09	0,15÷0,40	0,35	0,30	0,25	0,030	0,040	61÷63
У12	1,10÷1,25	<0,30	0,35	0,20	0,25	0,030	0,040	62÷65
У13	1,26÷1,40	<0,40	0,35	0,20	0,25	0,030	0,040	62÷65
У7А	0,60÷0,74	0,25÷0,35	0,30	0,20	0,25	0,030	0,030	61÷63
У8А	0,75÷0,85	0,25÷0,35	0,30	0,20	0,25	0,030	0,030	61÷63
У8ГА	0,80÷0,90	0,35÷0,60	0,35	0,30	0,25	0,030	0,030	61÷63
У9А	0,86÷0,94	0,20÷0,30	0,30	0,20	0,25	0,030	0,030	62÷64
У10А	0,95÷1,09	0,15÷0,25	0,30	0,20	0,25	0,030	0,030	62÷64
У10ГА	0,95÷1,09	0,15÷0,40	0,35	0,30	0,25	0,030	0,030	61÷63
У12А	1,10÷1,25	0,15÷0,25	0,30	0,20	0,25	0,030	0,030	62÷65
У13А	1,26÷1,40	0,25÷0,35	0,30	0,20	0,25	0,030	0,030	62÷65

Примечания. 1 Буква У означает «углеродистая», цифры — содержание углерода в десятых долях процента, буква Г — марганцевая сталь, буква А — высококачественная.

2. H_B для стали в отожженном состоянии должна быть не более для марок: У7, У7А, У8, У8Г и У8ГА — 187, У9 и У9А — 192, У10, У10А, У10Г и У10ГА — 197; У12 и У12А — 207, У13 и У13А — 217.

Таблица 50

Химический состав и твердость легированной инструментальной стали

Марка	C	Mn	Si	Cr	W	V	Ni не более	S	P	Твёрдость после закалики H_{RC}
								не более		
B1	1,05÷1,25	0,20÷0,40	<0,35	0,1 ÷ 0,3	0,8÷1,2	0,15÷0,30	0,3	0,03	0,03	65÷67
B2	1,10÷1,25	0,20÷0,40	<0,35	0,1 ÷ 0,3	1,8÷2,2	—	0,3	0,03	0,03	65÷67
Ф	0,95÷1,05	0,20÷0,40	<0,35	—	—	0,20÷0,40	0,3	0,03	0,03	63÷65
X05	1,25÷1,40	0,20÷0,40	0,20÷0,35	0,4 ÷ 0,6	—	—	0,25	0,03	0,03	63÷65
9X	0,80÷0,95	0,25÷0,35	0,25÷0,45	1,4 ÷ 1,7	—	—	0,3	0,03	0,03	64÷66
X	0,95÷1,10	<0,40	<0,35	1,3 ÷ 1,6	—	—	0,25	0,03	0,03	62÷64
9XC	0,85÷0,95	0,30÷0,60	1,20÷1,60	0,95÷1,25	—	—	0,3	0,03	0,03	64÷66
XГ	1,30÷1,50	0,45÷0,70	<0,35	1,3 ÷ 1,6	—	—	0,25	0,03	0,03	62÷64
XBG	0,90÷1,05	0,80÷1,10	0,15÷0,35	0,90÷1,20	1,2÷1,6	—	0,3	0,03	0,03	62÷64
XB5	1,25÷1,05	<0,30	<0,30	0,4 ÷ 0,7	4,5÷5,5	—	0,25	0,03	0,03	63÷65
X12	2,0 ÷ 2,3	<0,35	<0,40	11,5÷13,0	—	—	0,35	0,03	0,03	65÷67
X12M	1,45÷1,70	<0,35	<0,40	11,0÷12,5	0,5÷0,8	Mo 0,15÷0,30	0,35	—	—	62÷69

Примечание. После заковки необходим отпуск; температура отпуска для марок В1, В2 и Ф — 150–170° (для плашек и поковок до 240°), для остальных марок до 220–250°С.

Таблица 51

Химический состав и твердость быстрорежущей стали

Марка	Химический состав в %							Твердость после отжига H_{RC}
	C	W	Mo	V	Cr	Co	Si	
РФ1	0,70—0,80	17,5—19,0	—	1,0—1,4	3,8—4,6	—	≤0,4	62—64
Р	0,66—0,78	17,0—18,5	—	0,5—0,8	3,8—4,6	—	≤0,4	62—64
Р0	0,60—0,75	15,0—17,5	—	0,2—0,6	3,8—4,5	—	≤0,4	60—64
РФ2	0,76—0,85	11,8—12,8	—	2,3—2,6	4,1—4,6	—	≤0,4	60—61
ЭИ347	0,70—0,80	8,5—9,5	—	1,3—1,7	4,0—4,6	—	≤0,4	60—63
РК5	0,65—0,75	17,0—18,5	0,3—0,6	1,0—1,4	3,6—4,5	4,5—5,5	≤0,4	60—64
ЭИ380	0,80—0,95	2,0—2,5	—	2,4—2,8	7,0—9,0	—	0,6—0,9	56—59
ЭИ262	0,85—0,95	8,5—10,0	—	2,0—2,6	4,0—4,6	—	≤0,45	60—64
РК10	0,65—0,77	17,0—18,5	0,3—0,6	1,0—1,4	3,6—4,5	9,5—10,5	≤0,4	60—62
ЭИ184	0,80—1,0	3,5—4,8	—	1,0—1,5	7,0—9,0	—	≤0,6	56—59

Примечание. Во всех приведённых марках допускается Mn не более 0,4%, Si — не более 0,03%, P — не более 0,03%.

Таблица 52

Химический состав штамповой стали

ГОСТ	Марка	Химический состав в %						Назначение
		C	Mn	Si	Cr	Ni	W, V, Mo	
В1434-42	У7А	0,60—0,70	≤0,40	≤0,35	≤0,2	≤0,25	—	Простые мелкие кузнечные штампы, обжимки, бойки, обечайки
В1435-42	5ХНМ	0,50—0,60	0,50—0,80	≤0,35	0,50—0,80	1,40—1,80	Mo 0,15—0,30	Крупные штампы
	6ХНМ	0,60—0,70	0,50—0,80	≤0,35	0,50—0,80	1,40—1,80	Mo 0,15—0,30	
14958-39	5ХГМ	0,50—0,60	1,20—1,60	0,25—0,65	0,60—0,90	≤0,30	Mo 0,15—0,30	Средние и мелкие штампы, правочные штампы, пуансоны
14958-39	4ХС	0,35—0,45	≤0,40	1,20—1,60	1,30—1,60	≤0,25	—	Прошивные пуансоны, обжимки
14958-39	ГХЗ	0,60—0,75	0,20—0,40	≤0,35	3,20—3,80	≤0,30	—	Матрицы для высадки; формовочные и прошивные пуансоны, матрицы и пуансоны для высадки болтов и гаек; обрезные матрицы, гибочные штампы для загибки на бульдозере
	8ХЗ	0,76—0,85	0,20—0,40	≤0,35	3,20—3,80	≤0,30	—	
14958-39	3ХВ8	0,30—0,40	0,20—0,40	≤0,35	2,20—2,70	≤0,30	W 7,50—9,00 V 0,2—0,5	Матрицы и пуансоны, работающие в весьма тяжёлых условиях

Примечание. Содержание S и P для всех указанных марок не более 0,03%.

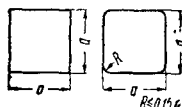
Таблица 53

Механические свойства штамповой стали при нормальной температуре

Марка стали	Термическая обработка		Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Предел текучести в кг/мм ²	Удлинение в %	Сужение поперечного сечения	Ударная вязкость в кгм/см ²	Твердость H_B
	закалка в °C	отпуск в °C						
У6	820	250	212	—	—	—	1,21	555
У7А	820	300	142	135	8,5	44	3,4	375
5ХНМ	820	500	146	138	9,5	42	3,8	418
6ХНМ	820	550	139	124	11,0	44	3,2	388
6ХГМ	850	600	118	97	9,3	37	3,8	351
4ХС	925	400	110	—	10,0	40	5,0	—
2ХВ8	1050	550	152	149	39	31	8,0	414
4ХВС	890	500	157	153	10	34	4,0	514
5ХВС	860	500	155	150	8	26	2,4	—

СОРТАМЕНТ СТАЛИ

Таблица 54



Сталь квадратная прокатная
(по ГОСТ 2591-44)

Сторона квадрата <i>a</i>	Допускаемые отклонения по стороне квадрата при точности прокатки		Площадь поперечного сечения в мм ²	Теоретический вес 1 пог. м в кг	Сторона квадрата <i>a</i>	Допускаемые отклонения по стороне квадрата при точности прокатки		Площадь поперечного сечения в мм ²	Теоретический вес 1 пог. м в кг
	обычной	повышенной				обычной	повышенной		
6	С прямыми углами		36	0,28	80	±1,3	±0,9	6 400	50,24
7			49	0,39	85			7 225	56,72
8			64	0,50	90			8 100	63,58
9			81	0,64	95			9 025	70,85
10	±0,5	±0,3	100	0,79	100		±1,3	10 000	78,50
11			121	0,95					
12			144	1,13					
14			196	1,54					
15			225	1,77					
16			256	2,01					
18			324	2,54					
20			400	3,14					
22	484	3,80							
25	625	4,91	105 110 115	С закруглёнными углами ±1,7	Не регламентируется	10 812	84,9		
28	784	6,15				11 866	93,1		
30	900	7,09				12 970	101,8		
32	1 024	8,04				14 122	110,9		
35	1 225	9,62				15 323	120,3		
38	1 444	11,34				16 598	130,3		
40	1 600	12,56				18 537	145,5		
45	2 025	15,90				22 068	173,2		
50	±1,0	±0,6	2 500	19,63	160	±2,5	Не регламентируется	25 357	198,8
55			3 025	23,75				170	28 596
60	±1,1	±0,7	3 600	28,26	180		Не регламентируется	32 091	251,6
65			4 225	33,17	190			35 650	279,5
70			4 900	38,46	200			39 553	310,1
75	±0,8		5 625	44,15	Длина прутков при стороне квадрата до 45 мм вкл. от 4 до 9 м, от 50 до 100 мм вкл. — от 4 до 7 м, от 105 мм и более — от 3 до 6 м и прутки стали качественной всех размеров — от 2 до 6 м.				

Таблица 55

Моменты инерции и моменты сопротивления для квадратных площадей

I — экваториальный (осевой) момент инерции, W — момент сопротивления, a — сторона квадрата

a	$I = \frac{a^4}{12}$	$W = \frac{a^3}{6}$	a	$I = \frac{a^4}{12}$	$W = \frac{a^3}{6}$	a	$I = \frac{a^4}{12}$	$W = \frac{a^3}{6}$	a	$I = \frac{a^4}{12}$	$W = \frac{a^3}{6}$
1	0,0833	0,1667	16	5 461,3	682,68	31	76 961	4 965,2	46	373 121	16 223
2	1,3333	1,3333	17	6 960,1	818,83	32	87 381	5 461,3	47	406 668	17 304
3	6,7500	4,5000	18	8 748,0	972,00	33	98 827	5 989,5	48	442 368	18 432
4	21,3333	10,667	19	10 860	1 143,2	34	111 362	6 550,7	49	480 400	19 608
5	52,083	20,833	20	13 333	1 333,3	35	125 052	7 145,8	50	520 833	20 833
6	108,00	36,000	21	16 207	1 543,5	36	139 968	7 776,0	51	563 775	22 109
7	200,08	57,167	22	19 522	1 774,7	37	156 181	8 442,2	52	609 310	23 435
8	341,33	85,333	23	23 320	2 027,3	38	173 761	9 145,3	53	657 540	24 813
9	546,75	121,50	24	27 648	2 304,0	39	192 787	9 886,5	54	708 588	26 244
10	833,33	166,67	25	32 552	2 604,2	40	213 340	10 667	55	762 552	27 729
11	1 220,1	221,83	26	38 081	2 229,3	41	234 484	11 487	56	819 501	29 269
12	1 728,0	288,00	27	44 287	3 280,5	42	259 308	12 348	57	876 633	30 866
13	2 380,1	366,17	28	51 222	3 658,7	43	284 900	13 251	58	934 708	32 519
14	3 201,3	457,33	29	58 940	4 004,9	44	312 341	14 197	59	1 009 779	34 230
15	4 218,8	562,50	30	67 500	4 500,0	45	341 742	15 188	60	1 080 000	36 000



Таблица 56

Сталь круглая прокатная
(по ГОСТ 2590-44)

Диаметр d в мм	Допускаемые отклонения в мм		Площадь поперечного сечения в мм ²	Теоретический вес 1 пог. м в кг	Диаметр d в мм	Допускаемые отклонения в мм		Площадь поперечного сечения в мм ²	Теоретический вес 1 пог. м в кг				
	при точности прокатки					при точности прокатки							
	обычной	повышенной				обычной	повышенной						
5	±0,5	±0,25	19,63	0,154	50	±1,0	±0,6	1 963	15,41				
5,5			26,76	0,187	52			2 124	16,7				
6			28,27	0,222	54			2 290	18,0				
6,5			33,18	0,260	55			2 376	18,7				
7			38,48	0,302	56			2 463	19,3				
8			50,27	0,395	58			2 642	20,7				
9			63,62	0,499									
10			±0,5	±0,30	78,54			0,62	60	±1,1	±0,7	2 827	22,2
11					95,03			0,75	65			3 318	26,0
12	113,1	0,89				±0,8	3 848	30,2					
13	132,7	1,04			70		4 418	34,7					
14	153,9	1,21			75								
15	176,7	1,39				±1,13	±0,9	5 027	39,5				
16	201,1	1,58			80			5 675	44,5				
17	227,0	1,78			85								
18	254,5	2,00				±1,0	6 362	49,9					
19	283,5	2,23			90		7 088	55,6					
20	314,2	2,47			95								
21	346,4	2,72				±1,7	±1,3	7 854	61,7				
22	380,1	2,98			100			8 659	68,0				
23	415,5	3,26			110			9 503	74,6				
24	452,4	3,55			115			10 387	81,5				
25	490,9	3,85											
26	±0,75	±0,5	530,9	4,17	120	±2,0	±1,5	11 310	88,8				
27			572,6	4,49	125			12 272	96,3				
28			615,8	4,83			±1,7	13 278	104,2				
30			706,9	5,55	130			15 394	120,8				
32			804,2	6,31	140	17 672	138,7						
33			855,3	6,71	150								
34			907,9	7,13		±2,5	нерегулируется	20 106	157,8				
35			962,4	7,55	160			22 698	178,2				
36			1 018	7,99	170			25 447	199,8				
38			1 134	8,90	180			28 353	222,6				
39			1 195	9,38	190			31 416	246				
40			1 257	9,87	200								
42			1 385	10,88									
43			1 518	11,39									
45			1 590	12,49									
48			1 810	14,21									

Длина прутков				
При диаметре до	25 мм	от 26 до 50 мм	от 52 до 110 мм	от 115 мм и выше
» » до	» 26	» 52	» 110	» 115
» » »	» 52	» 110	» 115	» 115
» » »	» 110	» 115	» 115	» 115
» » »	» 115	» 115	» 115	» 115

Таблица 57

Сталь листовая кровельная (железо кровельное чёрное)
(по ГОСТ В1393-42)

Ориентировочная толщина листа в мм	Число листов в пачке	Вес 1 листа в кг	Ориентировочная толщина листа в мм	Число листов в пачке	Вес 1 листа в кг
0,38	26—27	3,00	0,63	16—17	5,00
0,41	24—25	3,25	0,70	14—15	5,50
0,44	22—23	3,50	0,76	13—14	6,00
0,51	20—21	4,00	0,82	12—13	6,50
0,57	18—19	4,50			

Размеры листов 142×71 см; вес пачки 80 кг.
 До 10% листов партия может быть дополнительных размеров — от 51×120 до 71×135 см.

Таблица 58

Сталь оцинкованная листовая

Толщина (приблизи- тельная) в мм	Размеры в см и вес 1 листа в кг					Число ли- стов в пачке
	ширина и длина					
	48×144	71×142	75×150	90×200	100×200	
0,44	—	3,5	—	—	—	22
0,50	—	4	—	—	—	20
0,57	—	4,5	—	—	—	18
0,63	—	5	—	—	—	16
0,70	3,8 кг	5,5	—	—	—	15
0,76	—	6	—	—	—	13
0,82	—	6,5	—	—	—	12
0,88	—	7	7,8	12,4	13,8	—
1,00	—	8	8,8	14,1	15,7	—
1,25	—	10	11,0	17,7	19,6	—
1,60	—	12	13,3	21,2	23,6	—

Таблица 59

Сталь полосовая прокатная
(по ГОСТ 103-41)

Ширина в мм	Толщина в мм															
	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	22	25	30	35	40
	Теоретический вес 1 пог. м в кг															
12	0,38	0,47	0,57	0,66	0,75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	0,44	0,55	0,66	0,77	0,88	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
16	0,50	0,63	0,75	0,88	1,00	1,26	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
18	0,57	0,71	0,85	0,99	1,13	1,41	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	0,63	0,79	0,94	1,10	1,26	1,57	1,88	—	—	—	—	—	—	—	—	—
22	0,69	0,86	1,04	1,21	1,38	1,73	2,07	—	—	—	—	—	—	—	—	—
25	0,79	0,98	1,18	1,37	1,57	1,96	2,36	2,75	3,14	—	—	—	—	—	—	—
30	0,94	1,18	1,41	1,65	1,88	2,36	2,83	3,30	3,77	4,24	4,71	—	—	—	—	—
35	1,10	1,37	1,65	1,92	2,20	2,75	3,30	3,85	4,40	4,95	5,50	—	—	—	—	—
40	1,26	1,57	1,88	2,20	2,51	3,14	3,77	4,40	5,02	5,65	6,28	6,91	7,55	—	—	—
45	1,41	1,77	2,12	2,47	2,83	3,53	4,24	4,95	5,65	6,36	7,07	7,77	8,48	10,60	12,36	—
50	1,57	1,96	2,36	2,75	3,14	3,93	4,71	5,50	6,28	7,07	7,85	8,64	9,42	10,79	12,95	15,11
55	1,73	2,16	2,59	3,02	3,45	4,32	5,18	6,05	6,91	7,77	8,64	9,50	10,36	11,78	14,13	16,49
60	1,88	2,36	2,83	3,30	3,77	4,71	5,65	6,59	7,54	8,48	9,42	10,36	11,78	14,13	16,49	18,84
65	2,04	2,55	3,06	3,57	4,08	5,10	6,12	7,14	8,16	9,19	10,21	11,23	12,76	15,31	17,86	20,41
70	2,20	2,75	3,30	3,85	4,40	5,50	6,59	7,69	8,79	9,89	10,99	12,09	13,74	16,49	19,23	21,98
75	2,36	2,94	3,53	4,12	4,71	5,89	7,07	8,24	9,42	10,60	11,78	12,95	14,72	17,65	20,61	23,55
80	2,51	3,14	3,77	4,40	5,02	6,28	7,54	8,79	10,05	11,30	12,56	13,82	15,70	18,84	21,98	25,12
90	2,83	3,53	4,24	4,95	5,65	7,07	8,48	9,89	11,30	12,72	14,13	15,54	17,66	21,20	24,73	28,26
100	3,14	3,93	4,71	5,50	6,28	7,85	9,42	10,99	12,56	14,13	15,70	17,25	19,68	23,55	27,48	31,40
110	3,45	4,32	5,18	6,05	6,91	8,64	10,36	12,09	13,82	15,54	17,27	19,00	21,59	25,91	30,22	34,54
120	3,77	4,71	5,65	6,59	7,54	9,42	11,30	13,19	15,07	16,96	18,84	20,72	23,55	28,26	32,97	37,68
130	4,08	5,10	6,12	7,14	8,16	10,21	12,25	14,29	16,33	18,37	20,41	22,45	25,51	30,62	35,72	40,82
140	4,40	5,50	6,59	7,69	8,79	10,99	13,19	15,39	17,58	19,78	21,98	24,18	27,48	32,97	38,47	43,96
150	4,71	5,89	7,07	8,24	9,42	11,78	14,13	16,49	18,84	21,20	23,55	25,91	29,44	35,33	41,21	47,10
160	5,02	6,28	7,54	8,70	10,05	12,56	15,07	17,58	20,10	22,61	25,12	27,63	31,40	37,68	43,96	50,24
180	5,65	7,06	8,48	9,89	11,30	14,13	16,96	19,78	22,61	25,43	28,26	31,09	35,33	42,39	49,46	56,52
200	6,28	7,85	9,42	10,99	12,56	15,70	18,84	21,98	25,12	28,26	31,40	34,54	39,25	47,10	54,95	62,80

Примечание. Длина полос: при весе 1 пог. м полосы до 19 кг вкл. — от 3,9 м, от 19 до 60 кг вкл. — от 3 до 7 м и свыше 60 кг — от 3 до 5 м.

Таблица 60

Проволока торговая и гвоздевая

Диаметр в мм	Вес 1 пог. м в кг	Диаметр в мм	Вес 1 пог. м в кг	Диаметр в мм	Вес 1 пог. м в кг
0,16	0,16	0,45	1,25	1,6	15,8
0,18	0,20	0,50	1,54	1,8	20,0
0,20	0,25	0,55	1,86	2,0	24,7
0,22	0,30	0,60	2,22	2,3	32,6
0,24	0,36	0,65	2,60	2,6	41,7
0,26	0,42	0,70	3,02	3,0	55,5
0,28	0,48	0,80	3,95	3,5	75,5
0,31	0,59	0,90	4,99	4,0	98,6
0,34	0,71	1,0	6,17	4,5	125
0,37	0,84	1,2	8,88		
0,40	0,99	1,4	12,1		

Остальной сортамент см. табл. 62.

Таблица 61

Проволока сварочная электродная для автоматической сварки под флюсом (по ГОСТ 178-48)

Диаметр в мм	Допускаемое отклонение в мм	Площадь поперечного сечения в мм²	Теоретический вес 1 пог. м в кг
2		3,14	0,025
3	—0,12	7,07	0,055
4		12,57	0,099
5	—0,16	19,63	0,154
6		28,27	0,222
8	—0,20	50,27	0,395
10		78,54	0,617

Таблица 62

Проволока стальная увязочная

Диаметр в мм	1,0	1,4	1,6	1,8	2,0	2,3	2,6	3,0	3,5	4,0
Вес 1 000 пог. м в кг	6,17	12,10	15,8	20,0	24,7	32,6	41,7	55,5	75,5	98,6

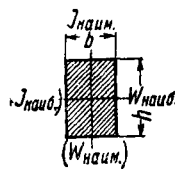
Таблица 63

Проволока круглая горячекатаная (катанка) (по ГОСТ 2590-44 и 502-41 из стали: Б Ст. 0, Б Ст. 3, Т Ст. 0, Т Ст. 3, М Ст. 0, М Ст. 1, М Ст. 2 и М Ст. 3)

Диаметр в мм	Площадь поперечного сечения в мм²	Теоретический вес 1 м в кг	Диаметр в мм	Площадь поперечного сечения в мм²	Теоретический вес 1 м в кг
5,0	19,63	0,154	7,0	38,48	0,302
5,5	23,76	0,187	7,5	44,18	0,347
6,0	28,27	0,222	8,0	50,27	0,395
6,5	33,18	0,260	9,0	63,62	0,499

Примечание. Катанка до 6 мм включительно отпускается в мотках; допуски по диаметру $\pm 0,5$ мм; должна выдерживать пробу на загиб в холодном состоянии на 180° вокруг оправки того же диаметра, что и у испытуемой проволоки.

Таблица 64



Моменты инерции и моменты сопротивления прямоугольников

Экваториальный момент инерции

$$I_{\text{наим}} = \frac{b^3 h}{12}$$

Момент сопротивления

$$W_{\text{наиб}} = \frac{b h^2}{6}$$

$I_{\text{наим}}$ относится к оси, параллельной более длинной стороне (h).

$W_{\text{наим}}$ относится к оси, параллельной более короткой стороне (b).

Поперечное сечение		$I_{\text{наим}}$	$W_{\text{наим}}$	Поперечное сечение		$I_{\text{наиб}}$	$W_{\text{наиб}}$
h	b			h	b		
6	4	32,000	24,000	8	4	968,67	645,33
	5	62,500	30,000		5	1 336,5	726,00
8	4	42,667	42,667	10	4	1 833,3	806,67
	5	83,333	53,333		5	2 440,2	887,33
	6	144,00	64,000		6	3 168,0	968,00
	7	228,67	74,667		7	4 027,8	1 048,7
10	4	53,333	66,667	12	4	5 030,7	1 129,3
	5	104,17	83,333		5	6 187,5	1 210,0
	6	180,00	100,00		6	7 509,3	1 290,7
	7	285,83	116,67		7	9 007,2	1 371,3
12	4	426,67	133,33	14	4	10 692	1 452,0
	5	607,50	150,00		5	12 575	1 532,7
	6	864,00	172,00		6	14 667	1 613,3
	7	1 191,67	199,17		7	16 970	1 694,0
14	4	64,000	96,000	16	4	1 024,0	768,00
	5	125,00	120,00		5	1 158,0	864,00
	6	216,00	144,00		6	2 000,0	960,00
	7	343,00	168,00		7	2 662,2	1 056,0
16	4	512,00	192,00	18	4	3 456,0	1 152,0
	5	729,00	216,00		5	4 394,0	1 248,0
	6	1 000,0	240,00		6	5 488,0	1 344,0
	7	1 331,0	264,00		7	6 750,0	1 440,0
18	4	252,00	196,00	20	4	8 192,0	1 536,0
	5	400,17	228,67		5	9 826,0	1 632,0
	6	597,33	261,33		6	11 664	1 728,0
	7	850,5	294,00		7	13 718	1 824,0
20	4	1 166,7	326,67	22	4	16 000	1 920,0
	5	1 552,8	359,33		5	18 522	2 016,0
	6	2 016	392,00		6	21 296	2 112,0
	7	2 563,2	424,67		7	24 314	2 208,0
22	4	288,00	256,00	24	4	2 166,7	1 126,7
	5	457,33	298,67		5	2 883,9	1 239,3
	6	682,67	341,33		6	3 744,0	1 352,0
	7	972,00	384,00		7	4 760,1	1 464,7
24	4	1 333,3	426,67	26	4	5 945,4	1 577,3
	5	1 774,7	469,33		5	7 312,5	1 690,0
	6	2 304,0	512,00		6	8 873,6	1 802,7
	7	2 929,3	554,67		7	10 645	1 915,3
26	4	3 658,7	597,33	28	4	12 636	2 028,0
	5	4 500,0	406,00		5	14 861	2 140,7
	6	324,00	324,00		6	17 333	2 253,3
	7	514,50	378,00		7	20 066	2 366,0
28	4	768,00	432,00	30	4	23 071	2 478,7
	5	1 093,5	486,00		5	26 361	2 591,3
	6	1 500,0	540,00		6	29 952	2 704,0
	7	1 996,5	594,00		7	33 855	2 816,7
30	4	2 592,0	648,00	32	4	4 032,0	1 568,0
	5	3 295,5	702,00		5	5 126,2	1 698,7
	6	4 116,0	756,00		6	6 402,8	1 829,3
	7	5 062,5	810,00		7	7 875,0	1 960,0
32	4	6 144,5	864,00	34	4	9 557,2	2 090,7
	5	7 369,5	918,00		5	11 464	2 221,3
	6	360,00	400,00		6	13 608	2 352,0
	7	571,67	466,67		7	16 004	2 482,7
34	4	853,33	533,33	36	4	18 667	2 613,3
	5	1 215,0	600,00		5	21 609	2 744,0
	6	1 666,7	666,67		6	24 845	2 874,7
	7	2 218,3	733,33		7	28 389	3 005,3
36	4	2 880,0	800,00	38	4	32 256	3 136,0
	5	3 661,7	866,67		5	36 459	3 266,7
	6	4 573,3	933,33		6	41 012	3 397,3
	7	5 625,0	1 000,00		7	45 928	3 528,3
38	4	6 826,7	1 066,67	40	4	5 126,2	1 698,7
	5	8 188,3	1 133,33		5	6 402,8	1 829,3
	6	9 720,0	1 200,00		6	7 875,0	1 960,0
	7	1 143,2	1 266,67		7	9 557,2	2 090,7

Продолжение табл. 64

Поперечное сечение		$I_{\text{наим}}$	$W_{\text{наим}}$	Поперечное сечение		$I_{\text{наиб}}$	$W_{\text{наиб}}$
h	b			h	b		
30	14	6 860,1	2 100,0	30	22	26 620	3 300,0
	15	8 437,5	2 250,0		23	30 417	3 450,0
	16	10 240	2 400,0		24	34 560	3 600,0
	17	12 283	2 500,0		25	39 063	3 750,0
	18	14 580	2 700,0		26	43 941	3 900,0
	19	17 147	2 850,0		27	49 209	4 050,0
	20	20 000	3 000,0		28	54 879	4 200,0
21	23 153	3 150,0			29	60 972	4 350,0

Таблица 65



Моменты инерции и моменты сопротивления кругов

d	$I = \frac{\pi d^4}{64}$	$W = \frac{\pi d^3}{32}$	d	$I = \frac{\pi d^4}{64}$	$W = \frac{\pi d^3}{32}$
1	0,0491	0,0982	51	332 086	13 023
2	0,7854	0,7854	52	358 908	13 804
3	3,976	2,651	53	387 323	14 616
4	12,57	6,283	54	417 393	15 459
5	30,68	12,27	55	449 180	16 334
6	63,62	21,21	56	482 750	17 241
7	117,9	33,67	57	518 166	18 181
8	201,1	50,27	58	555 497	19 155
9	322,1	71,57	59	594 810	20 163
10	490,9	98,17	60	636 172	21 206
11	718,7	130,7	61	679 651	22 284
12	1 081	169,6	62	725 332	23 398
13	1 402	215,7	63	773 272	24 548
14	1 886	269,4	64	823 550	25 736
15	2 485	331,3	65	876 240	26 961
16	3 217	402,1	66	931 420	28 225
17	4 100	482,3	67	989 166	29 527
18	5 163	572,6	68	1 049 556	30 869
19	6 397	673,4	69	1 112 660	32 251
20	7 854	785,4	70	1 178 588	33 674
21	9 547	909,2	71	1 247 393	35 138
22	11 499	1 045	72	1 319 167	36 644
23	13 737	1 194	73	1 393 995	38 192
24	16 286	1 357	74	1 471 963	39 783
25	19 175	1 634	75	1 553 156	41 417
26	22 432	1 726	76	1 637 662	43 096
27	26 087	1 932	77	1 725 571	44 820
28	30 172	2 155	78	1 816 972	46 589
29	34 719	2 394	79	1 911 967	48 404
30	39 761	2 651	80	2 010 619	50 265
31	45 333	2 925	81	2 113 051	52 174
32	51 472	3 217	82	2 219 347	54 130
33	58 214	3 528	83	2 329 605	56 135
34	65 597	3 859	84	2 443 920	58 189
35	73 662	4 209	85	2 562 392	60 292
36	82 448	4 580	86	2 685 120	62 445
37	91 998	4 973	87	2 812 205	64 648
38	102 354	5 387	88	2 943 748	66 903
39	113 561	5 824	89	3 079 853	69 210
40	125 664	6 283	90	3 220 623	71 569
41	138 709	6 766	91	3 366 165	73 982
42	152 745	7 274	92	3 516 586	76 448
43	167 820	7 806	93	3 671 992	78 968
44	183 984	8 363	94	3 832 492	81 542
45	201 289	8 946	95	3 998 198	84 173
46	219 787	9 556	96	4 169 220	86 859
47	239 531	10 193	97	4 345 671	89 601
48	260 576	10 857	98	4 527 664	92 401
49	282 979	11 550	99	4 715 315	95 259
50	306 796	12 272	100	4 908 738	98 175

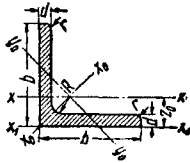
Примечание. Данные табл. 64 и 65 относятся не только к стали, но и к этим профилям других материалов.

Таблица 71

Сталь прокатная угловая равнобокая
(по ГОСТ 10014-39)

Условные обозначения:

b —ширина полки;
 d —толщина полки;
 R —радиус внутреннего закругления;
 r —радиус закругления полки;
 I —момент инерции;
 $r_{x_1}, r_{x_0}, r_{y_0}$ —радиусы инерции;
 Z_0 —расстояние центра тяжести.



№ профиля	Размеры в мм				Площадь про- филя в см²	Вес 1 пог. м в кг	Справочные величины для осей							
	b	d	R	r			X—X		X ₀ —X ₀		Y ₀ —Y ₀		X ₁ —X ₁	
							I _X , см⁴	r _X , см	I _{X₀наиб} , см⁴	r _{X₀наиб} , см	I _{Y₀наим} , см⁴	r _{Y₀наим} , см	I _{X₁} , см⁴	Z ₀ , см
2	20	$\frac{3}{4}$	3,5	1,2	$\frac{1,13}{1,46}$	$\frac{0,89}{1,15}$	$\frac{0,40}{0,49}$	$\frac{0,60}{0,58}$	$\frac{0,63}{0,78}$	$\frac{0,75}{0,73}$	$\frac{0,17}{0,21}$	$\frac{0,39}{0,38}$	$\frac{0,81}{1,09}$	$\frac{0,60}{0,64}$
2,5	25	$\frac{3}{4}$	3,5	1,2	$\frac{1,43}{1,86}$	$\frac{1,12}{1,46}$	$\frac{0,80}{1,02}$	$\frac{0,75}{0,74}$	$\frac{1,28}{1,63}$	$\frac{0,95}{0,94}$	$\frac{0,32}{0,41}$	$\frac{0,47}{0,47}$	$\frac{1,56}{2,12}$	$\frac{0,73}{0,77}$
3	30	$\frac{4}{5}$	4,5	1,5	$\frac{2,27}{2,78}$	$\frac{1,78}{2,18}$	$\frac{1,82}{2,20}$	$\frac{0,90}{0,89}$	$\frac{2,90}{3,47}$	$\frac{1,13}{1,12}$	$\frac{0,75}{0,93}$	$\frac{0,58}{0,58}$	$\frac{3,62}{4,58}$	$\frac{0,89}{0,93}$
3,5	35	$\frac{4}{5}$	4,5	1,5	$\frac{2,67}{3,28}$	$\frac{2,10}{2,57}$	$\frac{3,02}{3,61}$	$\frac{1,06}{1,05}$	$\frac{4,77}{5,71}$	$\frac{1,34}{1,32}$	$\frac{1,27}{1,51}$	$\frac{0,69}{0,68}$	$\frac{5,74}{7,23}$	$\frac{1,01}{1,05}$
4	40	$\frac{4}{5}$ $\frac{6}{6}$	5,0	1,7	$\frac{3,08}{3,79}$ $\frac{4,48}{4,48}$	$\frac{2,42}{2,97}$ $\frac{3,52}{3,52}$	$\frac{4,60}{5,54}$ $\frac{6,41}{6,41}$	$\frac{1,22}{1,21}$ $\frac{1,20}{1,20}$	$\frac{7,26}{8,75}$ $\frac{10,10}{10,10}$	$\frac{1,53}{1,52}$ $\frac{1,50}{1,50}$	$\frac{1,93}{2,34}$ $\frac{2,70}{2,70}$	$\frac{0,79}{0,78}$ $\frac{0,78}{0,78}$	$\frac{8,53}{10,70}$ $\frac{13,00}{13,00}$	$\frac{1,13}{1,17}$ $\frac{1,21}{1,21}$
4,5	45	$\frac{4}{5}$ $\frac{6}{6}$	5,0	1,7	$\frac{3,48}{4,29}$ $\frac{5,08}{5,08}$	$\frac{2,73}{3,37}$ $\frac{3,99}{3,99}$	$\frac{6,60}{8,00}$ $\frac{9,29}{9,29}$	$\frac{1,38}{1,37}$ $\frac{1,35}{1,35}$	$\frac{10,50}{12,70}$ $\frac{14,80}{14,80}$	$\frac{1,74}{1,72}$ $\frac{1,71}{1,71}$	$\frac{2,68}{3,26}$ $\frac{3,78}{3,78}$	$\frac{0,88}{0,87}$ $\frac{0,86}{0,86}$	$\frac{12,10}{15,30}$ $\frac{18,40}{18,40}$	$\frac{1,26}{1,30}$ $\frac{1,34}{1,34}$
5	50	$\frac{5}{6}$	5,5	1,8	$\frac{4,80}{5,69}$	$\frac{3,77}{4,47}$	$\frac{11,2}{13,1}$	$\frac{1,53}{1,52}$	$\frac{17,8}{20,7}$	$\frac{1,92}{1,91}$	$\frac{4,61}{5,39}$	$\frac{0,98}{0,97}$	$\frac{20,9}{25,2}$	$\frac{1,42}{1,46}$
6	60	$\frac{5}{6}$ $\frac{8}{8}$	6,5	2,2	$\frac{5,82}{6,91}$ $\frac{9,03}{9,03}$	$\frac{4,57}{5,42}$ $\frac{7,09}{7,09}$	$\frac{19,9}{23,3}$ $\frac{29,6}{29,6}$	$\frac{1,85}{1,84}$ $\frac{1,81}{1,81}$	$\frac{31,4}{36,8}$ $\frac{46,8}{46,8}$	$\frac{2,32}{2,31}$ $\frac{2,28}{2,28}$	$\frac{8,29}{9,76}$ $\frac{12,4}{12,4}$	$\frac{1,19}{1,19}$ $\frac{1,17}{1,17}$	$\frac{35,9}{43,3}$ $\frac{58,2}{58,2}$	$\frac{1,66}{1,70}$ $\frac{1,78}{1,78}$
6,5	65	$\frac{6}{8}$ $\frac{10}{10}$	8,0	2,7	$\frac{7,55}{9,87}$ $\frac{12,1}{12,1}$	$\frac{5,93}{7,75}$ $\frac{9,51}{9,51}$	$\frac{29,8}{38,1}$ $\frac{45,4}{45,4}$	$\frac{1,98}{1,96}$ $\frac{1,94}{1,94}$	$\frac{47,2}{60,3}$ $\frac{72,0}{72,0}$	$\frac{2,50}{2,48}$ $\frac{2,44}{2,44}$	$\frac{12,3}{15,8}$ $\frac{18,8}{18,8}$	$\frac{1,28}{1,27}$ $\frac{1,25}{1,25}$	$\frac{54,8}{73,7}$ $\frac{92,9}{92,9}$	$\frac{1,82}{1,90}$ $\frac{1,98}{1,98}$
7,5	75	$\frac{6}{8}$ $\frac{10}{10}$ $\frac{12}{12}$	9,0	3,0	$\frac{8,78}{11,5}$ $\frac{14,1}{14,1}$ $\frac{16,7}{16,7}$	$\frac{6,89}{9,03}$ $\frac{11,1}{11,1}$ $\frac{13,1}{13,1}$	$\frac{46,7}{60,1}$ $\frac{72,2}{72,2}$ $\frac{83,3}{83,3}$	$\frac{2,31}{2,28}$ $\frac{2,26}{2,26}$ $\frac{2,24}{2,24}$	$\frac{73,3}{94,9}$ $\frac{114}{114}$ $\frac{132}{132}$	$\frac{2,89}{2,87}$ $\frac{2,84}{2,84}$ $\frac{2,81}{2,81}$	$\frac{20,1}{25,3}$ $\frac{30,3}{30,3}$ $\frac{34,9}{34,9}$	$\frac{1,51}{1,48}$ $\frac{1,47}{1,47}$ $\frac{1,45}{1,45}$	$\frac{83,9}{113}$ $\frac{142}{142}$ $\frac{172}{172}$	$\frac{2,06}{2,14}$ $\frac{2,22}{2,22}$ $\frac{2,30}{2,30}$
8	80	$\frac{6}{8}$ $\frac{10}{10}$	9,0	3,0	$\frac{9,38}{12,3}$ $\frac{15,1}{15,1}$	$\frac{7,36}{9,66}$ $\frac{11,9}{11,9}$	$\frac{57,0}{73,3}$ $\frac{88,4}{88,4}$	$\frac{2,47}{2,44}$ $\frac{2,42}{2,42}$	$\frac{90}{116}$ $\frac{140}{140}$	$\frac{3,11}{3,07}$ $\frac{3,05}{3,05}$	$\frac{23,5}{30,3}$ $\frac{36,5}{36,5}$	$\frac{1,58}{1,57}$ $\frac{1,56}{1,56}$	$\frac{102}{137}$ $\frac{172}{172}$	$\frac{2,19}{2,27}$ $\frac{2,35}{2,35}$
9	90	$\frac{8}{10}$ $\frac{12}{12}$ $\frac{14}{14}$	11	3,7	$\frac{14,0}{17,2}$ $\frac{20,4}{20,4}$ $\frac{23,4}{23,4}$	$\frac{11,0}{13,5}$ $\frac{16,0}{16,0}$ $\frac{18,4}{18,4}$	$\frac{106}{128}$ $\frac{149}{149}$ $\frac{169}{169}$	$\frac{2,76}{2,74}$ $\frac{2,71}{2,71}$ $\frac{2,69}{2,69}$	$\frac{168}{204}$ $\frac{237}{237}$ $\frac{267}{267}$	$\frac{3,46}{3,44}$ $\frac{3,41}{3,41}$ $\frac{3,38}{3,38}$	$\frac{43,6}{53,1}$ $\frac{61,7}{61,7}$ $\frac{71,9}{71,9}$	$\frac{1,77}{1,76}$ $\frac{1,75}{1,75}$ $\frac{1,75}{1,75}$	$\frac{194}{244}$ $\frac{294}{294}$ $\frac{345}{345}$	$\frac{2,51}{2,59}$ $\frac{2,67}{2,67}$ $\frac{2,74}{2,74}$
10	100	$\frac{8}{10}$ $\frac{12}{12}$ $\frac{14}{14}$ $\frac{16}{16}$	12	4,0	$\frac{15,6}{19,2}$ $\frac{22,8}{22,8}$ $\frac{26,3}{26,3}$ $\frac{29,7}{29,7}$	$\frac{12,3}{15,1}$ $\frac{17,9}{17,9}$ $\frac{20,6}{20,6}$ $\frac{23,3}{23,3}$	$\frac{147}{179}$ $\frac{209}{209}$ $\frac{237}{237}$ $\frac{265}{265}$	$\frac{3,07}{3,05}$ $\frac{3,03}{3,03}$ $\frac{3,01}{3,01}$ $\frac{2,99}{2,99}$	$\frac{233}{284}$ $\frac{331}{331}$ $\frac{375}{375}$ $\frac{416}{416}$	$\frac{3,87}{3,85}$ $\frac{3,81}{3,81}$ $\frac{3,78}{3,78}$ $\frac{3,75}{3,75}$	$\frac{61,0}{74,9}$ $\frac{87,6}{87,6}$ $\frac{99,1}{99,1}$ $\frac{113}{113}$	$\frac{1,98}{1,97}$ $\frac{1,96}{1,96}$ $\frac{1,95}{1,95}$ $\frac{1,95}{1,95}$	$\frac{265}{333}$ $\frac{402}{402}$ $\frac{472}{472}$ $\frac{542}{542}$	$\frac{2,75}{2,83}$ $\frac{2,91}{2,91}$ $\frac{2,99}{2,99}$ $\frac{3,06}{3,06}$

Продолжение табл. 71

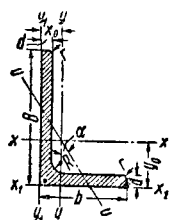
№ профилей	Размеры в мм				Площадь, про- филь в см ²	Вес 1 пог. м в кг	Справочные величины для осей											
	b	d	R	r			X—X		X ₀ —X ₀		Y ₀ —Y ₀		X ₁ —X ₁					
							I _x , см ⁴	I _x , см	I _{x₀} , см ⁴	I _{x₀} , см	I _{y₀} , см ⁴	I _{y₀} , см	I _{x₁} , см ⁴	Z ₀ , см				
12	120	10	13	4,3	23,3	18,3	316	3,68	503	4,64	130	2,36	575	3,33				
		12			27,6	21,7	371	3,66	590	4,62	153	2,35	693	3,41				
		14			31,9	25,1	423	3,64	671	4,59	174	2,34	811	3,49				
		16			36,1	28,4	474	3,62	749	4,56	199	2,34	931	3,56				
		18			40,3	31,6	520	3,60	822	4,54	219	2,33	1052	3,64				
13	130	10	13	4,3	25,3	19,8	406	4,01	646	5,05	166	2,56	730	3,58				
		12			30,0	23,6	477	3,99	759	5,03	196	2,55	880	3,66				
		14			34,7	27,3	545	3,96	866	5,00	223	2,54	1 030	3,74				
		16			39,3	30,9	608	3,93	967	4,96	249	2,52	1 182	3,82				
15	150	12	15	5,0	34,9	27,4	745	4,62	1 186	5,83	305	2,98	1 347	4,15				
		14			40,4	31,7	857	4,60	1 358	5,80	356	2,97	1 577	4,22				
		16			45,8	36,0	961	4,58	1 522	5,77	399	2,95	1 808	4,30				
		18			51,1	40,1	1 060	4,56	1 679	5,73	440	2,94	2 041	4,38				
		20			56,4	44,3	1 154	4,52	1 830	5,70	478	2,91	2 275	4,46				
18	180	14	15	5,0	48,8	38,3	1 515	5,57	2 405	7,03	625	3,58	2 721	4,97				
		16			55,4	43,5	1 704	5,55	2 705	7,00	703	3,56	3 117	5,05				
		18			61,9	48,6	1 885	5,52	2 994	6,94	775	3,54	3 515	5,13				
20	200	16	18	6,0	62,0	48,7	2 355	6,17	3 755	7,79	954	3,93	4 264	5,55				
		18			69,3	54,4	2 619	6,15	4 165	7,77	1 074	3,93	4 808	5,62				
		20			76,5	60,1	2 868	6,13	4 560	7,74	1 175	3,92	5 355	5,70				
		24			90,8	71,3	3 349	6,07	5 313	7,66	1 384	3,90	6 456	5,85				
		30			111,5	88,3	3 999	5,96	6 373	7,49	1 685	3,87	8 093	6,03				
22	220	16	21	7,0	63,4	53,7	3 168	6,80	5 046	8,59	1 307	4,37	5 661	6,04				
		20			84,5	66,4	3 859	6,75	6 120	8,51	1 592	4,34	7 003	6,20				
		24			100,4	78,8	4 514	6,71	7 148	8,44	1 870	4,32	8 560	6,35				
		28			115,9	91,0	5 135	6,66	8 130	8,37	2 141	4,30	10 029	6,50				
23	230	24	20	7,0	105,3	82,6	5 207	7,03	8 266	8,86	2 144	4,51	9 780	6,59				
Допускаемые отклонения в мм																		
№ профиля	Длина в м		Допускаемые отклонения в мм															
			по ширине полки						по толщине полки									
2—4,5			4—9			± 1						± 0,5						
5—9			4—12			± 1,5						± 0,7						
10—15			4—19			± 2						+ 1,2 и — 0,8						
18 и выше			6—19			± 4						+ 1,5 и — 1,0						

Таблица 72

Сталь прокатная угловая неравнобокая

(по ОСТ 10015-39)

Условные обозначения:

 B —ширина большой полки; b —ширина меньшей полки; d —толщина полки; R —радиус внутреннего закругления; r —радиус закругления полки; I —момент инерции; $r_{\text{наим}}$, r_x , r_y —радиусы инерции; X_0 — Y_0 —расстояние центра тяжести.

№ профиля	Площадь профиля в см ²	Вес 1 пог. м в кг	Размеры в мм					Ось X—X		Ось Y—Y		Ось X ₁ —X ₁		Ось Y ₁ —Y ₁		Ось U—U		
			B	b	d	R	r	I_x , см ⁴	r_x , см	I_y , см ⁴	r_y , см	I_{x_1} , см ⁴	расстояние центра тяжести Y_0 , см	I_{y_1} , см ⁴	расстояние центра тяжести X_0 , см	I_u мин., см ⁴	r_u мин., см	угол наклона оси $tg \alpha$
3/2	1,43	1,12	30	20	3	3,5	1,2	1,27	0,94	0,45	0,56	2,69	1,00	0,82	0,51	0,26	0,43	0,430
	1,86	1,46			4			1,61	0,93	0,56	0,55	3,61	1,04	1,12	0,55	0,34	0,43	0,422
3,5/2	2,06	1,62	35	20	4	3,5	1,2	2,48	1,10	0,53	0,53	5,62	1,25	1,11	0,51	0,37	0,42	0,320
	2,52	1,98			5			2,98	1,09	0,70	0,53	7,15	1,29	1,45	0,55	0,45	0,42	0,310
4,5/3	2,88	2,26	45	30	4	5,0	1,7	5,81	1,42	2,06	0,84	12,1	1,48	3,65	0,72	1,21	0,65	0,432
	4,18	3,28			6			8,15	1,40	2,85	0,83	18,3	1,56	5,65	0,82	1,69	0,64	0,423
6/4	4,83	3,79	60	40	5	7,0	2,3	17,4	1,90	6,19	1,13	35,8	1,95	10,8	0,97	3,62	0,87	0,432
	5,72	4,49			6			20,3	1,88	7,20	1,12	43,1	2,0	13,1	1,01	4,20	0,86	0,430
	7,44	5,84			8			25,8	1,86	9,04	1,10	57,9	2,08	17,9	1,09	5,39	0,85	0,420
7,5/5	6,11	4,80	75	50	5	8,0	2,7	34,9	2,39	12,5	1,43	69,9	2,39	20,9	1,17	7,24	1,09	0,435
	7,25	5,69			6			41,0	2,37	14,6	1,42	84,0	2,44	25,3	1,21	8,48	1,08	0,434
	9,47	7,43			8			52,4	2,35	18,6	1,40	113	2,52	34,3	1,29	10,9	1,07	0,428
	11,6	9,11			10			63,0	2,33	22,1	1,38	141	2,60	43,7	1,36	13,2	1,07	0,423
8/5,5	7,85	6,16	80	55	6	8,0	2,7	50,6	2,53	19,6	1,53	162	2,56	33,4	1,33	11,1	1,19	0,462
	10,3	8,06			8			64,9	2,51	24,9	1,56	136	2,64	45,3	1,41	14,3	1,19	0,458
	12,6	9,90			10			78,2	2,49	29,8	1,54	171	2,72	57,5	1,48	17,4	1,18	0,452
9/6	8,78	6,90	90	60	6	9	3	72,4	2,87	26,0	1,72	145	2,88	43,4	1,41	14,7	1,30	0,437
	11,5	9,08			8			93,2	2,85	33,2	1,70	194	2,96	53,6	1,49	19,3	1,29	0,433
	14,1	11,10			10			113,0	2,82	39,8	1,68	244	3,05	74,4	1,56	23,5	1,29	0,429
10/7,5	13,5	10,6	100	75	8	10	3,3	135,0	3,16	65,0	2,19	266	3,11	113	1,88	35,4	1,62	0,548
	16,7	13,1			10			163,0	3,13	78,5	2,17	333	3,20	143	1,96	42,6	1,60	0,545
	19,7	15,5			12			190,0	3,11	91,1	2,15	402	3,27	173	2,04	49,8	1,59	0,541

Продолжение табл. 72

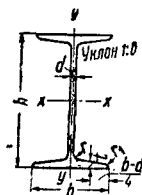
№ профилей	Площадь про- филя в см ²	Вес 1 пог. м в кг	Размеры в мм					Ось X—X		Ось Y—Y		Ось X ₁ —X ₁		Ось Y ₁ —Y ₁		Ось U—U		
			B	b	d	R	r	I _x , см ⁴	I _x , см	I _y , см ⁴	I _y , см	I _{x₁} , см ⁴	расстояние центра тя- жести Y ₀ , см	I _{y₁} , см ⁴	расстояние центра тя- жести X ₀ , см	I _u мин., см ⁴	Γ _u мин., см	угол наклона оси tg α
12,8	15,6	12,2	120	80	8	11	3,7	229,0	3,83	82,3	2,30	459	3,85	137	1,88	47,6	1,75	0,438
	19,2	15,1			10			279,0	3,81	99,6	2,27	575	3,98	178	1,96	57,7	1,73	0,436
	22,8	17,9			12			326,0	3,79	116,0	2,25	692	4,01	210	2,04	66,6	1,71	0,432
13/9	17,2	13,5	130	90	8	12	4,0	297	4,15	118	2,62	583	4,08	195	2,11	66,5	1,97	0,471
	21,3	16,7			10			362	4,12	143	2,59	731	4,16	245	2,19	81,4	1,95	0,469
	25,2	19,8			12			424	4,10	167	2,57	879	4,25	297	2,27	94,8	1,94	0,467
	29,1	22,8			14			484	4,08	189	2,55	1 028	4,33	349	2,35	109	1,93	0,464
15/10	24,3	19,1	150	100	10	13	4,3	557	4,78	201	2,87	1 120	4,81	335	2,35	115	2,18	0,439
	28,8	22,6			12			655	4,76	235	2,85	1 347	4,90	405	2,43	137	2,18	0,437
	33,3	26,2			14			749	4,73	267	2,83	1 575	4,98	476	2,51	156	2,16	0,434
	37,7	29,6			16			839	4,71	297	2,81	1 804	5,06	549	2,59	175	2,15	0,430
18/12	34,9	27,4	180	120	12	14	4,7	1 156	5,75	417	3,46	2 325	5,79	695	2,82	240	2,62	0,440
	40,4	31,7			14			1 326	5,73	476	3,44	2 717	5,87	816	2,90	279	2,62	0,438
	45,8	35,9			16			1 490	5,71	532	3,41	3 111	5,95	939	2,98	309	2,60	0,436
20/12	37,3	29,2	200	120	12	14	4,7	1 546	6,45	428	3,39	3 188	6,64	696	2,68	259	2,64	0,364
	43,2	33,9			14			1 776	6,42	489	3,36	3 425	6,72	818	2,76	295	2,61	0,362
	49,0	38,4			16			1 997	6,38	547	3,34	4 264	6,80	941	2,84	331	2,60	0,360
20/15	41,0	32,2	200	150	12	17	5,7	1 666	6,37	810	4,44	3 181	6,08	1 347	3,62	436	3,26	0,552
	53,9	42,3			16			2 155	6,32	1 043	4,40	4 272	6,27	1 812	3,78	562	3,23	0,549
	60,3	47,3			18			2 388	6,30	1 153	4,38	4 800	6,33	2 048	3,85	623	3,21	0,548
	66,5	52,2			20			2 614	6,27	1 258	4,35	5 344	6,41	2 285	3,93	683	3,21	0,546
Допускаемые отклонения в мм																		
№ профиля			Длина в м			по ширине полки				по толщине полки								
2—4,5			4—9			± 1,0				± 0,5								
5—9			4—12			± 1,5				± 0,7								
10—15			4—19			± 2,0				+ 1,2 и — 0,8								
18 и выше			6—19			± 4				+ 1,5 и — 1,0								

Таблица 73

Балки двутавровые
(по ОСТ 10016-39)

Условные обозначения:

h —высота балки;
 b —ширина полки;
 d —толщина стенки;
 t —средняя толщина полки;
 r —радиус внутреннего закругления;
 r_1 —радиус закругления полки;
 y —момент инерции
 W —момент сопротивления;
 I —радиус инерции;
 I_x —статический момент полусечения.



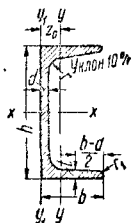
№ профиля	Размеры в мм						Площадь сечения в см ²	Вес 1 м в кг	Для осей						
	h	b	d	t	r	r ₁			X-X				Y-Y		
									I _x , см ⁴	W _x , см ³	i _x , см	I _x : S _x	I _y , см ⁴	W _y , см ³	i _y , см
10	100	68	4,5	7,6	6,5	3,3	14,3	11,2	245	49	4,14	8,59	33,0	9,72	1,52
12	120	74	5,0	8,4	7,0	3,5	17,8	14,0	436	72,7	4,95	10,30	46,9	12,7	1,62
14	140	80	5,5	9,1	7,5	3,8	21,5	16,9	712	102	5,76	12,0	64,4	16,1	1,73
16	160	88	6,0	9,9	8,0	4,0	26,1	20,5	1130	141	6,58	13,8	93,1	21,2	1,89
18	180	94	6,5	10,7	8,5	4,3	30,6	24,1	1660	185	7,36	15,4	122	26,0	2,00
20a	200	100	7,0	11,4	9,0	4,5	35,5	27,9	2370	237	8,15	17,2	158	31,5	2,12
20б	200	102	9,0	11,4	9,0	4,5	39,5	31,1	2500	250	7,96	16,9	169	33,1	2,06
22a	220	110	7,5	12,3	9,5	4,8	42,0	33,0	3400	309	8,99	18,9	225	40,9	2,31
22б	220	112	9,5	12,3	9,5	4,8	46,4	36,4	3570	325	8,78	18,7	239	42,7	2,27
24a	240	116	8,0	13,0	10,0	5,0	47,7	37,4	4570	381	9,77	20,7	280	48,4	2,42
24б	240	118	10,0	13,0	10,0	5,0	52,6	41,2	4800	400	9,57	20,4	297	50,4	2,38
27a	270	122	8,5	13,7	10,5	5,3	54,6	42,8	6550	485	10,9	23,8	345	56,5	2,51
27б	270	124	10,5	13,7	10,5	5,3	60,0	47,1	6870	509	10,7	22,9	366	58,9	2,47
30a	300	126	9,0	14,4	11,0	5,5	61,2	48,0	8950	597	12,1	25,7	400	63,5	2,55
30б	300	128	11,0	14,4	11,0	5,5	67,2	52,7	9400	627	11,8	25,4	422	65,9	2,50
30с	300	130	13,0	14,4	11,0	5,5	73,4	57,4	9850	657	11,6	25,0	445	68,5	2,46
33a	330	130	9,5	15,0	11,5	5,8	68,1	53,4	11900	721	13,2	28,3	460	70,7	2,69
33б	330	132	11,5	15,0	11,5	5,8	74,7	58,6	12500	757	12,9	27,9	484	73,4	2,55
33с	330	134	13,5	15,0	11,5	5,8	81,3	63,8	13100	794	12,7	27,5	510	76,1	2,51
36a	360	136	10,0	15,8	12,0	6,0	76,3	59,9	15760	875	14,4	30,7	552	81,2	2,69
36б	360	138	12,0	15,8	12,0	6,0	83,5	65,6	16530	919	14,1	30,3	582	84,3	2,64
36с	360	140	14,0	15,8	12,0	6,0	90,7	71,2	17310	962	13,8	29,9	612	87,4	2,60
40a	400	142	10,5	16,5	12,5	6,3	86,1	67,6	21720	1090	15,9	34,1	660	93,2	2,77
40б	400	144	12,5	16,5	12,5	6,3	94,1	73,8	22780	1140	15,6	33,6	692	96,2	2,71
40с	400	146	14,5	16,5	12,5	6,3	102	80,1	23850	1190	15,2	33,2	727	99,6	2,65
45a	450	150	11,5	18,0	13,5	6,8	102	80,4	32240	1430	17,7	38,6	855	114	2,89
45б	450	152	13,5	18,0	13,5	6,8	111	87,4	33760	1500	17,4	38,0	894	118	2,84
45с	450	154	15,5	18,0	13,5	6,8	120	94,5	35280	1570	17,1	37,6	938	122	2,79
50a	500	158	12,0	20,0	14,0	7,0	119	93,6	46470	1860	19,7	42,8	1120	142	3,07
50б	500	160	14,0	20,0	14,0	7,0	129	101	48560	1940	19,4	42,4	1170	146	3,01
50с	500	162	16,0	20,0	14,0	7,0	139	109	50640	2080	19,0	41,8	1220	151	2,96
55a	550	166	12,5	21,0	14,5	7,3	134	105	62870	2290	21,6	46,9	1370	164	3,19
55б	550	168	14,5	21,0	14,5	7,3	145	114	65640	2390	21,2	46,4	1420	170	3,14
55с	550	170	16,5	21,0	14,5	7,3	156	123	68410	2490	20,9	45,8	1480	175	3,08
60a	600	176	13,0	22,0	15,0	7,5	151	118	83860	2800	23,5	51,8	1700	193	3,36
60б	600	178	15,0	22,0	15,0	7,5	163	128	87460	2920	23,2	50,7	1770	199	3,30
60с	600	180	17,0	22,0	15,0	7,5	175	137	91060	3040	22,8	50,2	1840	205	3,24
№ профиля	Длина в м						Допускаемые отклонения в мм								
							по высоте		по ширине полки		по толщине стенки				
10, 12, 14		5—19						± 2,0		+ 1,0 — 1,5		± 0,6			
16, 18		5—19						± 2,0		+ 1,3 — 2,0		± 0,7			
20, 22, 24, 27, 30, 33, 36		6—19						± 3,0		+ 1,7 — 2,3		± 1,0			
40, 45, 50, 55, 60		6—19						± 4,0		+ 2,2 — 3,0		± 1,2			

Таблица 74

Швеллеры
(ОСТ 10017-39)

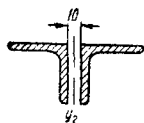
Условные обозначения:

h —высота швеллера;
 b —ширина полки;
 d —толщина стенки;
 t —средняя толщина полки;
 r —радиус внутреннего закругления;
 r_1 —радиус закругления полки;
 I —момент инерции;
 W —момент сопротивления;
 i —радиус инерции;
 Z_0 —расстояние между осями $Y-Y$ и Y_1-Y_1 .



№ профилей	Размеры в мм						Площадь сече- ния в см²	Вес 1 пог. м в кг	Справочные величины для осей							
	h	b	d	t	r	r₁			X-X			Y-Y			Y₁-Y₁	
									W _x , см³	I _x , см⁴	i _x , см	W _y , см³	I _y , см⁴	i _y , см	I _{y₁} , см⁴	Z ₀ , см
5	50	37	4,5	7,0	7,0	3,50	6,93	5,44	10,4	26,0	1,94	3,55	8,3	1,10	20,9	1,35
6,5	65	40	4,8	7,5	7,5	3,75	8,54	6,70	17,0	55,2	2,54	4,59	12,0	1,19	28,3	1,38
8	80	43	5,0	8,0	8,0	4,0	10,24	8,04	25,3	101,3	3,15	5,79	16,6	1,27	37,4	1,43
10	100	48	5,3	8,5	8,5	4,25	12,74	10,00	39,7	198,3	3,95	7,80	25,6	1,41	54,9	1,52
12	120	53	5,5	9,0	9,0	4,50	15,36	12,06	57,7	346,3	4,75	10,17	37,4	1,56	77,7	1,21
14 ^a b	140	58	6,0	9,5	9,5	4,75	18,51	14,53	80,5	563,7	5,52	13,01	53,2	1,70	107,1	1,76
	140	60	8,0	9,5	9,5	4,75	21,31	16,73	87,1	609,4	5,35	14,12	61,1	1,69	120,6	1,67
16 ^a b	160	63	6,5	10,0	10,0	5,0	21,95	17,23	108,3	866,2	6,28	16,30	73,3	1,83	144,1	1,80
	160	65	8,5	10,0	10,0	5,0	25,15	19,74	116,8	934,5	6,10	17,55	83,4	1,82	160,8	1,75
18 ^a b	180	68	7,0	10,5	10,5	5,25	25,69	20,17	141,4	1272,7	7,04	20,03	98,6	1,96	189,7	1,88
	180	70	9,0	10,5	10,5	5,25	29,29	22,99	152,2	1369,9	6,84	21,52	111,0	1,95	210,1	1,84
20 ^a b	200	73	7,0	11,0	11,0	5,5	28,83	22,63	178,0	1780,4	7,86	24,20	128,0	2,11	244,0	2,01
	200	75	9,0	11,0	11,0	5,5	32,83	25,77	191,4	1913,7	7,64	25,88	143,6	2,09	268,4	1,95
22 ^a b	220	77	7,0	11,5	11,5	5,75	31,84	24,99	217,6	2393,9	8,67	28,17	157,8	2,23	293,2	2,10
	220	79	9,0	11,5	11,5	5,75	36,24	28,45	233,8	2571,4	8,42	30,05	176,4	2,21	326,3	2,03
24 ^a b c	240	78	7,0	12,0	12,0	6,0	34,21	26,55	254,3	3052,2	9,45	30,47	173,8	2,25	324,6	2,10
	240	80	9,0	12,0	12,0	6,0	39,00	30,62	273,5	3282,6	9,17	32,51	194,1	2,23	354,8	2,03
	240	82	11,0	12,0	12,0	6,0	43,81	34,39	292,7	3513,0	8,95	34,42	213,4	2,21	388,1	2,00
27 ^a b c	270	82	7,5	12,5	12,5	6,25	39,27	30,83	323,1	4362,0	10,54	35,52	215,6	2,34	393,1	2,13
	270	84	9,5	12,5	12,5	6,25	44,67	35,07	347,4	4690,1	10,25	37,72	239,2	2,31	428,2	2,06
	270	86	11,5	12,5	12,5	6,25	50,07	39,30	371,7	5018,1	10,10	39,79	261,4	2,28	466,8	2,03
30 ^a b c	300	85	7,5	13,5	13,5	6,75	43,89	34,45	403,2	6047,9	11,72	41,10	259,5	2,43	466,5	2,17
	300	87	9,5	13,5	13,5	6,75	49,59	39,16	433,2	6497,9	11,41	44,03	289,2	2,41	515,2	2,13
	300	89	11,5	13,5	13,5	6,75	55,89	43,81	463,2	6947,9	11,15	46,38	315,8	2,38	559,7	2,09
33 ^a b c	330	88	8,0	14,0	14,0	7,0	49,50	38,70	489,5	8076,8	12,80	46,65	307,5	2,50	547,6	2,21
	330	90	10,0	14,0	14,0	7,0	55,90	43,88	525,8	8675,7	12,46	49,32	338,4	2,46	593,2	2,14
	330	92	12,0	14,0	14,0	7,0	62,50	49,06	562,1	9274,7	12,18	51,81	367,9	2,43	643,2	2,10
36 ^a b c	360	96	9,0	16,0	16,0	8,0	60,89	47,80	659,7	11874,2	13,97	63,54	455,0	2,73	818,4	2,44
	360	98	11,0	16,0	16,0	8,0	68,09	53,45	702,9	12651,8	13,63	66,85	496,7	2,70	880,4	2,37
	360	100	13,0	16,0	16,0	8,0	75,29	59,10	745,1	13429,4	13,36	70,02	536,4	2,67	947,9	2,34
40 ^a b c	400	100	10,5	18,0	18,0	9,0	75,05	58,91	878,9	17577,9	15,30	78,83	592,0	2,81	1067,7	2,49
	400	102	12,5	18,0	18,0	9,0	83,05	65,19	932,2	18644,5	14,98	82,52	640,0	2,78	1135,6	2,44
	400	104	14,5	18,0	18,0	9,0	91,05	71,47	985,6	19711,2	14,71	86,19	687,8	2,75	1220,7	2,42
№ профиля		Длина в м		Допускаемые отклонения (±) в мм												
				по высоте		по ширине полки		по толщине стенки								
5—8		5—12		1,5		1,2		0,5								
10—14		5—19		2,0		1,5		0,6								
16—18		5—19		2,0		2,0		0,7								
20—30		6—19		3,0		2,0		0,9								
33—40		6—19		3,0		2,0		1,0								

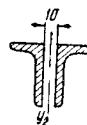
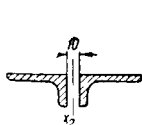
Таблица 75



Моменты инерции, моменты сопротивления и радиусы инерции уголков равнобоких двойных
(по ОСТ 14. Редакция 1932 г.)

№ профиля	a	I_{y_2} , см ⁴	W_{y_2} , см ³	r_{y_2} , см
2	3 4	3,53 4,77	1,412 1,905	1,25 1,28
2,5	3 4	5,92 6,04	1,972 2,68	1,44 1,47
3	4 5	12,4 15,7	3,54 4,50	1,65 1,68
3,5	4 5	18,2 23,0	4,56 5,74	1,85 1,87
4	4 5 6	25,6 32,2 39,1	5,68 7,15 8,68	2,04 2,06 2,09
4,5	4 5 6	34,8 43,8 52,9	6,97 8,76 10,6	2,24 2,26 2,28
5	5 6	57,7 69,9	10,5 12,7	2,45 2,48
6	5 6 8	94,2 114 153	14,5 17,5 23,5	2,85 2,87 2,91
6,5	6 8 10	141 190 240	20,1 27,1 34,2	3,06 3,10 3,15
7,5	6 8 10 12	208 280 353 436	26,0 35,0 44,2 54,4	3,44 3,49 3,54 3,61
8	8 10	335 422	39,4 49,6	3,69 3,73
9	8 10 12 14	466 584 708 830	49,0 61,5 74,6 87,4	4,08 4,11 4,16 4,21
10,0	8 10 12 14 16	624 784 948 1 115 1 282	59,4 74,6 90,2 106 122	4,47 4,51 4,56 4,60 4,65
12,0	10 12 14 16	1 316 1 588 1 564 2 138	105 127 149 171	5,31 5,36 5,41 5,45
13,0	10 12 14 16	1 656 1 992 2 338 2 682	123 148 173 199	5,70 5,76 5,81 5,84
15,0	12 14 16 18 20	2 998 3 520 4 030 4 550 5 068	193 227 260 293 327	6,55 6,60 6,64 6,67 6,70
18,0	14 16	5 950 6 824	322 369	7,80 7,85
20,0	16 18 20 24	9 250 10 418 11 616 14 018	450 508 566 683	8,64 8,68 8,72 8,79

Таблица 76



Моменты инерции, моменты сопротивления и радиусы инерции уголков неравнобоких двойных
(по ОСТ 15. Редакция 1932 г.)

№ проф- филей	d в мм	I_{x_1} , см ⁴	W_{x_1} , см ³	r_{x_1} , см	I_{y_1} , см ⁴	W_{y_1} , см ³	r_{y_1} , см
3/2	3 4	8,98 12,0	2,56 3,44	1,773 1,801	3,82 5,21	1,527 2,08	1,153 1,183
4,5/3	4 6	34,2 51,8	6,84 10,4	2,44 2,49	13,0 20,3	3,11 5,80	1,500 1,556
6/4	5 6 8	92,8 112 151	14,3 17,3 23,2	3,10 3,13 3,18	33,3 40,5 55,7	7,40 9,00 12,37	1,855 1,883 1,935
7,5/5	5 6 8 10	172 207 277 349	21,5 25,9 34,6 43,6	3,74 3,78 3,83 3,88	59,0 71,6 97,8 125	10,73 13,00 17,80 22,60	2,19 2,22 2,27 2,32
8,5/5	6 8 10	248 333 417	29,2 39,2 49,1	3,98 4,02 4,07	91,8 125 158	15,30 20,8 26,4	2,42 2,46 2,50
9/6	8 10 12	345 461 581	36,4 48,6 61,1	4,43 4,48 4,53	116 157 199	17,86 24,2 30,7	2,58 2,62 2,66
10/7,5	8 10 12	622 783 940	59,2 74,6 89,5	4,80 4,84 4,88	283 359 437	35,4 44,8 54,6	3,24 3,28 3,33
12/8	8 10 12	1 048 1 312 1 578	83,8 105 126	5,79 5,85 5,87	341 432 526	40,1 50,7 62,0	3,30 3,35 3,40
13/9	8 10 12 14	1 316 1 648 1 984 2 326	97 122 147 172	6,20 6,22 6,28 6,33	470 595 721 850	49,5 62,6 75,8 89,5	3,70 3,74 3,78 3,82
15/10	10 12 14 16	2 486 2 990 3 498 4 004	160 193 226 258	7,16 7,21 7,25 7,29	796 964 1 138 1 308	75,8 91,8 108 124	4,05 4,09 4,13 4,17
18/12	12 14 16	5 072 5 932 6 790	274 321 367	8,53 8,57 8,63	1 602 1 888 2 174	128 151 174	4,79 4,84 4,86
20/12	12 14 16	6 892 8 052 9 214	336 393 449	9,61 9,65 9,70	1 610 1 894 2 188	129 151 175	4,64 4,68 4,73

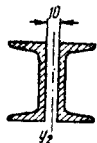
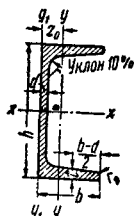


Таблица 77

Моменты инерции, моменты сопротивления и радиусы инерции швеллеров двойных
(по ОСТ 17. Редакция 1932 г.)

№ профиля	$I_{y_1}, \text{см}^4$	$W_{y_1}, \text{см}^3$	$r_{y_1}, \text{см}$	№ профиля	$I_{y_1}, \text{см}^4$	$W_{y_1}, \text{см}^3$	$r_{y_1}, \text{см}$
5	64,0	15,24	2,15	a	812	97,8	3,45
6,5	84,4	19,96	2,22	24 b	882	103,8	3,42
8	109,6	22,8	2,31	c	966	111,0	3,40
10	156,2	29,4	2,48	a	966	112,0	3,52
12	216	36,6	2,64	27 b	1058	119,0	3,43
14 a	288	45,6	2,78	c	1152	126,6	3,43
b	324	49,8	2,75	a	1172	130,2	3,60
16 a	398	55,6	2,94	30 b	1256	136,6	3,53
b	422	60,2	2,90	c	1382	147,0	3,52
18 a	488	66,8	3,08	a	1338	144,0	3,69
b	542	72,4	3,04	33 b	1454	153,2	3,60
20 a	622	79,6	3,24	c	1580	162,8	3,56
b	686	85,6	3,18	a	1962	194,2	4,01
22 a	754	92,0	3,33	36 b	2116	206,0	3,94
b	832	99,0	3,30	c	2888	218,0	3,90
				a	2626	240,0	4,10
				40 b	2720	254,0	4,06
				c	2916	268,0	4,00



СОРТАМЕНТ СТАЛИ ПРОКАТНОЙ СПЕЦИАЛЬНЫХ ПРОФИЛЕЙ ДЛЯ ПАРОВОЗО-
И ВАГОНОСТРОЕНИЯ
(по ОСТ 10028-39)

Таблица 78

Швеллеры для вагонов

№ профилей	Размеры в мм						Уклон в %	Площадь сечения в см²	Теоретический вес 1 пог. м в кг	Справочные величины для осей								Z, см
										X-X			Y-Y		Y₁-Y₁			
	h	b	d	t	r	r₁				I _x , см⁴	W _x , см³	i _x , см	I _y , см⁴	W _y , см³	I _{y₁} , см⁴	i _{y₁} , см		
8с	80	45	6	9	9	4,5	10	11,85	9,30	113,9	25,5	—	20,9	7	—	—	—	
12с	120	55	6,5	9,5	9,5	4,75	10	17,25	13,55	371,6	61,9	—	44,9	11,7	—	—	—	
18с	180	100	8	10,5	10,5	5,25	6	34,028	26,71	1790,1	198,9	7,2	305,1	43,5	609,3	3	2,99	
20с	200	100	8	11	11	5,5	6	36,574	28,71	2359	235,9	8	327,2	46,3	641,2	3	2,93	
24д	240	85	9,5	14	14	7	8	44,454	34,90	3840,6	320	9,3	268,7	43,7	514,2	2,5	2,35	
26	260	90	10	15	15	7,5	8	50,59	39,31	5129,7	394,6	10,1	342,8	52,6	654,1	2,6	2,48	
30е	300	100	11	16,5	16,5	8,25	8	63,08	49,52	8479,7	565,3	11,6	524,0	71,9	987,3	2,9	2,71	
30ф	300	75	10	14	14	7	8	48,712	38,24	6054	408,6	11,1	203,4	35,8	363,1	2	1,81	

Таблица 79

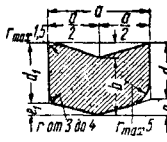
Сталь рессорная гладкая для паровозов и вагонов

Эскиз	а в мм	76	76	76	76	89	89	102	102	114	114	120	130	130	150	150
	б в мм	7	8	10	13	10	13	10	13	7	10	12	10	12	10	12

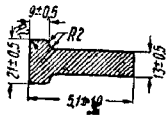
Примечание. Марка стали 55ГС и 55С2 (см. табл. 33).

Таблица 80

Сталь для бандажных колец

Эскиз	Размеры в мм						
	a	b	c	d	d ₁	e	e ₁
	18 _{-1,0}	10	3	10 _{-0,6}	11 _{-0,6}	3	2
	18 _{-1,0}	11	3	11 _{-0,6}	12 _{-0,6}	3	2

Примечание. Марка Ст. 3.




Дверной вагонный рельс

Марка Ст. 3. В сечении представляет тавр размером 51 × 21 × 13 мм.

Таблица 81

Сталь рессорная желобчатая для паровозов и вагонов

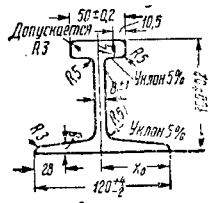
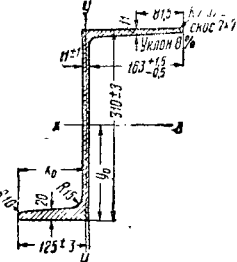
Эскиз	a в мм	63	63	76	76	76	76	89	89	89	100	100	120	130
	b в мм	10	13	7	10	11	13	9,5	10	13	13	13	12	10

Примечания. 1. Марка 55ГС и 55С2 (см. табл. 33).

2. Для профиля $b=7$ размер $K=3,5$ мм, $r_{наиб} = K_1 = 2,75$ мм, во всех остальных случаях $r_{наим} = 5$ мм, $K = 4,5$ мм; $r_{наиб} = K_1 = 3,75$ мм.

Таблица 87

Стойки и хребтовые балки для вагонов

Эскиз	Профиль	Площадь сечения в см ²	Теоретический вес 1 пог. м в кг	I_x	I_y	W_x		W_y		X_0	Y_0
				см ⁴	см ⁴	верх	низ	лев.	прав.		
						см ³					
см											
	Стойка	24,06	18,8	375,1	157,3	63,9	89,0	24,2	29,6	6,5	4,2
		22,6	17,7	352,25	149,11	62	82	23,4	23,4	6	4,3
	Хребтовая балка	74,8	53,4	11 489	2 888,14	702	784	238	173,5	12,12	14,65

Примечания 1. Марка Ст. 3.
2. Нижние размеры для стойки введены с 15 июня 1942 г. взамен верхних.

Таблица 88

Сталь углубляющая

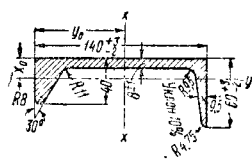
Эскиз	Площадь сечения в см ²	Теоретический вес 1 пог. м в кг	I_x	I_y	W_x		W_y		X_0	Y_0
			см ⁴	см ⁴	лев.	прав.	верх	низ	см	
					см ³					
	21,4	16,69	604,84	29,62	88,4	84,4	19,6	6,5	1,51	6,84

Таблица 89

Вес рельсов

Тип рельсов	Теоретический вес в кг (удельный вес 7,83)					
	1 пог. м рельса (без отверстий)	одного рельса длиной				части рельса, соответствующей болтовым отверстиям
		12,5 м (без отверстий)	12,5 м за вычетом отверстий для болтов	25 м (без отверстий)	25 м за вычетом отверстий для болтов	
Р50 (50 кг/пог. м) .	50,504	631,293	630,67	1262,587	1261,958	0,625
Р43 (I-а, ул.)	43,613	545,163	544,662	1090,325	1089,825	0,5
Р38 (II-а)	38,416	480,2	479,778	960,4	959,978	0,4219

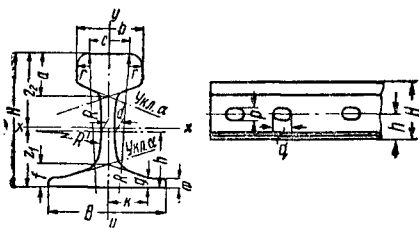


Таблица 90

Рельсы для железных дорог широкой колеи
(по ГОСТ 3542-47)

Тип рельсов	Основные размеры в мм																
	H	B	a	b	c	d	h	f	g	k	m	r	R ₁	R	уклон α	P	q
P50 (50 кг/пог. м)	152	132	42	70	30	14,5	68,5	27	—	—	10,5	10	350	350	1:4	31	31
P43 (I-а, ул.)	140	114	42	70	46	13,5	62,5	27	14	39	11	13	350	300	1:3	25	33
P38 (II-а)	135	114	40	68	43,9	13	59,5	24	10,82	39,54	9	13	—	300	1:3	25	33

Продолжение табл. 90

Тип рельсов	Длина в м		Площадь поперечного сечения рельса в см ²	Расстояние центра тяжести		Момент инерции рельса I_x , см ⁴	Момент сопротивления рельса		Расстояние центра тяжести до боковой грани подошвы рельса ($Z_1/2$) см	Момент инерции рельса I_y , см ⁴	Момент сопротивления рельса $W_y = B/2 \cdot I_y$
	нормальная	укороченная для кривых		до подошвы рельса Z_1 , см	до головки рельса Z_2 , см		по нижнему волокну $W_1 = I_x/Z_1$, см ³	по верхнему волокну $W_2 = I_x/Z_2$, см ³			
P50 (50 кг/пог. м)	12,5	12,46 ; 12,42 ; 12,38	64,5	7,08	8,12	2016,0	284,69	248,35	6,6	416	63,03
P43 (I-а, ул.)	и	и	55,7	6,863	7,137	1472,0	214,5	206,2	5,7	257	45
P38 (II-а)	25	24,96 и 24,92	49,063	6,781	6,719	1222,54	180,29	181,95	5,7	209,28	36,72

СПЛАВЫ МЕДИ

Таблица 91

Химический состав технической меди

Марка (ГОСТ 859-41)	Cu не менее	Примесей не более									
		Bi	Sb	As	Fe	Ni	Pb	Sn	S	O	N
M0	99,95	0,002	0,002	0,002	0,005	0,002	0,005	0,002	0,005	0,02	0,005
M1	99,90	0,002	0,002	0,002	0,005	0,002	0,005	0,002	0,005	0,08	0,005
M2	99,70	0,002	0,005	0,01	0,05	0,20	0,01	0,05	0,01	0,10	—
M3	99,50	0,003	0,05	0,05	0,05	0,20	0,05	0,05	0,01	0,10	—
M4	99,00	0,005	0,20	0,20	0,10	—	0,30	—	0,02	0,15	—

Назначение марок меди: М0 — для проводников тока и сплавов высокой частоты; М1 — для проводников тока, проката и высококачественных сплавов; М2 — для высококачественных полуфабрикатов и обрабатываемых сплавов на медной основе; М3 — для прокатываемых сплавов на медной основе обычного качества и литейных сплавов; М4 — для литейных бронз и различных ответственных сплавов.

Таблица 92

Физические, механические и технологические свойства технической меди

Свойства	Состояние бразца	Символ и размер- ность	Показатель
Температура плавления	—	°C	1 083
Плотность	при 20° C	γ г/см ³	8,93
Коэффициенты линейного расширения	—	$\alpha \cdot 10^6$	16,42
Теплопроводность	—	кал/см·сек·град	0,923
Удельное электрическое сопротивление	—	ρ ом·мм ² /м	0,017241
Температурный коэффициент	при °C	α	0,00433
Электропроводность	при 1 145° C	η г/см·сек	0,0341
Вязкость	мягкий	E кг/мм ²	10 800
Модуль нормальной упругости при растяжении	твёрдый	E кг/мм ²	13 000
Предел упругости при растяжении	мягкий	σ_e кг/мм ²	2,5
	твёрдый	σ_e кг/мм ²	14
Предел текучести	мягкий	σ_s кг/мм ²	7
	твёрдый	σ_s кг/мм ²	38
Предел усталости при переменном скру- чивании	горячекатаный	τ кг/мм ²	2,8
	холоднокатаный	τ кг/мм ²	4,2
Предел усталости при переменном-изгиба- ющем напряжении	отожжённый	σ_T кг/мм ²	6,7
	холоднотянутый	σ_T кг/мм ²	11
Предел ползучести	при 20° C	σ_c кг/мм ²	7
	при 200° C	σ_c кг/мм ²	5
	при 400° C	σ_c кг/мм ²	1,4
Предел прочности при растяжении	твёрдый	σ_b кг/мм ²	40—50
	литой	σ_b кг/мм ²	18—22
	мягкий	σ_b %	24
	»	δ %	50
Относительное удлинение	твёрдый	δ %	6
	литой	δ %	18
	мягкий	δ %	5,6
Ударная вязкость	литой	a_k кгм/см ²	5,8
	твёрдый	ψ %	75
Относительное сужение	литой	ψ %	35
	мягкий	τ кг/мм ²	19
Предел прочности при срезе	твёрдый	τ кг/мм ²	43
Предел прочности при сжатии	литой	σ_{jd} кг/мм ²	157
Осадка при сжатии	»	%	65
	мягкий	H_B кг/мм ²	35
Твёрдость по Бринелю	твёрдый	H_B кг/мм ²	120
	литой	H_B кг/мм ²	40
Коэффициент трения со смазкой	»	f'	0,011
Коэффициент трения без смазки	»	f''	0,43
Усадка	жидкая	%	2,1

Таблица 93

Механические свойства латуни группы А, обрабатываемой давлением

Марка	Виды изделий	Предел прочно- сти при растя- жении σ_b в кг/мм	Относительное удлинение δ в %	Марка	Виды изделий	Предел прочно- сти при растя- жении σ_b кг/мм	Относительное удлинение δ в %
ЛС-96	Радиаторные трубы от № 4 до № 11	—	—		Проволока: мягкая	32	30
					полутвёрдая } $\varnothing 0,1-0,5$ мм	40	5
					твёрдая	60	1
					мягкая	30	45
					полутвёрдая } $\varnothing 5,5-10$ мм	35	10
					твёрдая	50	5
ЛТ-90	Ленты, полосы: мягкие	27	35		Ленты: мягкие	30	40
	полутвёрдые	34	7		полутвёрдые	35	25
	твёрдые	40	—		твёрдые	40	15
Л-80	Проволока $\varnothing 0,1-0,8$ мм	34	29		Листы, полосы: холоднокатанные мягкие	30	40
Л-68	Листы, полосы: холоднокатанные мягкие	30	40	Л-2	холоднокатанные полу- твёрдые	35	20
	холоднокатанные твёрдые	35	25		холоднокатанные твёрдые	42	10
	холоднокатанные твёрдые	40	15		горячекатанные	30	30
	Трубы тянутые: мягкие	30	38		Трубы: тянутые мягкие	30	38
	полутвёрдые	35	30		» полутвёрдые	34	30
					прессованные	30	38

Продолжение табл. 93

Марка	Виды изделий	Предел прочности при растяжении σ_b в кг/мм	Относительное удлинение δ в %	Марка	Виды изделий	Предел прочности при растяжении σ_b в кг/мм	Относительное удлинение δ в %
ЛА 77-2 АН59-3-2 ЛМц 58-2	Проволока:			ЛС 60-1, ЛС 64-2	горячекатаные	35	25
	мягкая	35	30		Ленты:		
	полутвёрдая	45	55		мягкие	35	20
	твёрдая	60	0,5		твёрдые	45	5
	Прутки:				Проволока:		
	мягкая	31	38		мягкая	35	30
	полутвёрдая	36	10		твёрдая	45	10
	твёрдая	50	5		Плиты катаные	38	20
	Прутки:				Прутки полутвёрдые диаметром 14, 15, 21 мм	40	25
	тянутые	38	15	ЛС 74-3	Ленты:		
ЛЖМц 59-1	прессованные	30	30		мягкие	30	40
	Трубы тянутые	38	23		твёрдые	45	5
	» прессованные	55	12		Прутки твёрдые	60	0,5
	Полосы прессованные прямоугольные	43	25		Ленты мягкие	30	45
	Листы, полосы, ленты:				Полосы полутвёрдые	36	1,0
	мягкие	39	30		» особо твёрдые	60	0,5
	полутвёрдые	45	20	ЛО 62-1	Прутки мягкие \varnothing 15 — 36 мм	34	20
	твёрдые	60	3		Прутки твёрдые \varnothing 15 — 36 мм	40	18
	Прутки:				Доски	38	20
	тянутые	50	18		Трубы прессованные	30	38
ЛС 51-1 (в латуни) ЛС 59-1В	прессованные	44	30		» тянутые мягкие	30	38
	Полосы прессованные прямоугольные	44	31		» полутвёрдые	35	30
	Прутки прессованные	40	15	ЛН 65-5	Трубы манометрические:		
	Прутки:				мягкие	33	40
	тянутые	40	12		твёрдые	50	1,5
	прессованные \varnothing от 6 до 30 мм	40	15		Трубы конденсаторные	35	40
	то же \varnothing от 30 до 50 мм	37	17		Проволока для сеток	40	35
	то же \varnothing от 50 до 200 мм	35	20		Ленты, листы:		
	катаные	40	12		мягкие	30	40
ЛС59-1	Прутки	см. ЛС59-1В			полутвёрдые	42	15
	Листы, полосы:				твёрдые	50	3
	холоднокатаные мягкие	35	25				
	холоднокатаные твёрдые	45	5				

Таблица 94

Физико-механические свойства латуни, обрабатываемой давлением

Марка	Твёрдость НВ в кг/мм²	Предел упругости σ в кг/мм²	Предел текучести σ_s в кг/мм²	Предел усталости в кг/мм²	Относительное сужение ψ , в %	Ударная вязкость A_k в кгм·см²	Линейная усадка в %	Модуль упругости Е в кг/мм²	Коэффициент линейного растяжения $\alpha \cdot 10^{-6}$	Коэффициент трения		Удельное электрическое сопротивление $\rho_{0,20}$ в мкОм·мм²/м	Температурный коэффициент электросопротивления α	Теплопроводность λ в кал/см·сек·град.	Температура плавления в °С
										со смазкой f'	без смазки f				
ЛТ96	40 ¹	—	6,3 ²	—	—	—	—	11 400 ³	17	—	—	0,043	0,0027	0,585	1 070
ЛТ90	53 ²	—	13 ²	—	—	—	—	9 150 ³	17	—	—	0,040	0,0017	0,30	1 045
Л80	53 ²	—	12 ²	15 ²	69 ²	16 ²	2	11 600 ³	18,8	0,015	0,71	0,060	0,0015	0,34	1 003
Л68	52 ²	—	10 ²	8,8 ²	70 ²	17 ²	1,92	11 000 ³	19	—	—	0,071	0,0010	0,26	938
Л62	56 ²	—	11 ²	13 ²	66 ²	14 ²	2,06	10 000 ³	20	0,012	0,39	0,071	0,0017	0,20	905
ЛА 77-2	50	—	—	—	57	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЛАН59-3-2	117 ²	—	30 ²	—	—	4 ²	1,55	10 000 ³	19	0,01	0,32	0,078	—	0,20	956
ЛЖМц59-1	80 ²	—	17 ²	12,8	50 ²	12 ²	2,14	10 600 ³	21	0,012	0,39	0,093	—	0,24	900
ЛМц58-2	85 ²	—	15,6 ²	12,7	52 ²	12 ²	1,45	10 000 ³	21,2	0,012	0,22	0,108	—	0,168	880
ЛМцА57-3-1	134	—	33	—	47	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЛС 51-1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	890
ЛС 59-1	75 ²	8 ²	14 ²	16,2 ²	44 ²	5 ²	2,23	9 300 ³	19	0,013	0,17	0,065	0,0026	0,25	900
ЛС 59-1В	75 ²	—	14 ²	—	44 ²	—	—	9 300 ³	19	—	—	0,065	0,0026	0,25	900
ЛС 60-1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЛС 64-2	40 ²	—	9,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЛС 74-3	45	—	—	—	—	—	2,2	—	—	—	—	0,066	—	—	—
ЛО 62-1	85 ²	10,5 ²	18 ²	14,5 ²	33,5	5,6 ²	1,78	10 500 ³	19,3	—	—	0,072	—	0,237	906
ЛО 72-1	—	13 ²	16,2	10,6 ²	—	6,2 ²	1,71	10 600 ³	19,7	0,008	0,38	0,072	—	0,218	980
ЛТО 90-1	57 ²	—	9,8 ²	—	55 ²	7,5 ²	2,05	—	18,4	0,013	0,46	0,054	—	0,30	1 015
ЛИ 65-5	65	30 ²	—	—	—	—	2,05	14 100 ³	18,2	0,008	0,20	0,146	—	—	960

¹ Литой. ² Обработанный, мягкий отожжённый. ³ Обработанный, полутвёрдый. ⁴ Обработанный, твёрдый.

Таблица 95

Латуны литейные
(по ГОСТ 1019-41, 613-41, 614-41)

Марка	Наименование и область применения	Химический состав в %, Zn — остальное							Примесей не более							Предел прочности σ_b в кг/мм ²	Относительное удлинение δ в %	Твердость НВ в кг/мм ²	
		Cu	Ni	Al	Fe	Mn	Si	Sn	Pb	PbSn	Sb	Mn	Fe	Al	Всего примесей				
ЛА 67-2,5	Латуны алюминиевая—коррозионностойкие детали в морском и общем машиностроении	66÷68	—	2-3	—	—	—	—	—	1,0	1,0	0,1	0,5	0,8	—	3,4	40	15	90
ЛАЖМц-70-0-3-1	Латуны алюминиевая—железисто-марганцовистая—гайки нажимных винтов, массивные червячные винты, работающие в тяжёлых условиях	68÷72	—	5-6	2,5-3,5	0,5÷1,5	—	—	—	1,0	1,0	0,1	—	—	—	2,1	55	5	150
ЛК 80-3	Латуны кремнистая—литая арматура и шестерни	79±81	—	—	—	—	1,5÷4,5	—	—	1,0	0,3	0,1	0,5	0,6	0,1	2,8	30	15	110
ЛКС	Латуны кремнисто-свинцовистая—литые подшипники и втулки	79÷81	—	—	—	—	1,5÷4,5	—	1,0÷4,5	—	0,3	0,1	0,5	0,6	0,3	2,0	30	15	100
ЛМцС 58-2-2	Латуны марганцовисто-свинцовистая—подшипники, втулки, армировка вагонных подшипников и другие антифрикционные детали	57÷60	—	—	—	1,5÷2,5	—	—	1,5±2,5	—	1,5	0,1	—	0,8	1,0	3,4	25	7	90
ЛМцОС 58-2-2-2	Латуны марганцовисто-оловянно-свинцовистая—шестерни	56÷60	—	—	—	1,5÷3,0	—	0,5÷3,0	0,5±2,5	—	—	0,1	—	0,8	0,3	1,2	30	4	100
ЛМцЖ 55-4-1	Латуны марганцовисто-железистая—массивные детали в судостроении: гребные винты, лопасти, арматура, работающие при температуре до 300° и давлении 100 см, коррозионностойкие детали	53÷58	—	—	0,5-1,5	3,0÷4,0	—	—	—	1,0	1,5	0,1	—	—	0,6	3,2	30	6	100
ЛМцНЖ-52-2-2-1	Латуны марганцовисто-никелевая—массивные литые детали в морском судостроении ответственного назначения	50÷54	1,5÷2,5	—	0,5±1,5	1,5±2,5	—	—	—	1,0	1,5	0,1	—	—	1,0	3,6	55	15	130
ЛМцЖ-52-41	Латуны марганцовисто-железистая—авиадетали, несущие силовую нагрузку, неотъемлемые подшипники и арматура	50÷54	—	—	0,5±1,5	3,0÷4,5	—	—	—	1,0	1,5	0,1	—	—	1,5	4,1	50	15	100-80
ЛОС 65-1-2	Латуны оловянно-свинцовистая—водопроводная и прочая арматура, работающая под давлением до 19 ат (литые в землю)	60÷70	—	—	—	—	—	0,5±2,0	1,0÷3,0	—	—	0,2	—	0,75	0,3	1,6	18	5	45
ЛОС 65-1-2	Латуны оловянно-свинцовистая вторичная— для изготовления слитков сплава ЛОС 65-1-2	60÷80	—	—	—	—	—	0,5±2,0	1,0÷3,0	—	—	0,2	—	0,75	0,3	1,6	—	—	—

Примечание. 1. Механические свойства указаны в первой строке для литья в кокили, во второй—для литья в землю.
 2. В марке ЛМцЖ 52-4-1 для подшипников и других антифрикционных деталей содержание Pb может быть повышено до 2,5% за счет Zn.
 3. В латуны марок ЛК 80-3 и ЛКС 80-3-3 допускается примесь Ni до 0,2% за счет примесей. В остальных марках, не содержащих Ni, в качестве компонента допускается примесь Ni до 1% за счет Cu.
 4. Примеси, не перечисленные в табл. 3, учитываются в общей сумме примесей.
 5. Для всех марок, изготовляемых в пламенных печах, допускаются отклонения от средней нормы Cu: для латуны с содержанием Cu 60% более ± 3%; для латуны с содержанием Cu менее 60% ± 2%.

Таблица 96

Химический состав специальных бронз

Марка		Наименование сплава	Стандарт	Al	Fe	Mn	Ni	Si	Pb	As	Sb	Sn	Si	Al	Ni	Pb	P	Fe	Zn	Mn	общая сумма примесей, кроме Ni	
Химический состав в % (Cu—остальное)																						
Примесей не более																						
Бр. А5 Бр. А7 Бр. АЖС 7-1, 5-1,5	Бронза алюминиевая	ГОСТ 493-41	4,0÷6,0	—	—	—	—	—	—	0,01	0,002	0,1	0,1	—	—	0,5	0,03	0,01	0,5	0,5	1,6	
	»	» 493-41	6,0÷8,0	—	—	—	—	—	—	0,01	0,002	0,1	0,1	—	—	0,5	0,03	0,01	0,5	0,5	1,6	
	Бронза алюминево-железисто-цинковая	» 493-41	6,0÷8,0	1,0÷1,5	—	—	—	—	—	1,0÷1,5	0,01	0,002	0,1	0,1	—	—	—	—	—	0,3	0,5	1,5
Бр. АМц 9-2	Бронза алюминево-марганцовистая для обработки давлением	» 493-41	8,0÷10,0	—	1,5÷2,5	—	—	—	—	0,01	0,002	0,1	0,1	—	—	0,5	0,03	0,01	0,5	1,0	—	1,7
	То же для фасонного литья		8,0÷10,0	—	1,5÷2,5	—	—	—	—	0,05	0,05	0,2	0,2	—	—	1,0	0,1	0,1	1,0	1,5	—	2,8
АЖ	Бронза алюминево-железистая для обработки давлением		8,0÷10,0	—	—	—	—	—	—	0,01	0,002	0,1	0,1	—	—	0,5	0,02	0,01	—	0,5	—	1,7
Бр. 4	То же для фасонного литья	» 493-41	9,0÷11,0	2,0÷4,0	—	—	—	—	—	0,05	0,05	0,2	0,3	—	—	1,0	0,1	0,1	—	0,5	—	2,7
	Бронза алюминево-железисто-марганцовистая	» 493-41	9,0÷11,0	2,0÷4,0	1,0÷2,0	—	—	—	—	0,01	0,002	0,1	0,1	—	—	0,5	0,03	0,01	—	0,5	—	0,75
Бр. АЖМц 10-3-1,5	Бронза алюминево-железисто-никелевая для обработки давлением	» 493-41	9,5÷11,0	3,5÷5,5	—	3,5÷5,5	—	—	—	0,01	0,002	0,1	0,1	—	—	—	0,02	0,01	—	0,1	0,3	0,6
Бр. АЖН 10-4-4	То же для литья	» 493-41	9,5÷11,0	3,5÷5,5	—	3,5÷5,5	—	—	—	0,05	0,05	0,2	0,2	—	—	—	0,05	0,1	—	0,5	0,5	1,5
АЖН	Бронза алюминево-железисто-никелевая		10,5÷11,5	5,0÷6,5	—	5,0÷6,5	—	—	—	0,05	0,05	0,2	0,2	—	—	—	0,05	0,1	—	0,6	0,5	1,5
Бр. 11-6-6	Бронза кремнисто-марганцовистая	» 493-41	—	1,0÷1,5	—	1,0÷1,5	—	—	—	0,002	0,002	0,25	—	—	—	0,1	0,03	0,05	0,3	0,5	—	1,1
Бр. КМц 3-1	Бронза марганцовистая	» 493-41	—	4,5÷5,5	—	4,5÷5,5	—	—	—	0,01	0,002	0,1	0,1	—	—	0,5	0,03	0,01	0,35	0,4	—	0,9
Бр. Мц-5	Бронза бериллиевая	» 1789-42	В1	—	—	—	—	—	—	В1	Мг	—	0,15	0,1	0,5	0,002	0,02	0,4	—	—	1,2	Всего
Бр. В-2	Бронза кадмиевая	ЦМ Т4 192-41	2,0÷2,3	—	—	—	—	—	—	В1	Мг	—	0,002	0,02	0,002	0,1	—	0,004	0,005	0,005	0,02	0,15
МКд	Бронза телефонная мягкая	—	0,9÷1,2	—	—	—	—	—	—	В1	Мг	—	0,005	0,002	—	0,002	0,005	0,003	0,005	—	0,06	0,06
ТМ	Бронза телефонная обыкновенная	ОСТ 3389	0,25÷0,35	0,45÷0,55	0,35÷0,45	—	—	—	—	0,002	0,002	—	—	—	—	0,002	0,005	0,003	0,005	—	—	0,06

Таблица 97

Химический состав и механические свойства литейных оловянистых бронз

Марка	Наименование сплава	Примерное назначение	ГОСТ	Химический состав в % (Cu—остальное)						Механические свойства				
				Sn	Zn	Pb	Ni	Примесей не более			Всего приме-сей, в том числе в про-центах	предел проч-ности при растяжении σ_B в кг/мм ²	относитель-ное удлине-ние δ в %	H_B в кг/мм ²
								Sb	Fe	Al				
Бр. ОЦСН 3-7-5-1	Литейная бронза оловянно-цинково-свинцовая с никелем	Арматура, работающая в условиях морской или прес-ной воды; паровая армату-ра, работающая под давле-нием до 25 ат	613-41	2,0÷4,5	6,0÷9,0	3,0÷6,0	0,5±1,5	0,5	0,4	0,02	1,3	18	8	60
Бр. ОЦС 3-11-5	Литейная бронза оловян-но-цинково-свинцовая	Арматура, работающая в условиях пресной воды; па-ровая арматура, работаю-щая под давлением до 25 ат	613-41	2,0÷4,0	9,0÷13,0	3,0÷6,0	—	0,5	0,4	0,02	1,3	18	8	60
Бр. ОЦС 6-6-3	То же	Детали, работающие на трение	613-41	5,0÷7,0	5,0÷7,0	2,0÷4,0	—	0,5	0,4	0,05	1,3	15	6	60
Бр. ОЦС 6-5-5	» »	То же	613-41	4,0÷6,0	4,0÷6,0	4,0÷6,0	—	0,5	0,4	0,05	1,3	18	4	60
Бр. ОЦС 4-4-17	» »	»	613-41	3,5÷5,5	2,0÷6,0	14,0÷20,0	—	0,5	0,4	0,05	1,3	15	5	60
Бр. ОЦС 3-11-4	Бронза оловянно-цинково-свинцовая в чушках из вторичных металлов	Отливки из сплава Бр. ОЦСН 3-11-5	614-41	2,0÷4,0	8,0÷14,0	2,0÷6,0	—	0,5	6,4	0,02	1,3	—	—	—
Бр. ОЦС 3-7-4	То же	Отливки из сплава Бр. ОЦСН 3-7-5-1	614-41	2,5÷5,0	5,0÷10,0	2,0÷6,0	—	0,5	0,4	0,02	1,3	—	—	—
Бр. ОЦС 5-6-4	» »	Отливки из сплава Бр. ОЦС 5-5-5 и Бр. ОЦС 4-4-11	614-41	4,0÷6,0	5,5÷8,0	2,0÷6,0	—	0,5	0,4	0,05	1,3	—	—	—
Бр. ОЦС 5-8-4	» »	Отливки из сплава Бр. ОЦС 6-6-3	614-41	5,0÷7,0	7,0÷10,0	2,0÷6,0	—	0,5	0,4	0,05	1,3	—	—	—

АЛЮМИНИЕВЫЕ СПЛАВЫ

Таблица 98

Химический состав и механические свойства алюминиевых сплавов

Марка по ГОСТ 2685-44	Химический состав в % (Al—остальные)							Механические свойства				
	Si	Cu	Mg	Mn	Fe	Zn	всего примесей	Состояние сплава	предел прочности при растяжении в кг/мм²	предел текучести в кг/мм²	относительное удлинение в %	НВ в кг/мм²
АЛ6*	4,5—6,0	0,4	0,005	0,3	0,8	0,3	1,5	Литой в землю » » кокиль » под давлением	13 17 20	6 6 —	6 6 3,5	40 40 —
АЛ2	10—13	0,8	—	0,5	0,8— 1,2— 1,5*	0,3	2,2 2,5 2,8*	Литой в землю модифици- рованный	18	8	6	55
АЛ6	4,5—6,0	2,0— 3,0	0,1	—	1,5	0,3	1,8	Литой в землю	17	11	3	50
АЛ9	6,0—8,0	0,2	0,2— 0,4	0,5	0,6— 1,0— 1,5*	0,3	1,0 1,4 1,9*	Литой в землю, зака- лённый То же, закалённый и состаренный	19 22	11 15	6 4	55 70
АЛ4	8,0—10,5	до 0,3	0,17— 0,30	0,25— 0,5	0,6 1,0	0,3 Ti 0,15	1,1* 1,5	Модифицированный в землю, термически об- работанный	26	20	4	70
АЛ3*	3,5—4,5	2,5— 3,5	0,2— 0,4	0,5	0,7— 1,0— 1,5*	прочие 0,4	1,0 1,3 1,8*	Литой в землю	17	11	2	70
АЛ15	4,5—5,5	1,0— 1,5	0,3— 0,6	0,5	0,7— 1,0*	0,3 Ti+Cr 0,2	1,0 1,3*	Литой в землю, закалён- ный и состаренный . . То же, более высокая температура старения	24 20	17 16	3 1,5	80 60
АЛ13	4,0—6,0	1,5— 3,5	0,2— 0,8	0,2— 1,0	1,0— 1,3— 1,5*	0,3	1,3 1,6 1,8*	Литой в землю, закалён- ный и состаренный . . То же, высокая темпе- ратура старения . . .	24 20	19 —	1 3	85 60
АЛ7	до 1,2 до 3,0 при литье в кокиль	4,0— 5,0	0,03	—	1,0	0,3	2,2	Литой в землю, закалён- ный То же, состаренный . .	22 25	11 15	8 5	65 80
АЛ12	3,0	7,0— 14,0	—	—	1,3— 1,5*	1,0	5,0	Литой в землю » » кокиль » под давлением . . .	14 18 20	10 17 17	1 0 0	70 80 80
АЛ1	0,7	3,75— 4,5	1,25— 1,75	Ni 1,75— 2,25	0,8	0,3	1,5	Литой в землю То же, закалённый . . . Литой в кокиль То же, закалённый . . . То же, состаренный . .	15—19 21—25 19—22 27—31 30	12—14 — 15—17 21—24 26	0,5—1 0,5—1,5 0,5—1,0 0,8—2,0 0,3	75—85 95—100 80—85 105—110 130—140
АЛ8	0,3	0,3	9,5— 11,5	0,1	0,3	0,1 0,07 Be 0,07 Ti	1,1	Литой в землю, закалён- ный	30	17	12	70
АЛ13	0,8—1,3	—	4,5— 5,5	0,1— 0,4	0,5	0,2	0,6	Литой в землю » » кокиль	17 20	— —	3 5	65 70
АЛ11	6,0—9,0	0,6	0,2	—	0,8— 1,5	10,0— 14,0	—	Модифицированный ли- той в землю То же, кристаллизация под давлением	22 26	15 20	2 3	80 100

* Допустимое содержание соответственно: при литье в землю, в кокиль, под давлением.

Таблица 99

Химический состав и механические свойства деформируемых алюминиевых сплавов

Марка	Химический состав в % (Al—остальное)								Механические свойства					
	Cu	Mg	Mn	Si	Ni	Fe	Zn	всего примесей	Состояние сплава	предел прочности в кг/мм²	предел текучести в кг/мм²	относительное удлинение в %	НВ	
														не более
А	0,05	—	0,1	0,6	—	0,4	—	0,1	Отожжённый Нагартованный	9 14	3 10	30 12	25 32	
АМц	0,2	0,05	1,0—1,6	0,6	—	0,7	0,1	—	Полунагартованный Отожжённый	16 13	13 5	10 20	40 30	
АМг	0,1	2,0—2,8	0,15—0,40 Mn или Cr	0,4	—	0,4	—	0,1	Полунагартованный Отожжённый	25 20	21 10	6 23	60 45	
АМг5	0,2	4,7—5,7	0,3—0,6	0,4	0,2	0,4	—	0,1	Отожжённый	27	15	23	70	
АВ	0,2—0,6	0,45—0,9	0,15—0,40 Mn или Cr	0,5—1,2	—	0,5	0,1	0,1	Закалённый и искусственно состаренный Закалённый Отожжённый	38 22 13	28 12 —	12 22 24	95 65 30	
АК6	1,8—2,6	0,5—0,8	0,4—0,8	0,6—1,2	0,1	0,7	0,3	0,1	Закалённый и искусственно состаренный	42	30	13	105	
Сплавы типа «Дюралюмин»														
Д18	2,2—3,0	0,2—0,5	2,0	0,5	—	0,5	0,1	0,1	Закалённый и естественно состаренный Отожжённый	30 16	17 6	24 24	70 38	
ДЭП	2,6—3,5	0,3—0,7	0,3—0,7	0,5	—	0,5	—	0,1	Закалённый и естественно состаренный Отожжённый	34 17	21 8	20 20	80 —	
Д1	3,8—4,8	0,4—0,8	0,4—0,8	0,7	0,1	0,7	0,3	0,1	Закалённый и естественно состаренный алклед Отожжённый алклед Закалённый и естественно состаренный Отожжённый	38 18 42 21	22 11 24 11	18 18 18 18	100 45 100 45	
Д6	Повышенной твёрдости	4,6—5,2	0,65—1,0	0,5	0,1	0,5	0,3	0,1	Закалённый и естественно состаренный Отожжённый	46 22	30 11	15 15	105 —	
Д16		3,8—4,9	1,2—1,8	0,3—0,9	0,5	—	0,5	0,3	0,1	Закалённый и естественно состаренный алклед Отожжённый алклед Закалённый и естественно состаренный Отожжённый	43 18 47 21	30 10 33 11	18 18 17 18	105 42 105 42
АК8		3,9—4,8	0,4—0,8	0,4—1,0	0,6—1,2	0,1	0,8	0,3	0,15	Закалённый и искусственно состаренный	49	38	13	130
В95		1,4—2,0	1,8—2,8	0,2—0,6	0,15—0,25	Cr 0,15—0,25	0,5	5—7	0,1	Закалённый и искусственно состаренный, неплакированный Отожжённый, неплакированный Закалённый и искусственно состаренный, плакированный Отожжённый, плакированный	60 26 54 22	55 13 47 11	12 13 10 18	130 — — —
		АК2	3,5—4,5	0,4—0,8	0,2	0,5—1,0	1,8—2,3	0,5—1,0	0,3	0,1	Закалённый и искусственно состаренный	42	22	18
АК4	1,5—2,5	1,4—1,8	0,2	0,5—1,2	1—1,5	1,1—1,6	0,3	0,1	То же	44	29	10	110	
АК														

Таблица 99

Химический состав и механические свойства деформируемых алюминиевых сплавов

Марка	Химический состав в % (Al—остальное)								Механические свойства					
	Cu	Mg	Mn	Si	Ni	Fe	Zn	всего примесей	Состояние сплава	предел прочности в кг/мм²	предел текучести в кг/мм²	относительное удлинение в %	НВ	
														не более
А	0,05	—	0,1	0,6	—	0,4	—	0,1	Отожжённый Нагартованный	9 14	3 10	30 12	25 32	
АМц	0,2	0,05	1,0—1,6	0,6	—	0,7	0,1	—	Полунагартованный Отожжённый	16 13	13 5	10 20	40 30	
АМг	0,1	2,0—2,8	0,15—0,40 Mn или Cr	0,4	—	0,4	—	0,1	Полунагартованный Отожжённый	25 20	21 10	6 23	60 45	
АМг5	0,2	4,7—5,7	0,3—0,6	0,4	0,2	0,4	—	0,1	Отожжённый	27	15	23	70	
АВ	0,2—0,6	0,45—0,9	0,15—0,40 Mn или Cr	0,5—1,2	—	0,5	0,1	0,1	Закалённый и искусственно состаренный Закалённый Отожжённый	38 22 13	28 12 —	12 22 24	95 65 30	
АК6	1,8—2,6	0,5—0,8	0,4—0,8	0,6—1,2	0,1	0,7	0,3	0,1	Закалённый и искусственно состаренный	42	30	13	105	
Сплавы типа «Дюралюмин»														
Д18	2,2—3,0	0,2—0,5	2,0	0,5	—	0,5	0,1	0,1	Закалённый и естественно состаренный Отожжённый	30 16	17 6	24 24	70 38	
ДЭП	2,6—3,5	0,3—0,7	0,3—0,7	0,5	—	0,5	—	0,1	Закалённый и естественно состаренный Отожжённый	34 17	21 8	20 20	80 —	
Д1	3,8—4,8	0,4—0,8	0,4—0,8	0,7	0,1	0,7	0,3	0,1	Закалённый и естественно состаренный алклед Отожжённый алклед Закалённый и естественно состаренный Отожжённый	38 18 42 21	22 11 24 11	18 18 18 18	100 45 100 45	
Д6	Повышенной твёрдости	4,6—5,2	0,65—1,0	0,5	0,1	0,5	0,3	0,1	Закалённый и естественно состаренный Отожжённый	46 22	30 11	15 15	105 —	
Д16		3,8—4,9	1,2—1,8	0,3—0,9	0,5	—	0,5	0,3	0,1	Закалённый и естественно состаренный алклед Отожжённый алклед Закалённый и естественно состаренный Отожжённый	43 18 47 21	30 10 33 11	18 18 17 18	105 42 105 42
АК8		3,9—4,8	0,4—0,8	0,4—1,0	0,6—1,2	0,1	0,8	0,3	0,15	Закалённый и искусственно состаренный	49	38	13	130
В95		1,4—2,0	1,8—2,8	0,2—0,6	0,15—0,25	Cr 0,15—0,25	0,5	5—7	0,1	Закалённый и искусственно состаренный, неплакированный Отожжённый, неплакированный Закалённый и искусственно состаренный, плакированный Отожжённый, плакированный	60 26 54 22	55 13 47 11	12 13 10 18	130 — — —
АК2		3,5—4,5	0,4—0,8	0,2	0,5—1,0	1,8—2,3	0,5—1,0	0,3	0,1	Закалённый и искусственно состаренный	42	22	18	100
АК4	1,5—2,5	1,4—1,8	0,2	0,5—1,2	1—1,5	1,1—1,6	0,3	0,1	То же	44	29	10	110	
АК														

Таблица 103

Бесшовные трубы общего назначения

Наружный диаметр в мм	Толщина стенки в мм	Примечания
5	0,5—1,0	1. При толщине стенок до 1 мм—длина труб от 2 до 4 мм; при толщине стенок больше 1 мм — длина от 3 до 7 мм; длина горячекатаных (кроме пильгерных) труб—от 4 до 9 м; пильгерных—от 6 до 19 м
6	0,5—1,5	
8; 10	0,5—2,0	
12; 14	0,5—3,0	
16; 18; 20	0,75—3,0	
22; 24	1,0—4,0	
25; 26	1,0—4,5	
28; 29	1,0—5,5	
30; 32; 33	1,0—6,0	
35; 38; 40		
42; 44,5	1,0—8,0	2. Назначение труб: а) для изготовления конструкций и деталей машин; б) для трубопроводов нефти, газа, воды и пара; в) с наружным диаметром больше 114 мм—для паропроводов с температурой не выше 450°
48		
51; 54	1,5—8,0	3. Материал и механические свойства см. табл. 104.
57; 60; 63,5	1,5—9,0	
70	1,5—10,0	
76; 83; 89	2,0—10,0	
95	4,0—10,0	
102	4,0—11,0	
108; 114; 121;	4,0—13,0	
127; 133; 140		
146; 152; 159;	4,5—13,0	
168; 194		
219	6,0—14,0	
245	7,0—14,0	
273	7,0—16,0	
299	8,0—16,0	
325; 351	8,0—18,0	
377	8,0—20,0	
426	9,0—20,0	

Таблица 104

Материал и механические свойства бесшовных труб общего назначения

Материал	Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Относительное удлинение в %	
		δ_{10}	δ_5
ГОСТ В1050-41			
10	32	20	24
20	40	17	20
35	52	14	17
45	60	12	14
ОСТ НКТП 7124			
38ХА			
40Х			
30ХГСА триутные отожженные	50	18	—
30ХГСА катаные (без отжига)	70	11	—
С нормированным содержанием фосфора (<0,05%) и серы (<0,055%)			
Ст. 2	34	20	24
Ст. 4	42	17	20
Ст. 5	55	14	17
Ст. 6	65	12	14

Таблица 105

Трубы водо-, газо- и нефтепроводные с резьбой (газовые)

(по ГОСТ 3262-46)

Условный проход в дюймах	Наружный диаметр в мм	Толщина стенки труб в мм		Назначение	Материал
		обыкновенных	усиленных		
¼	13,5	2,25	2,75	Для водопроводов, газопроводов, воздухопроводов, систем отопления, систем тормозов и т. д.	Любая марка мягкой, холодно сваривающейся стали по ГОСТ 380-41
⅜	17	2,25	2,75		
½	21,25	2,75	3,25		
¾	26,75	2,75	3,5		
1	33,5	3,25	4		
1¼	42,25	3,25	4		
1½	48	3,5	4,25		
2	60	3,5	4,5		
2½	75,5	3,75	4,5		
3	88,5	4	4,75		
4	114	4	5		
5	140	4,5	5,5		
6	165	4,5	5,5		

Нормальная длина труб от 4 до 7 м

Таблица 106

Номинальные размеры бесшовных котельных труб

Тип	Наружный диаметр в мм	Толщина стенки в мм
<i>Для котлов разных конструкций</i>		
Пароперегревательные	22; 24; 25	2,5—4
	29	2,5—5,5
	32; 35; 38; 40; 42	2,5—6,0
Кипятильные	51; 57	2,5—8,0
	60; 63,5	3,0—9,0
	70	3,0—10,0
	76; 83; 89	3,5—10,0
	95; 102 108	4,0—10,0
<i>Для паровозных котлов</i>		
Пароперегревательные	24; 29	3
	35; 38	3,5
	42	4
Кипятильные	76; 89	5
Дымогарные	44,5; 51	2,5
	57	3
Жаровые	89	3,5
	127; 133	4
	140; 152	4,5

Примечания. 1. Материал труб: марки 10 и 20 (ГОСТ В1050-41) для всех труб, 10 для паровозных труб, кроме кипяточных, изготавливаемых из легированной стали.
2. Механические свойства—по табл. 104.

Таблица 107

Трубы сварные разного назначения

Условный проход в мм	Наружный диаметр в мм	Толщина в мм	Длина в м	Материал	Назначение
111	76	3	От 4 до 7	по	Преимущественно для парового и водяного отопления при условном давлении до 16 ат
111	89	3,25		стали	
111	102	3,75			
111	114	3,75			
111	127	4			
111	140	5			
400	426	От 9 до 14	От 5 до 7	Любая марка мягкой, хорошо сваривающейся стали ГОСТ 380-41	Для водопроводов, трубопроводов для газа и других назначений
450	476				
500	529				
600	631				
700	720				
800	820	От 10 до 14			
900	920				
1000	1020				
1200	1220				

Таблица 108

Деревянные трубы

Вид труб	Внутренний диаметр труб в мм	Диаметр бревна в верхнем отрубе в мм	Толщина клепок в мм	Длина труб в м	Проволока для обмотки Ø в мм	Применение
Сверлёные	40 50 75 100 125 150	160 180 210 250 290 330	— — — — — —	От 2,7 до 8 (в среднем 4)	4—6 (для лавный выше 2 ат)	Для водопроводов с рабочим давлением 0,7—2 ат для колодезных насосов
Звеньевые (клепочные)	100 125 150 174 200 250 300 350 400 500	— — — — — — — — — —	25 23 25 25 28 23 28 32 36 35	— — — — — — — — — —	3,5 4 4,5 5,5 6	

Примечания. 1. Древесина—мелко-слоистая, с равномерными годовыми слоями, с заболонью не более 1/2 диаметра бревна.
2. Вместо проволоки для укрепления можно применять стяжные хомуты.
3. Проволоку покрывают составом из 10% битума III и 90% битума IV.

Таблица 109

Пробное гидравлическое давление для асбоцементных водопроводных труб

Внутренний диаметр труб в мм	Пробное давление в ат для труб марок		
	В-10	В-8	В-5
50—75	30	20	15
100—150	25	18	12
200—400	20	16	10
500—600	1	16	10

Таблица 110

Асбоцементные и керамиковые трубы

Марка труб	Внутренний диаметр в мм	Наружный диаметр обточенных концов в мм	Толщина стенок концов в мм	Длина трубы l в мм	Вес в кг
Асбоцементные водопроводные ¹ В-10 и В-8	50	68	9	3	11,25
	75	93	9	3	16,2
	100	122	11	3	24,0
	125	149	12	3 и 4	34,8 и 46,4
В-10 и В-8	150	178	14	3 и 4	49,5 и 66,0
	200	232	16	4	98,8
	250	288	19	4	144,0
	300	346	23	4	208,8
	350	404	27	4	285,6
	400	460	30	4	362,4
В-8	500	576	38	4	573,6
	600	690	45	4	812,0
В-5	50	68	9	3	11,25
	75	93	9	3	16,2
	100	120	10	3	21,0
	125	145	10	3 и 4	28,5 и 38,0
	150	172	11	3 и 4	37,5 и 50,0
	200	226	13	4	78,0
	250	280	15	4	112,0
	300	334	17	4	152,0
	350	388	19	4	196,8
	400	442	21	4	248,0
	500	550	25	4	368,8
	600	660	30	4	531,2
Канализационные и водосточные (безнапорные) асбоцементные ¹ (по ГОСТ 1839-42)	50	64±2	—	2,5 и 3	3,3
	75	89±2	—	2,5 и 3	4,7
	100	116±2	—	2,5 и 3	7,1
	125	147±2,5	—	2,5 и 3	8,7
	150	163±2,5	—	2,5 и 3	11,7
	200	220±3	—	3 и 4	17,2
	250	272±3	—	3 и 4	23,5
	300	324±3	—	3 и 4	30,7
	350	376±3	—	3 и 4	38,7
	400	428±4	—	3 и 4	47,5
	450	480±4	—	3 и 4	57,2
	500	532±4	—	3 и 4	67,7
550	584±4	—	3 и 4	79,0	
600	636±4	—	3 и 4	91,0	
Канализационные керамиковые ¹ (по ГОСТ 286-41)	125	161	18	800 и 1000	при l=800 мм 17, при l=1000 мм 20,5
	150	188	19	800 и 1000	21 25,0
	200	240	20	800 и 1000	31 37,5
	250	294	22	800 и 1000	43 52,5
	300	350	25	800 и 1000	58 70,5
	350	406	28	800 и 1000	72 76,5
	400	460	30	800	87 —
	450	518	34	800	106 —
	500	572	36	800	130 —
	550	628	33	800	144 —
	600	682	41	800	175 —

¹ Марка труб В-10 на рабочее давление 10 ат, В-8—на 8 ат и В-5—на 5 ат.

² Для этой группы труб вес показан в кг на 1 м.

³ Длина трубы—без раструба, вес—с раструбом.

ЛЕСНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Таблица 111

Классификация древесины по степени влажности

Характеристика древесины	Степень влажности	Формула для определения влажности
Сухая	До 18% включ.	$W = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_2} \cdot 100$, где W — влажность испытуемой древесины в %; Q_1 — вес образца древесины до его высушивания; Q_2 — вес этого же образца после высушивания, т. е. в абсолютно сухом состоянии
Полусухая	От 18% до 23% включ.	
Сырая	Свыше 23%	

Таблица 112

Коэффициенты теплопроводности, теплоемкости и линейного расширения древесины

Наименование древесины	Направление волокна	Коэффициент теплопроводности $\frac{\text{ккал}}{\text{см сек}^\circ\text{C}}$	Коэффициент линейного расширения на 1°
Сосна и ель	Поперёк	0,00010—0,00015	0,0000340
	Вдоль	0,00030	0,0000054
Дуб	Поперёк	0,00020	0,0000544
	Вдоль	0,00030—0,00058	0,0000049

Коэффициент теплоёмкости почти абсолютно сухой древесины при $t=15-20^\circ$ в среднем 0,327 ккал/кг·град. С появлением влажности и при нагревании теплоёмкость древесины быстро возрастает.

Таблица 113

Усушка древесины

Порода	Усушка в % в направлении	
	радиальном	тангентальном
Сосна	3,3	5,6
Ель	4,9	7,6
Пихта	3,3	6,6
Дуб	4,6	9,3
Бук	2,7	7,8

Таблица 114

Нормы влажности в деревянных конструкциях

Характеристика конструкции	Допускаемая влажность древесины в %
Конструкции постоянного назначения	Не более 23
Конструкции, в которых усушка не вызывает расстройств соединений, значительного провисания и связанных с ними дополнительных напряжений	Не выше 30
Конструкции клеёные	Не более 18
Конструкции на кольцевых шпонках	Не более 18
Конструкции, находящиеся длительно в увлажнённом состоянии	Не ограничивается

Таблица 115

Нормы влажности древесины для вагонных деталей

Детали	Влажность в %	
	пассажирские вагоны	грузовые вагоны
Брусья нижней рамы, нижние обвязочные брусья—продольные и поперечные; брусья тамбура, стойки угловые, брусья тележек, ступеньки и прочие наружные детали	25—30	25—30
Стойки, бруски и другие детали кузова	18—24	18—24
Бруски дверей, окон и прочего внутреннего оборудования	12—15	18—24
Наружная обшивка и пол	15—18	18—24
Внутренняя обшивка	10—12	—
Внутренняя обшивка и детали внутреннего оборудования изотермических вагонов	15—18	

Таблица 116

Классификация круглых лесоматериалов по сортам

Сорт	Назначение
1-й (отборный)	Для ответственных элементов постоянных сооружений, работающих на растяжение и изгиб, например: нижние пояса ферм (в том числе пролётные строения железнодорожных мостов), прогоны мостов, сваи ответственных оснований, стойки опор мостов, а также рангоут, кили, кильсоны, скуловые брусья
2-й	Для ответственных элементов постоянных сооружений, работающих на сжатие, например: верхние пояса ферм, основные несущие стойки, несущие детали деревянных судов Для элементов временных сооружений, работающих на растяжение и изгиб, например: нижние пояса ферм (кроме пролётных строений железнодорожных мостов), верхние насадки, прогоны и стойки опор мостов, элементы деревянных мостов
3-й	Для линий электропередачи напряжением 110 кВ и для особо ответственных линий напряжением 35 кВ, а также для линий связи I и II классов и для линий проволочного вещания II и III классов Для элементов временных сооружений, работающих на сжатие, например: верхние пояса ферм, основные несущие стойки, сваи и лежни Для линий электропередачи напряжением ниже 35 кВ и для линий связи III класса, для линий проволочного вещания I класса

Таблица 117

Физические и механические свойства древесных лесных пород при 15% влажности (по ГОСТ 463-49)

Порода	Район произрастания	Объёмный вес в т/м³	Коэффициент усушки в %		Предел прочности в кг/см²			Сопротивление ударному изгибу в кг/см²	Модуль упругости при статическом изгибе в 10³ кг/см²	Твёрдость в кг/см²	
			радиальный	тангентальный	при сжатии вдоль волокон	при статическом изгибе	при скалывании в радиальной плоскости			торцевая	радиальная
Хвойные											
Лиственница сибирская	Север Европейской части СССР	0,68	0,25	0,39	515	973	115	0,27	130	377	280
	Западная Сибирь	0,66	0,18	0,43	615	978	85	0,28	132	380	—
	Восточная Сибирь	0,64	0,20	0,40	553	964	93	0,24	129	378	—
	Восточная Сибирь	0,65	0,18	0,37	573	1062	77	0,25	115	420	—
Лиственница даурская	Север Европейской части СССР	0,54	—	—	466	877	68	0,23	82	270	244
	Сибирь	0,47	0,17	0,30	396	718	62	0,16	105	230	—
Ель	Центральный район Европейской части СССР	0,53	0,18	0,33	439	793	69	0,22	145	—	199
	Урал	0,53	—	—	428	717	82	0,17	—	—	—
	Украина	0,54	0,18	0,31	384	732	72	0,20	107	—	223
	Север Европейской части СССР	0,46	—	—	423	774	53	0,18	—	224	182
	Сибирь	0,44	0,12	0,26	431	729	67	0,19	86	—	—
	Центральный район Европейской части СССР	0,46	0,14	0,24	385	722	67	0,19	—	222	—
Пихта	Урал	0,44	—	—	353	640	59	0,20	75	232	133
	Кавказ	0,44	0,18	0,34	391	722	77	0,20	91	340	—
	Урал	0,39	0,13	0,25	330	584	60	0,13	78	260	—
	Восточная Сибирь	0,35	0,15	0,27	337	519	47	0,11	73	278	—
	Западная Сибирь	0,36	0,12	0,36	317	570	50	0,13	79	225	—
Лиственные											
Берёза обыкновенная	Европейская часть СССР	0,64	0,26	0,31	447	997	85	0,47	124	392	298
	Урал	0,65	0,28	0,34	527	984	84	0,43	—	432	—
	Западная Сибирь	0,65	0,30	0,34	460	917	86	0,44	—	418	—
Берёза железная	Приморский край	0,98	—	—	776	1340	—	0,42	148	1030	1025
Дуб	Европейская часть СССР	0,72	0,18	0,28	520	935	85	0,37	73	622	521
	Кавказ	0,65	0,15	0,33	461	938	99	0,37	—	571	379
	Европейская часть СССР	0,52	—	—	368	692	—	—	66	338	245
	Европейская часть СССР	0,50	0,20	0,32	374	766	57	0,41	107	247	178
	Европейская часть СССР	0,71	0,19	0,30	510	1150	138	0,48	—	757	—
	Ясень	Европейская часть СССР	0,71	0,19	0,30	510	1150	138	0,48	—	757
Примечание. Для укрупнённых расчётов можно принимать величину предела прочности при растяжении вдоль волокон ели—750, сосны—830, пихты кавказской—720, лиственницы сибирской—930, дуба—1000, липы—600 кг/см².											
Модуль упругости можно принимать для древесины воздушно-сухой с влажностью до 18% — 100 000, для полусухой с влажностью от 18 до 23%—90 000 кг/см², для сосны и ели Кольского полуострова эти модули снижаются на 30%.											

Таблица 118

Объёмный вес древесины разной влажности в kg/m^3

Породы	Характеристика древесины				Примечание. Расчётный объёмный вес приведён применительно к И Г. 1947 г. Объёмный вес пропитанной древесины может быть принят равным весу сырой древесины.
	воздушно-сухая	полу-сухая	сырая	свеже-срублен-ная	
влажность в %					
12—18	19—23	24—25			
Акация, граб	750	800	850	1 000	
Дуб, ясень	700	750	800	1 000	
Лиственница	650	700	800	900	
Берёза, бук, ильм (вяз, карагач), каштан	600	650	700	900	
Сосна, ива, ольха, осина, тополь пирамидальный	500	550	600	800	
Ель, пихта кавказская, кедр, липа, тополь	450	500	550	800	
Сосна Якутии и Кольского полуострова, пихта уральская и сибирская	400	450	500	800	

Таблица 119

Качество лесоматериалов различных сортов
(пороки приведены по ГОСТ 2140-43)

Наименование пороков древесины	Нормы пороков для сортов		
	1-го	2-го	3-го
Сучки и пасынки а) сучки всякие, кроме рых- лых и табачных	Допускаются размером до $\frac{1}{4}$ диаметра верхнего торца. Сумма размеров всех суч- ков в одном поперечном сечении (в одной мутовке); в брёвнах диаметром до 25 см не должна превышать $\frac{1}{4}$ диаметра верхнего торца; в брёвнах диаметром более 25 см не должна превышать 1 диаметра верхнего торца при расстоянии между мутовками в среднем по всей длине не менее 0,5 м. Не допускаются 0,3 м. Допускаются в норме «сучков всяких»		Допускаются
б) Сучки рыхлые	Не допускаются		Допускается
в) Сучки табачные	Не допускаются		Допускаются в ко- личестве не более 1 шт. на 2 м длины бревна, размером не более $\frac{1}{4}$ диа- метра верхнего торца
г) Пасынки	Не допускаются		Допускаются
Гнили всякие и заболонная красина	Примечание. Размер сучка определяется его диаметром, измеренным перпендикулярно оси сортимента.		
Внутренняя красина	Не допускаются		Допускаются в виде пятен без ограни- чения их размеров, при условии, что твёрдость поражен- ной древесины не ниже твёрдости окружающей её здоровой древесины
Заболонные грибные окраски: а) Синевая	Допускается глубиной не более $\frac{1}{10}$ диамет- ра торца	Допускается	
б) Кофейная темнина	Не допускаются	Допускается	
Червоточина	Допускается только поверхностная в результате повреждения короедом		Допускается не более трёх ходов на 1 м длины бревна
Метки всякие и трещины усушки торцевые несквозные	Допускаются протяжением по торцу не более $\frac{1}{4}$ диаметра верхнего торца		Допускаются
Трещины усушки боковые и морозобоина	Допускаются глубиной не более $\frac{1}{4}$ диаметра верхнего торца, протяжением по длине бревна не более $\frac{1}{3}$ всей длины		Допускаются
Трещины усушки торцевые сквозные	Морозобоина с гребнем не допускается Допускаются протяжением по длине бревна не более $\frac{1}{4}$ диаметра соответствующего торца, не считая пропуска, где такие трещины не учитываются Допускается диаметром до $\frac{1}{10}$ диаметра верхнего торца		1
Отлуп а) Кольцевой (полный)	Допускается при расстоянии от центра не более $\frac{1}{10}$ диаметра верхнего торца		$\frac{1}{10}$
б) Частичный	Допускается при расстоянии от центра не более $\frac{1}{10}$ диаметра верхнего торца длины радиуса и длиной дуги не более $\frac{1}{4}$ окружности		Допускается при длине дуги не более $\frac{1}{10}$
Кривизна а) Односторонняя	Допускается не более 1% длины сортимента		2%
б) Разносторонняя	Не допускаются		Допускается не более 1% длины сортимента
Примечания. 1. При определении стрелы прогиба у зако- мельных брёвен первый метр от комлевого торца в расчёт не при- нимается. 2. Допускается односторонняя кривизна в брёвнах для воздуш- ных линий электропередачи во 2-м и 3-м сортах—3%; для линий связи: во 2-м сорте—3%; в 3-м сорте—5%; в кругляке тонком 3-го сорта—3%.			

Продолжение табл. 119

Наименование пороков древесины	Нормы пороков для сортов		
	1-го	2-го	3-го
Закомелистость, ройки и сбежистость	Допускается		
Механические повреждения—за­рубы и затёски	<p>Примечание. В брёвнах для свай закомелистость допускается при разнице между диаметром торца комлевого и поперечного сечения на расстоянии 1 м от комля—не более 10 см; ройки допускаются глубиной до $\frac{1}{8}$ диаметра нижнего торца, сбежистость допускается не более 1 см на 1 пог. м</p> <p>Допускаются глубиной до</p>		
Сушобокость и прорость от­крытая	<p>$\frac{1}{16}$</p> <p>диаметра верхнего торца</p> <p>Допускается углубление по радиусу размером не более</p> <p>$\frac{1}{16}$</p> <p>диаметра верхнего торца, с охватом до $\frac{1}{8}$ окружности и протяжением до 1 м</p>	<p>$\frac{1}{16}$</p> <p>$\frac{1}{8}$</p> <p>2 м</p>	Допускается
Прорость закрытая	Допускается протяжением на торцевой поверхности не более		Допускается
Смоляной рак	Не допускается	<p>$\frac{1}{4}$</p> <p>диаметра соответствующего торца</p> <p>Допускается шириной в месте наибольшего поражения не более $\frac{1}{4}$ окружности и длиной не более 0,3 м</p>	
Косослой	<p>Допускается при отклонении от прямого направления на 1 пог. м длины до</p> <p>$\frac{1}{8}$</p> <p>диаметра верхнего торца, но не более 8 см</p> <p>$\frac{1}{8}$</p> <p>12 см</p> <p>Измерение косослоя производится на первых двух метрах от верхнего торца.</p>		Допускается

Примечание. Пороки, не упомянутые в ГОСТ 468-43, допускаются без ограничения.

Таблица 120

Размеры круглых лесоматериалов хвойных пород (кроме пиловочника)

Назначение	Сорт	Размеры	
		диаметр в см	длина в м
Кругляк для рангоута	1	8 и более	4—17
Брёвна для свай	1 и 2	18 » »	3,5—8,5
» строительные	1, 2 и 3	12 » »	2—9
» для мостостроения	1, 2 и 3	12 » »	2—16
» для электропередачи	2 и 3	14—26	4—9
То же	2 и 3	16—26	11—13
Брёвна для линий связи	2 и 3	16—26	Приставки: 2,75; 3,25; 3,5
		12—24	Столбы
		14—24	5; 5,5 и 6,5
		18—24	7,5; 8,5 и 9,5
			11 и 13
Кругляк тонкий:			
подтоварник	2 и 3	8—11	3—9
жердняк	3	3—7	3—9

Примечание. Градация по длине устанавливается в 0,25 м, а для линий электропередачи—через 0,5 м.

Таблица 121
Заготовки черновые хвойных пород для деталей в строительной промышленности (ГОСТ 3490-46)

Заготовки	Толщина в мм	Ш и р и н а в м м															
		50	60	70	75	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	200
Дощатые	16 19	50 50	60 60	70 70	—	80 80	90 90	100 100	110 110	120 120	130 130	140 140	—	—	—	—	—
Брусковые	25	50	60	70	75	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	200
	30	50	60	—	—	80	—	100	—	120	130	140	—	—	—	—	—
	40	50	60	—	—	80	—	100	—	120	130	140	—	—	—	—	—
	50	50	60	—	—	80	—	100	—	120	130	140	—	—	—	—	—
	60	50	60	—	—	80	—	100	—	120	130	—	150	—	—	200	—
	70	—	—	—	—	80	—	100	—	120	—	—	150	—	—	200	—
	80	—	—	—	—	80	—	100	—	—	—	—	150	—	—	200	—
	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	150	—	—	200	—

Заготовки для деталей строительства изготавливаются 1-го, 2-го, 3-го и 4-го сортов ГОСТ 3490-46 «Заготовки черновых хвойных пород дощатые и брусковые».

Распределение заготовок по сортам устанавливается соответствующими стандартами на нормы проектирования деревянных конструкций и на деревянные детали для строительной промышленности.

Таблица 122
Заготовки черновые хвойных пород для деталей вагоностроения и вагоноремонта (ГОСТ 3490-46)

Заготовки	Толщина в мм	Ш и р и н а в м м															
		50	55	60	65	70	75	80	85	90	100	(105)	110	120	130	140	150
Дощатые	16 19 22	— 50 —	— — —	— — —	— — —	70 70 70	75 75 75	80 80 80	— — —	— — —	100 (105) (105)	110 (105) (105)	— — —	— — —	130 — —	— — —	— — —
Брусковые	25	—	—	60	65	70	75	80	85	90	100	(105)	110	120	130	140	150
	30	—	55	60	65	70	75	80	85	90	100	(105)	110	120	130	140	150
	35	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100	(105)	110	120	130	140	150
	40	—	—	60	65	70	75	80	85	90	100	(105)	110	120	130	140	150
	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100	(105)	110	120	130	140	150
	50	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100	(105)	110	120	130	140	150
	(55)	—	(55)	60	(65)	70	75	80	85	90	100	(105)	110	120	130	140	150
	(65)	—	—	60	(65)	(70)	75	80	85	90	100	(105)	110	120	130	140	150
	70	—	—	—	—	70	75	80	85	90	100	(105)	110	120	130	140	150
	(75)	—	—	—	—	—	75	80	85	90	100	(105)	110	120	130	140	150
	(85)	—	—	—	—	—	—	80	85	90	100	(105)	110	120	130	140	150
	90	—	—	—	—	—	—	—	85	90	100	(105)	110	120	130	140	150
	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	100	—	—	—	—	—	—

Заготовки для деталей вагоностроения и вагоноремонта изготавливаются 1-го, 2-го, 3-го и 4-го сортов по ГОСТ 3490-46 «Заготовки черновые хвойных пород дощатые и брусковые».

Распределение заготовок по сортам должно соответствовать распределению по группам изготавливаемых из них деталей, предусмотренному ГОСТ 3191-46 «Заготовки железных дорог. Детали деревянные». Технические условия, за исключением толстых деталей 3-й группы, которые изготавливаются из заготовок 4-го сорта.

Таблица 123

Бруссы мостовые

Материал	Длина		Поперечное сечение	
	м	отклонение в мм	см	отклонение в мм
Сосна, лиственница, кедр, дуб (ель и кавказская пихта по соглашению сторон)	3,2; 4,2; 5,2	±20	20×24; 22×26; 22×28	+5 -2

Примечания. 1. Качество древесины — по ГОСТ 2140-43 и 1350-46.
2. Влажность древесины брусев к моменту сдачи-приёмки не должна превышать 22% абс.

Таблица 124

Шпалы деревянные для железных дорог широкой колеи

Типы шпал	Толщина (высота) в см	Длина в см	Ширина постели в см		Высота боковых сторон обрезных шпал в см
			верхней	нижней	
IA	17,5	270 от 250 до 270	16,0	25,0	14,5
IIA	15,5		15,0	25,0	12,5
IIIA	14,5		15,0	24,0	10,0
IVA	14,5		15,0	23,0	9,0
VA	13,5		13,0	21,5	8,0

Примечание. Для шпал типа IB, IIB, IIIB, IVB и VIB размеры те же, за исключением высоты боковых сторон обрезных шпал.

Физико-механические свойства клеёной фанеры

Таблица 125

Порода	Клей	Толщина фанеры в мм	Число слоёв	Объёмный вес в т/м³	Предел прочности при растяжении в кг/см²			Модуль упругости при растяжении в кг/см²			Предел прочности при скалывании по склейке в кг/см²	
					вдоль волокон	под уг-лом 45°	поперёк волокон	вдоль волокон	под уг-лом 45°	поперёк волокон	в сухом состоянии	в мокром состоянии
Ольха	Альбуминный (клея горячая сырая)	1,5	3	0,58	670	—	385	—	—	—	13,5	10,0
	То же	3,0	3	0,58	660	200	375	99,1	24,0	43,6	17,0	9,0
Липа	То же, клея сухая холодная	3,0	3	0,58	670	—	410	—	—	—	21,5	12,5
	Альбуминный (клея сухая холодная)	3,0	3	0,59	765	—	415	—	—	—	21,0	6,0
Сосна	То же	3,0	3	0,54	500	—	340	—	—	—	21,0	6,5
	» »	3,0	3	0,76	685	—	395	—	—	—	23,0	7,0
Вариационный коэффициент в %	—	—	—	4	17	13	18	7	9	11	19	26

Примечание 1. Фанера ольховая по ГОСТ 1518-49 изготавливается толщиной 3, 4, 5, 6, 8, 9, 10 и 12 мм и должна состоять из трёх и более слоёв лущёного шпона, склеенных между собой при взаимно-перпендикулярном расположении волокон.
2. Наружные слои фанеры называются рубашками, внутренние — серединками.
3. Длина и ширина фанеры в мм:

3 100×1 525	2 200×1 525	1 700×1 200	1 525×1 220	1 200×1 200
2 525×1 830	2 100×1 225	1 550×1 150	1 525×1 170	1 150×1 150
2 525×1 525	2 100×1 170	1 525×1 525	1 475×1 475	750× 750
2 525×1 220	1 800× 600	1 525×1 275	1 400× 900	

Фанера берёзовая (по ГОСТ 102-49)

Таблица 125а

Толщина фанеры в мм	Предел прочности				Примечание
	при растяжении вдоль волокон рубашек		при скалывании по клею слою всех сортов		
	в кг/см² не менее				
	1 сорт	2 сорт	в сухом состоянии	после кипячения в течение 1 часа	
1,0	800	675	—	20	Толщина для фанеры марки БП-1: 1,0; 1,5; 2; 2,5 и 3 мм; БС-1: 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 и 12 мм; БПС-1: 2; 2,5; 3; 4; 5 и 6 мм. Длина вдоль волокон рубашек и шири-на поперёк листов фанеры марки БС-1 и БП-1 от 1 000×800 мм и более, БПС-1 от 1 200×1 200 мм и более, с градацией через 50 мм
1,5—4,0	800	675	22	18	
5,0	750	650	25	16	
6,0	700	600	25	16	
8,0—12,0	650	500	27	16	

ЦЕМЕНТЫ И БЕТОНЫ

Глинозёмистый цемент
(по ГОСТ 969-41)

Таблица 126

Марка	Пределы прочности раствора 1:3 в кг/см ²				Объёмный вес (рыхлонасыпанного) в кг/м ³
	на сжатие через		на разрыв через		
	24 часа	3 суток	24 часа	3 суток	
300	250	300	16	18	1 150—1 350
400	350	400	20	22	
500	450	500	24	26	

Примечание. Прочность на сжатие через 28 суток должна быть не ниже, чем через 3 суток, а на растяжение может быть ниже на 10%.

Примечание. Прочность на сжатие через 28 суток должна быть не ниже, чем через 3 суток, а на растяжение может быть ниже на 10%.

Таблица 127

Портландцементы

Вид цемента	Марка	Пределы прочности раствора 1 : 3 в кг/см²					Объемный вес (рыхло насыпанного) в кг/м³
		на сжатие		на разрыв			
		через сутки					
		3	7	3	7	28	
Обыкновенный (ГОСТ В970-42)	200	65	120	8	12	16	1 100—1 400
	250	95	160	9	14	18	
	300	110	200	11	16	21	
	400	190	280	16	20	24	
	500	260	380	20	24	28	
	600	320	500	22	27	32	
Пуццолановый портландцемент (ГОСТ В970-42)	150	—	90	—	10	14	Пуццолановый цемент 850—1 150; шлако-портландцемент 1 100—1 150
	200	—	110	—	11	15	
	250	—	140	—	13	18	
	300	—	180	—	15	21	
	400	—	240	—	18	24	
	500	—	320	—	21	28	
Магнезиальный портландцемент (ОСТ 90002-38)	200	65	120	8	11	14	1 100—1 300
	250	95	160	9	13	17	
Смешанные портландцементы (по ТУ)	100	—	50	—	7	12	800—1 250
	200	—	100	—	11	15	

Таблица 128

Известь

Виды извести	Удельный вес	вес 1 м³ в кг	Предел прочности сопротивления на		Примечание	
			растяже- ние	сжатие		
			не менее			
Строительная воздушная						
Негашёная кипелка	3,1	800—1 000	0,5—2	2—6	1. В числителе показатели для извести в растворе с песком 1:3, затвердевшей через 28 дней; в знаменателе — через 56 дней. 2. При гашении объём извести увеличивается: жирной в 3—3,5 раза, тощей в 1,5—2 раза. Из 1 т негашёной извести получается примерно 2,5—2,8 т гашёной, из 1 м³ негашёной — 1,7—2,5 м³ гашёной. 3. Кальциевая известь содержит не более 7% окиси магния; магнезиальная — более 7% окиси магния. 4. Скорость гашения — до 10 мин. — быстрогасящаяся; от 10 до 30 мин. — среднегасящаяся; свыше 30 мин. — медленногасящаяся известь.	
Гашёная (пушонка)	2,1	400—450	2,4	5—8		
Известковое тесто (воды 45—50%)	—	1 350				
Гидравлическая						
Слабогидравлическая	2,5—2,9	500—800	2	6		
Сильногидравлическая	—	—	4	15		
	—	—	6	25		

Таблица 129

Шлаковые, пуццолановые, зольные цементы и роман-цементы

Вид цемента	Марка	Пределы прочности растворов 1:3 через 7 суток не менее $кг/см^2$		Объемный вес в рыхло насыпанном состоянии в $кг/м^3$
		на сжатие	на растяжение	
Гипсо-шлаковый и шлаковый бесклнкерный (по ГОСТ 2543-44)	150	90	10	Гипсо-шлаковый 1 000—1 200; бесклнкерный 1 000—1 250
	200	110	11	
	250	140	13	
	300	170	15	
Известково-шлаковый ¹ и известково-пуццолановый (по ГОСТ 2544-44)	50	20	4	Шлаковый 800—900; пуццолановый 600—800
	100	40	6	
	150	70	8	
Известково-глинистый (по ГОСТ 2544-44)	50	20	4	700—800
	100	40	6	
Известково-зольный (по ГОСТ 2544-44)	25	10	2	600—800
	50	20	4	
Тэц-цемент (по временным ТУ)	50	20	4	700—900
	100	40	6	
	150	70	8	
	200	110	11	
Роман-цемент ² (по ГОСТ 2542-44)	25	10	3	800—1 000
	50	25	5	
	100	50	8	
Гидравлическая известь ³ (по ОСТ 2644)	Сильная	15 ⁴ ; 25 ⁵	4 ⁴ ; 6 ⁵	550—800
	Слабая	6 ⁴ ; 8 ⁵	2 ⁴ ; 3 ⁵	500—600

¹ Фактически известково-шлаковые цементы имеют марку до 150 (при мокром приготовлении на берегу) и до 200 (при тонком сухом помоле).

² Роман-цемент фактически бывает и более высоких марок — до 150 — 200 $кг/см^2$.

³ Встречается гидравлическая известь более высоких марок — до 100 $кг/см^2$.

⁴ Через 28 дней.

⁵ Через 56 дней (из них хранение⁶ на воздухе: для сильной извести — первые 7 дней, а для слабой — первые 21 день).

Таблица 130

Характеристика бетонов¹
(по ОСТ 90003-38)

Предел прочности	Марка бетона									
	350	300	250	200	170	140	110	90	70	50
Сжатию призмы $\sigma_{пч}$ в кг/см ²	225	200	175	145	125	108	88	73	56	40
Растяжению $\sigma_{тл}$ в кг/см ²	25	22,5	20	17	15,5	13,5	11,5	10	8,5	6,5
Сжатию при изгибе $\sigma_{и} = 1,25 \sigma_{пч}$ в кг/см ²	280	250	220	180	155	135	110	90	70	50

Примечание. За марку бетона принимается предел прочности сжатию кубика из этого бетона со стороны ребра 200 мм. При кубиках меньших размеров значение предела прочности сжатию следует умножить на один из следующих коэффициентов:

Для кубиков со стороной	50 мм	0,70
» » » »	70 »	0,80
» » » »	100 »	0,85
» » » »	150 »	0,90
» » » »	200 »	1,00

¹ Выбор состава бетона см. ТСЖ, т. III, раздел «Строительные работы».

КАМЕННЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ФУНДАМЕНТОВ И СТЕН

Таблица 131

Естественные каменные материалы

Группа и наименование пород группы	Объёмный вес в $кг/см^3$		Предел прочности в $кг/см^2$		Полевая проба ударом
	от—до	расчётный	от—до	расчётный по ТУ	
Не затронутые выветриванием мелкозернистые кристаллические изверженные породы, граниты и т. п.	2 600—3 100	2 700 гранит; 3 000 другие	1 000—3 000	1 000	При сильных ударах молотком разбиваются с большим трудом на крупные куски (большая часть на 2 куска)
Не затронутые выветриванием стекловатые изверженные породы (базальты и т. п.), а также крупнозернистые граниты, порфиры и т. п.	2 700—3 200	2 700 гранит и андезит; 3 200 базальт	600—3 000	700	При сильном ударе разбиваются на 2—3 крупных куска
Затронутые выветриванием плотные изверженные породы	2 500—3 100	2 700 и 3 100	600—1 500	500	При ударе разбиваются на несколько кусков (крупных и мелких)
Выветрившиеся плотные изверженные породы	—	—	—	—	При ударе дают глухой звук и разбиваются в мелочь; для работы не рекомендуются
Кварциты, окварцованные песчаники и плотные известняковые песчаники с водопоглощением до 4%	2 500—2 600	2 600	1 200—2 500	700	При ударе колются на остроугольную щебенку; тверды и хрупки
Окремнённые или мраморовидные мелкокристаллические известняки с водопоглощением менее 2%	2 550—2 700	2 600	700—1 500	700 и 500	При ударе раскалываются на 2—4 крупных куска

Примечание. Величины модуля упругости: а) гранитов и других плотных изверженных пород от 500 000 $кг/см^2$ (при прочности около 1 500 $кг/см^2$) до 880 000 $кг/см^2$ (при прочности около 2 500 $кг/см^2$); б) мраморов 600 000 — 800 000 $кг/см^2$, известняков от 180 000 $кг/см^2$ (при прочности около 200 $кг/см^2$) до 540 000 $кг/см^2$ (при прочности около 1 200 $кг/см^2$).

Таблица 132

Бетонные камни для стен и фундаментов

Вид бетона	Объёмный вес бетона в $кг/м^3$		Коэффициент теплопроводности бетона нормально алажного	Предельная ширина незасыпаемого прослойка, не ухудшающего теплотехнических свойств камня, в см
	сухого	нормально влажного		
Лёгкий — на пемзе, лёгких доменных шлаках и т. п.	800—1 000	950—1 150	0,35—0,45	6—8
Шлаковый — на гранулированных шлаках среднего веса	1 100—1 200	1 200—1 300	0,50	9—10
То же на котельном шлаке	1 350—1 450	1 450—1 550	0,55	10—11
Песчаный шлаковый	1 500—1 600	1 550—1 650	0,60—0,65	12—15
Кирпичный — на песке	1 700—1 800	1 750—1 850	0,75—0,80	17—20
Гравелистый — на песке	2 000—2 200	2 050—2 350	1—1,3	20—23

Таблица 133

Строительный кирпич

Марка	Предел прочности в кг/см ²					
	на сжатие		на изгиб			
	среднее для 5 кирпичей	наименьшее для отдельных кирпичей	глиняный пластического прессования		глиняный сухого прессования	
			средний	наименьший	средний	наименьший
150	150	125	28	22	20	16
125	125	110	25	20	18	14
100	100	85	22	18	16	12
75	75	60	18	12	12	10
50	50	40	16	10	10	8

Примечания. 1. Марка 50 допущена только для глиняного кирпича ручной формовки или изготовляемого из лесовидных и сильно запесоченных глин.

2. Вес обыкновенного глиняного кирпича 1 м³ в кг: ручной выработки—1 600, машинного производства 1 700—1 800, полусухого прессования—1 900.

3. Размеры кирпича в мм: длина—250, ширина—120, толщина—65.

Таблица 134

Кирпич силикатный и шлаковый

Вид кирпича	Марки	Предел прочности в кг/см ²				
		на сжатие		на изгиб		
		среднее	наименьшее отдельных кирпичей	среднее	наименьшее отдельных кирпичей	
Силикатный (известково-песчаный)	150	150	125	28	20	
	125	125	100	25	16	
	100	100	75	22	12	
	75	75	50	18	10	
Шлаковый	75	75	60	—	—	
	50	50	40	—	—	
	25	25	20	—	—	

Примечания. Размеры кирпича 250×120×65.

Таблица 135

Г и п с

Показатели	Строительный (по ГОСТ 125 41) сорт			Формовочный	Высокопрочный марок (по временным ТУ)				
	1-й	2-й	3-й		150	200	250	300	400
Начало схватывания не ранее в мм	5	4	3	4	3	3	3	3	3
Конец схватывания не ранее в »	7	6	6	6	5	5	5	5	5
» » не позднее в »		30		20	30	30	30	30	30
Предел прочности на сжатие в кг/см ² :									
через 3 часа					90	120	150	180	240
» 1 суток	50—80	35—45	15—30	70—80	150	200	250	300	400
» 7 суток	80—120	75	25—50	100—150					
Предел прочности на растяжение в кг/см ² :									
через 3 часа					18	22	25	28	33
» 1 сутки	8	6	5	8	25	30	35	40	50
» 7 суток	15	12	10	16					

КРОВЕЛЬНЫЕ И ПРОЧИЕ МАТЕРИАЛЫ

Таблица 136

Гудроны

Вид гудрона	Консистенция при 20°	Содержание серной кислоты в %	Примечание
Масляный А » Б	Менее вязкая Более вязкая	—	Хранить в бочках, защищенных от солнечных лучей и атмосферных осадков Черная дегтеобразная масса с кислым запахом До употребления кипятить с водой или паром на специальных установках или добавить известь, молотые известняки и т. п.
Кислый: от очистки бензина или керосина от очистки масел «прудовые» (старые)	Вязко-жидкая Вязкая Вязкая и вязкотвердая	До 50 » 35 Менее 30	

Таблица 137

Составленные дёгти

Наименование	Составные части в % по весу						Удельный вес	Способ получения
Пек с температурой размягчения 75° (по методу «кольцо и шар»)	90	85	80	70	65	40	1,2—1,3	Продукт разгонки жидкого дёгтя
Антраценовое масло	10	15	20	30	35	—	1,08—1,12	То же
Обезвоженный дёготь	—	—	—	—	—	60	—	Получается нагреванием сырого дёгтя в котлах и выдержки при 110—120° в течение 0,5—1 часа
Температура размягчения сплава (по методу «кольцо и шар») в °С	55	48	38	27	22	45	1,2—1,3	—

Таблица 138

Примерные составы дёгте-шлаковых мастик

Назначение мастики	Количество молотых шлаков в % от веса дёгтя с температурой размягчения около 45° (по методу «кольцо и шар») при объёмном весе молотого шлака		
	900 кг/м³	700 кг/м³	600 кг/м³
Взамен клебмасс для наклейки толя	100	80	60
Мастика для заполнения швов, для окрасочного слоя для ремонта кровель	140	120	100
Для изготовления дёгтебетона на шлаках	160	140	120

Таблица 139

Примерные составы дёгтебетонных и дёгте-шлаковых бетонов (в % по весу)

Составные части	Дёгтебетоны			Дёгте-шлаковые бетоны		
Пек средний	10,5	9	12	—	—	—
Антраценовое масло	3,5	3	4	—	—	—
Отогранный или составленный дёготь	—	—	—	16	13	20
Пылевидный наполнитель (зола)	8	—	8	—	—	—
Шлак молотый	—	18	—	25	21	32
Песок обычный (0—2,5 мм) или шлаковый (0—2,5 мм)	28	22	26	—	—	—
Гравий (до 10 мм) или щебень шлаковый (до 10 мм)	—	—	—	17	14	21
	50	38	50	—	—	—
	—	—	—	42	52	20

Примечание. Фактические составы должны быть подобраны по способу, указанному в У-46-42.

Таблица 140

Битумы нефтяные
(по ГОСТ В1544-43)

Марки	I	II	III	IV	V	VI
Показатели						
Пенетрация	120—200	60—120	40—60	20—40	15—20	0—5
Растяжимость в см не менее	70	50	40	3	1	0
Температура размягчения по методу «кольцо и шар» в °С	30	40	50	70	90	115

Примечание. Для уфимских битумов допускается понижение температуры размягчения для I, II, III марок на 10°, а для IV и V марок — на 20°.

Таблица 141

Битумные мастики

Составные части	Количество в % по весу	
	для среднеплавкой и легкоплавкой	для тугоплавкой
Битум	65—70	80
Трепел, каолин или другой пылевидный наполнитель	21—18	12
Асбест № 6	14—12	8
Битум	60—65	70—75
Пылевидный наполнитель	40—35	30—25

Примечание. Температура размягчения битумов: для легкоплавкой мастики 60—70°, для среднеплавкой—71—80°, для тугоплавкой—81—120°. Молотый или пылевидный наполнитель должен полностью проходить через сито с ячейками 0,15 мм и более чем на 60% через сито с 4 900 отв/см². При отсутствии асбеста допускаются торф-сфагнум, очёсы и т. п. с длиной волокон 1—5 мм.

Таблица 142

Мазут

(по ГОСТ 1501-42)

Показатели	Марки			
	10	20	40	80
Вязкость до 25° по Энглера	3,6	0	10	16,5
Температура застывания в °С не выше	+5	+5	+10	+25
Температура вспышки в °С	65	80	100	110

Таблица 143

Кровельные материалы из древесины¹

Вид материала	Размеры в мм			
	ширина	длина	толщина	срок службы в годах
Гонт	110 140	550 700	15/4*	15—20
Щепя	80 110	500 700		
Шингл	100 150	400 600	3	12—15
Тёс	150 180		22—25—30	12—15
Дрань	100—180	1 000—2 000	4—5	12—15

¹ В утолщённой части (15 мм) гонтина имеет паз (шпунт) глубиной 13 мм и шириной 5 мм.

Таблица 144

Клебмассы и покровные лаки для рулонных кровельных материалов

Наименование	Температура размягчения по методу «кольцо и шар» °С
Клебмасса рубероидная	70—80
» толевая	50—55
Лак битумный (руболь) после испарения растворителя	90—100
Замазка битумная (руберин) после испарения растворителя	75—85
Лак толевый	43—48

Примечание. Клебмасса рубероидная может быть изготовлена из битумов марок III, IV, V и VI (в соответствующих соотношениях) и с добавкой наполнителей.

Таблица 145

Черепица глиняная

Вид черепицы	Закрой	Вес в кг	Длина в мм		Ширина в мм		Глубина пазов	Высота шипа для подвески	Характеристика
			крошущая	габаритная	крошущая	габаритная			
Пазовая прессованная	Одинарный или двойной боковой и поперечный с двумя шипами	2,4—2,5	310	—	190	—	Не менее 5 мм	Не менее 10 мм	Водонепроницаема огнестойка на огнестойком основании, морозостойка, газо- и кислотоупорна, временное сопротивление на излом 70 кг/см²
Пазовая ленточная	Одинарный или двойной боковой с одним шипом	2,4—2,5	333	400	202	220	Не менее 5 мм	Не менее 10 мм	
Коньковая	Одинарный	—	333	365	—	200	Не менее 5 мм	Не менее 10 мм	

Примечания. 1. Вес 1 пог. м уложенной коньковой черепицы с одинарным закроем не менее 8 кг, вес 1 м² крошущей поверхности остальных видов черепицы — не более 45 кг.
2. Срок службы черепичной кровли (в среднем за 40 лет) с периодической промазкой щелей известковым или глинистым раствором и заменой отдельных битых черепиц.

*) Листовая кровельная сталь — см. табл. 57.

Таблица 146

Рулонные материалы

Вид рулонного материала	Условные марки	Вес рулона в кг не менее	Сопротивление разрыву полоски 5 см в кг	Размеры рулона	
				ширина в см	площадь в м²
Руберойд с чешуйчатой посыпкой (ГОСТ 10501-40)	Р4-500 Р4-350	31 25	36 26	75, 100 и 105 125 и 130	20 (±2%)
Руберойд с мелкой минеральной посыпкой с двух сторон (ГОСТ 1693-45)	РМ-500 РМ-350 РМ-300	28 22 20	36 32 28	От 65 до 105	20 (±2,5%)
Руберойд с мелкой минеральной посыпкой с одной стороны (ГОСТ 1693-45)	РОМ-500 РОМ-350 РОМ-300	25 19 17	30 26 24	От 65 до 105	20 (±2,5%)
Руберойд с наполнителем в покровном слое (ГОСТ 2165-43)	РН-500 РН-350 РН-300	30 (26) 24 (20) 22 (18)	36 26 24	От 75 до 130	20 (±2,5%)
Пергамин (ГОСТ-2697-44)	П-500 П-350 П-300 П-250 П-200 П-150	19 13 11 9 7 5	32 27 25 20 18 14	От 65 до 105	20 (±3%)
Толь-кожа (ГОСТ 1887-45)	ТК-500 ТК-350 ТК-300 ТК-250 ТК-200 ТК-150	19 20 17 14 11 8	28 25 23 20 18 16	От 60 до 105	20 для ТК-500 и 30 (±2%) для остальных
Толь (ОСТ 10508-40)	Т-500 Т-350 Т-300 Т-250	— — — —	30 25 23 20	65, 75, 100 и 105	15 (±3%)
Толь целлюлозный (ГОСТ В 1886-42)	ТЦ-500 ТЦ-350	— —	32 28	65, 75, 100 и 105	10 (±4%)

Примечания. 1. Руберойд (РН) бывает двусторонний и односторонний; цифры в скобках относятся к одностороннему; РН предназначен только для верхнего слоя кровельного ковра. Ширина рулонов рубероида обычно 100 см.
2. При перевозке и хранении рулоны устанавливать на торец не более чем в 2 ряда по высоте (с прокладкой досок); защищать от действия влаги и особенно от солнечных лучей.
3. Методы испытаний рулонных материалов — см. ГОСТ 2678-44, а правила приемки — см. ГОСТ 2697-44.

Пластичные рулонные материалы (по данным ЦНИПС)

Таблица 147

Показатели	М а т е р и а л ы							
	Б и т у м н ы е				Д ё г т е в ы е			
	Б-1	Б-2	Б-3	Б-4	Д-1	Д-2	Д-3	Д-4
Вес 1 м³ в кг: при толщине 1,5—2 мм	2—2,5	—	—	—	—	—	—	—
при толщине 3—4 мм	4—4,5	3,2—3,8	3,5—4	3,5—4	4,5—5	3,8—4,5	4—5	4—5
Теплостойкость	При 70° для пековых и 80° для битумных не деформируются				Допускается размягчение, не вызывающее деформаций			
Потери в весе при вышеуказанной теплоемкости в % не более	1	2	2	2,5	1	2	2	3
Водонасыщение за 72 часа при полном погружении в % не более	1	3	7	10	1	2,5	6	9
Временное сопротивление полоски 220 × 50 мм разрыву при 18±2° в кг/см² не менее	16—18	10	8	6	20	12	9	7
Количество трещин (при 18±2°) при изгибании на стержне диаметром 6 мм	20	25	30	30	20	25	30	30

Таблица 148

Олифа

Характеристика	Натуральная		Оксоль	Сульфоксоль	Полноризованная (ИМС)	Абиетол	Карбон	Нефтон	Касторовая
	льняная	конопляная							
Цвет (по ноду)	489	1 820	1 000	1 820	686	3 076	3 076 для светлого 827—1 076 для темного	686	489
Удельный вес при 20° С	0,938—0,945	0,930—0,910							
Отстой по объёму за 24 часа в %, не более	1	1	1	1	0,5	1 (за 48 час.)	1 (за 48 час.)		1
Прозрачность после 24 час. отстоя	Полная	Полная	Полная	Полная	Полная	Полная	Полная	Полная	Полная
Срок высыхания в час не более:									
от пыли	12	12	12	12	7	0,35	0,35	12	
полное	24	24	24	24	24	24	72	24	
Вязкость по Энглеру при 20°	7—10	7—10	6—8	6—8	—	—	—	—	—
Вязкость по воронке НИЛК всех	4—5	4—5	—	—	6—8	6—8	6—10	4—6	—
Содержание золы в %, не выше	0,5	0,5	—	—	—	—	—	—	—
Содержание уплотнённого масла и масляного сиккатива (по весу) в % не менее	—	—	55	54	—	—	—	50—55	—
Содержание растворителя (по весу) в % не более	—	—	43,5	—	50	—	50	50—45	—

Таблица 149

Стекло листовое оконное

(по ГОСТ 111-41)

Размеры	Ширина в мм	Длина в мм
Наименьшие	250	250
Наибольшие	800	1 500
	С интервалом через 25 и 50 мм	

Таблица 150

Ключи (группы) стекла

Ключ	Площадь листа в м ² в пределах
1	До 0,1 включительно
2	Свыше 0,1 до 0,3 »
3	» 0,3 » 0,6 »
4	» 0,6 » 0,9 »
5	» 0,9 » 1,2 »
6	» 1,2 » 1,5 »
7	» 1,5 » 2,0 »
8	» 2,0 » 2,5 »
9	» 2,5 » 3,2 »

Таблица 151

Стекло для пассажирских вагонов

Тип вагона	Боковое окно		Дверь	
	широкое	узкое	тамбурная	наружная
Дальнего следования 20,2 м	700×980	420×860	500×880	—
То же двухосный	524×674	424×874	424×874	414×874
Пригородный 14 м	660×780	—	400×780	414×874

Таблица 152

Специальное листовое оконное стекло

Наименование стекла	Условное обозначение	Толщина в мм	Ширина в мм	Наибольшая длина в мм до	Количество стекла в таре в м ²
Одинарно-утолщённое	ОУ	1,5—1,9	800—1 000	1 200	20 и 25
Одинарно-нормальное	ОН	1,9—2,4	800—1 000	1 200	17 и 23
Полуторное		2,4—2,7	800—1 200	1 600	14 и 20
Двойное		2,7—3,3	800—1 200	1 600	11 и 17
Тройное	Т	3,3—4,0	800—1 200	1 600	9 и 15
Утолщённое	У	4,0—6,0	800—1 600	2 000	6 и 12

Таблица 153

Лаки

Наименование	Цвет	Стандарт	Расход на один слой в г/м ²		Высыхание		Назначение
			при окраске кистью	при пульверизации	температура °С	время в часах	
Масляный № 1	Светлый	ОСТ 18159-40	50	65	20	48	Покрытие по масляной краске вагонов, машин
» № 2	»	То же	50	65	20	120	То же по масляному лаку № 1 и № 3
» № 3	»	»	50	65	80	3	Покрытие паровозов, локомотивов, двигателей внутреннего сгорания и других изделий, подвергающихся нагреву до 70°C
» № 3а	»	Временные ТУ НКТП	50	65	20	96	Покрытие по подготовительному лаку № 1 в качестве покрывных или подлак № 2
» № 6	»	ОСТ 18159-40	50	65	20	72	Покрытие по масляной краске
» № 250	Тёмный	Временные ТУ НКТП	50	65	20	72	Покрытие по масляной краске
» № 17а	Светлый	То же	50	65	20	48	Лакировки ответственных деталей по металлу и по масляной и эмалевой краскам
Масляный битумный № 10	Чёрный	ТУ НКХП 687-41	50	70	180	1	Покрытие по металлу
Масляный битумный № 177	»	ТУ НКХП 333-44	50	70	100	0,35	Окраска рам автомашин
Глифталевый	Светлый	ТУ НКХП 333-44	50	65	120	2	То же, что и масляные лаки № 1, 2

Таблица 154

Масляные краски и эмали

Наименование	Цвет	Стандарт или тех- нические условия	Расход на один слой в г/м²		Время вы- сыхания при тем- пературе 18—20°C в часах	Назначение
			кистью	пульве- ризатором		
Масляные краски						
Белила свинцовые	Белый	КТП ОСТ 8190/1187	210	255	8—10	Покрытие по металлу и дереву, в особенности при повышенной водостойкости—мостостроение и т. п. Покрытие по металлу, дереву, штукатурке и разделка колёров цветных красок — железнодорожные и трамвайные вагоны и т. п.
Белила цинковые	Белый	ГОСТ 482-41	160—200	210—260	12	
Сурик железный	Кирпично-красный	ОСТ 18163-39	30—35	40—45	10	Грунт по металлу и дереву Окраска трафаретов в вагоностроении; условная окраска трубопроводов; окраска трамвайных вагонов, автомобилей; составление колёров — зелёного, кремового и цвета слоновой кости
Крон свинцовый	Жёлтый	ТУ НКХП 342-41	140	190	8—10	
Зелень свинцовая	Зелёный светлый и зелёный тёмный	ОСТ 10941-40	50—65	65—85	10	Наружная окраска вагонов, троллейбусов, пароходов Внутренняя окраска вагонов, троллейбусов, пароходов
Зелень цинковая	Зелёный светлый и зелёный тёмный	ОСТ 10941-40	90—180	115—30	12	
Сурик свинцовый	Красно-оранжевый	ГОСТ 1787-42	175	225	6—8	Грунт для окраски мостов, подземных и подводных трубопроводов, подводной части кораблей Покрытие обшивки вагонов и крепёжные детали
Мумия	Красный	ОСТ 18163-39	65—95	85—125	12	

Продолжение табл. 154

Наименование	Цвет	Стандарт или технические условия	Расход на один слой в г/м²		Время высыхания при температуре 18—20° С в часах	Назначение
			кистью	пульверизатором		
Эмали						
Водоэмульсионная глифталевая	—	ТУ НКХП 262-41	60—70	90—100	1,5 при темп. 80°С	Окраска по грунту деревянных платформ, грузовых автомашин
Краска фиксольная	—	ОСТ 10-926-40	60—120	—	48 (по 80°С 6—8 час.)	Окраска непосредственно по металлу и дереву, а также по грунтованной и шпаклёванной поверхности вагонов, троллейбусов, паровозов
Глифталевая полуглянцевая	—	ТУ НКХП 910-41	—	—	1,5 (при 150°С)	Окраска по металлу приборов и инструментов, эксплуатируемых в закрытых помещениях
То же полуматовая	—	ТУ НКХП 788-41	30	55—60	—	—
Эмалевая краска № 2065, 1510, 1496, 1426	—	—	60—80	—	60 час. (при 80°С 6—8 час.)	Окраска наружной и внутренней поверхности трансформаторов
Эмаль масляная А7	—	—	50—70	60—80	24	Окраска водяных баков и водопроводов
Эмаль масляная А8	—	—	—	—	—	Окраска маслобаков и маслопроводов
Эмаль масляная А13	—	—	—	—	—	Окраска противопожарной аппаратуры

Масла смазочные

Таблица 155

Наименование масла марки ГОСТ или ТУ	Основное назначение масла	Наименование масла марки ГОСТ или ТУ	Основное назначение масла
Белосит ГОСТ 1840-42	Для точных механизмов, работающих с малой нагрузкой и скоростью 12—20 тыс. об/мин.	Сульфозфрезол ГОСТ 122-46	Смазочно - охлаждающая жидкость при обработке металлов резанием
Вазелиновое ГОСТ 1665-42	Для механизмов, работающих с малой нагрузкой и скоростью 10—15 тыс. об/мин.	Вискозин ГОСТ 1859-42	Для цилиндров паровых машин, работающих на насыщенном паре
Вазелиновое МВП ГОСТ 1805-42	Для контрольно-измерительных приборов, работающих при низких температурах, и для наполнения масляно-пневматических амортизаторов	Цилиндровое-6 ГОСТ 3190	Для цилиндров паровых машин, работающих на перегретом паре
Машинное Л ГОСТ 1707-42	Для большинства металлообрабатывающих станков	Валор ГОСТ 788-43 и Валор С-ТУ 220-46	Для шеек осей колёс подвижного состава железных дорог зимой в северных районах
Машинное С ГОСТ 1707-42	Для тяжёлых станков, работающих с малой скоростью	Осевое С ГОСТ 610-42	То же в умеренных широтах зимой
Машинное СУ ГОСТ 1707-42	Для машин и станков, работающих с большой нагрузкой и малой скоростью, и компрессоров, работающих с давлением 8 ат	Осевое 3 ГОСТ 610-42	То же летом
Цилиндровое 2 ГОСТ 1841-42	Для механизмов, работающих с большой нагрузкой и малой скоростью, червячных передач тяжёлых металлообрабатывающих станков, цилиндров паровых машин, работающих на насыщенном паре с давлением до 5 ат	Осевое Л ГОСТ 610-42	—

ТОПЛИВО



ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ТОПЛИВА

В общем случае топливо состоит из углерода С, водорода Н, кислорода О, азота N, серы S, золы А и влаги W (табл. 1).

Таблица 1

Общий состав топлива (по ВТИ)

Индексы	Состав			
	C+H+O+N	S	A	W
o	Органическая масса			
г	Горючая масса			
с	Сухая масса			
p	Рабочее топливо			

Для указания, что состав дан по рабочему топливу, добавляют индекс *p*, по сухой массе — *с*, по горючей массе — *г* и по органической массе — *o*.

Если известна органическая масса топлива, то

$$C_p = C_o \frac{100 - B}{100}, \quad H_p = H_o \frac{100 - B}{100}$$

ит. д., где $B = S + A + W$ — балласт.

Определение элементарного состава топлива требует специального лабораторного оборудования и точной аналитической работы. Поэтому в производственных условиях чаще пользуются так называемым «техническим анализом», при котором определению подлежат: влажность, зольность, выход летучих, выход кокса и теплотворная способность.

Влажность (гигроскопическая) определяется высушиванием точной навески сырого топлива в сушильном шкафу до постоянного веса. Потеря в весе даёт содержание гигроскопической воды.

Зольность определяется сжиганием точной навески в платиновом или фарфоровом тигле. Несгоревший остаток (зола), состоящий из всех минеральных примесей топлива, взвешивается. Соотношение весов до и после сжигания определяет содержание золы в топливе.

Выход летучих определяется для твёрдых топлив.

Выход кокса определяется одновременно с определением выхода летучих.

В процессе горения топлива выделяются газы ($C_n H_m$, CO, H_2 и др.) и пары воды, называемые летучими веществами.

Горючими элементами топлива являются летучие вещества и кокс, в которые входит углерод, водород и летучая горючая сера S_2 в отличие от серы негорючей S_e (сульфатной).

Твёрдый остаток при горении топлива состоит из кокса (углерода) и золы. Кокс сгорает, а зола или уносится в дымовую трубу, либо выпадает в пределах топки или в виде порошка (тугоплавкая зола) или в виде шлака (легкоплавкая зола).

Выход летучих и выход кокса необходимо знать для выбора способа сжигания топлива и для создания нужной конструкции топки.

Для определения выхода летучих и кокса точная навеска топлива нагревается до 800 — 1000°C в платиновом, накрытом крышкой тигле. При нагреве тигля из топлива выделяются газы, которые, вырываясь из-под крышки, горят ярким пламенем, — это и есть летучие вещества. После прекращения горения летучих определяется вес твёрдого остатка — кокс.

Высшая теплотворная способность Q^s кал/кг или Q^s кал/нм³ — полное количество тепла, выделяющегося при полном сгорании 1 кг или 1 нм³ топлива, при условии, что водяные пары в продуктах сгорания превращаются в воду при температуре наружного воздуха.

Низшая теплотворная способность топлива Q^h кал/кг или Q^h кал/нм³ — количество тепла, выделяющегося при полном сгорании 1 кг или 1 нм³ топлива за вычетом скрытой теплоты парообразования водяных паров в продуктах сгорания.

Если теплотворная способность и элементарный состав топлива не выбираются из таблиц, а задаются заказчиком по результатам анализов единичных проб, то необходима проверка заданной теплотворной способности по формуле Менделеева:

$$Q_2^s = 81 C_2 + 300 H_2 - 26 (O_2 - S_2) \left(\frac{\text{кал}}{\text{кг}} \right).$$

Теплотворная способность топлива определяется или аналитически, зная элементарный состав топлива, или экспериментально при помощи специального калориметра.

При определении теплотворной способности калориметрированием получают высшую теплотворную способность топлива. Для определения низшей теплотворной способности пользуются формулами табл. 2.

Т а б л и ц а 2

Формулы определения низшей теплотворной способности по высшей

Органическая масса .	$Q_o^H = Q_o^s - 54 H_o$
Горючая масса	$Q_c^H = Q_c^s - 54 H_c$
Сухая масса	$Q_c^H = Q_c^s - 54 H_c$
Рабочая масса	$Q_p^H = Q_p^s - 6(9 H_p + W_p)$

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВ СССР

Данные о составе и теплотворной способности топлив СССР сведены в табл. 3—9.

В случаях, отмеченных звездочкой, т. е. для топлив, по которым данные табл. 3 выведены на основании небольшого количества анализов или при выводе их имевшиеся данные были признаны недостаточными, рекомендуется пользоваться даваемыми в таблице рабочими характеристиками твердого топлива лишь тогда, когда влажность топлива специально не оговорена в задании заказчика. Табличные данные отражают только среднюю для каждого месторождения и сорта топлива влажность, взятую по данным ряда анализов. Вследствие этого влажность в рассматриваемых случаях является характеристикой, нуждающейся в уточнении. Из топлив, не отмеченных звездочкой, в уточнении влажности нуждаются многовлажные топлива (дрова, торф, бурые угли).

Точно так же в случаях, отмеченных звездочкой, необходимо уточнение данных по зольности топлива, которое может значительно изменяться в зависимости от способа добычи, сортировки и обогащения угля. Кроме того, уточнение оказывается необходимым для многозольных топлив и для торфа, зольность которого на сухую массу может колебаться в очень широких пределах — от 2 до 30%. Средние значения температурных характеристик золы желательнее определять по лабораторным данным, относящимся к каждому конкретному случаю. Только при отсутствии подобных данных допустимо характеризовать золу топлива температурами начала деформации, размягчения и плавления, получаемыми как средние арифметические из приведенных в таблицах предельных цифр.

Рабочий состав жидкого топлива (мазута) можно считать достаточно стабильным, вследствие чего уточнения табличных характеристик являются излишними.

Ориентировочно влажность, количество примесей и температура искусственных газов даны в табл. 5.

Для природных газов давление и влагосодержание должны специально оговариваться в задании на проектирование.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ И НЕОБХОДИМОГО КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА

Для возможности горения топлива необходимо соблюдение трех условий:

1) надлежащие термические условия, обеспечивающие протекание процесса горения при высокой температуре;

2) к топливу должен быть обеспечен постоянный подход воздуха в достаточном количестве;

3) должен быть обеспечен постоянный отвод получающихся продуктов сгорания.

В табл. 10 даны средние значения температур воспламенения наиболее распространенных топлив.

Теоретическая температура горения может быть определена из выражения

$$Q_p^H = G^2 c (t_{теор} - t_{возд})$$

или

$$Q_p^H = (1 + \alpha L_0) c (t_{теор} - t_{возд}),$$

где $G^2 = 1 + \alpha L_0$ — вес в кг продуктов сгорания на 1 кг сожженного топлива;

$t_{возд}$ — температура воздуха, поступающего в топку;

c — весовая теплоемкость продуктов сгорания.

Действительная температура горения, или температура топки

$$t_m = t_{теор} (1 - \sigma) \eta_m,$$

где σ — коэффициент прямой отдачи топки;

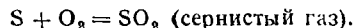
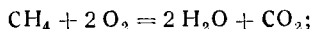
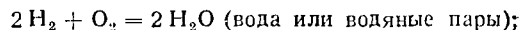
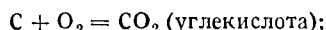
η_m — к. п. д. топки (см. табл. 14).

Величина σ уменьшается с увеличением расхода топлива и с уменьшением облучаемой поверхности котла. Чем хуже топливо по своей теплоценности, тем меньше должна быть σ , т. е. тем меньше F_d . Колебания величины σ находятся в пределах $0 \div 0,40$ и до $0,60$ при жидком и пылевидном топливе. При конструировании топки величина σ должна быть подобрана таким образом, чтобы получилась нужная температура топки t_m .

Весьма благоприятное влияние на процесс горения оказывает достаточная высота топочного пространства, обеспечивающая длинный путь для пламени. При этом несгоревшие частицы топлива и газов успевают сгореть полностью.

Количество воздуха, необходимого для горения, определяется составом топлива и происходящими при этом реакциями (горение полное или неполное).

Реакции при полном горении:



Реакции при неполном горении:

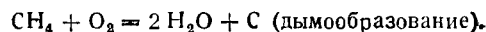
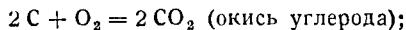
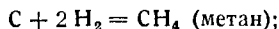


Таблица 3

Расчетные характеристики твердых топлив (по данным ВТИ)

Район месторождения	Наименование месторождения	Марка и сорт	Обозначение	Горячая масса топлива					Рабочая масса топлива			Максимальное содержание		Плавкость золы			Характеристика кокса
				C_p	H_p	S_p	N_p	O_p	d_p	W_p	Q_{H_p} кал/кг	d_{max}	W_{max}	температура начала деформации t_p , в °C	температура размягчения t_m , в °C	температура жидкотекучести t_f , в °C	
Искапаемые угли																	
Донецкий бассейн	Длиннопламенный	Д	75,0	5,5	5,8	1,6	12,1	7 290	19,8	12,0	4 900	16,0	30,0	1000—1100	1100—1200	1150—1250	Порошкообразный или спекшийся
	Газовый	Г	80,5	5,4	4,3	1,5	8,3	7 700	14,7	8,0	5 900	11,0	25,0	1050—1100	1100—1200	1200—1250	Спекшийся сплавленный
	Паровичный жирный	ПЖ	83,0	5,1	4,8	1,5	5,6	8 000	19,0	5,0	6 050	8,0	30,0	1000—1150	1150—1200	1200—1250	То же
	Тошый	Т	90,0	4,2	2,2	1,5	2,1	8 260	13,4	4,0	6 800	8,0	27,0	1000—1150	1150—1300	1150—1350	Порошкообразный или слабоспекшийся
	Антрацит «Се-мечков»	АС	93,0	1,8	2,2	1,0	2,0	7 970	13,2	6,0	6 400	9,0	22,0				
	Антрацит «Сем-чко» со штыбом	АСШ	93,0	1,8	2,2	1,0	2,0	7 970	14,1	6,0	6 330	10,0	27,0				
	То же рядовой	АРШ												1000—1150	1050—1350	1100—1400	Порошкообразный
	Антрацит штыб-Отходы коксующихся углей мокрого обогащения	АШ	93,0	1,8	2,2	1,0	2,0	7 930	17,3	6,5	6 000	10,0	26,5				
	То же сухого обогащения		80,0	5,5	6,2	1,7	6,6	7 600	41,8	7,0	3 850	14,0	50,0				Спекшийся
			82,5	5,0	6,8	1,5	4,2	7 900	33,6	4,0	4 900	6,0	45,0				
Кузнецкий бассейн	Анжеро-Судженское Ленинское	ПС Г	91,0 83,0	4,3 5,8	0,7 0,7	1,9 2,7	2,1 7,8	8 340 7 910	11,5 10,3	4,0 6,0	7 030 6 580	8,0 11,0	16,0 14,0	1050—1150 1100—1150	1200—1400 1150—1300	1250—1500 1200—1400	Спекшийся сплавленный
	Кемеровское	ПС	88,5	4,5	0,5	1,8	4,7	8 200	12,1	7,0	6 590	9,0	17,0	1050—1400	1100—1450	1200—1500	Спекшийся
	Прокопьевское Киселёвское	СС	89,0	4,6	0,5	2,2	3,7	8 180	10,3	6,0	6 800	10,0	16,0				»
	То же	СС	89,3	4,3	0,5	2,3	3,6	8 200	9,3	7,0	6 820	9,0	14,0	1300—1400	1450—1500	> 1500	»
	Осинское	ПЖ Т	86,5 89,0	5,3 4,1	0,5 0,7	2,7 2,0	4,8 4,2	8 230 8 150	10,2 17,1	7,0 5,0	6 770 6 320	11,0 9,0	17,0 22,0	1050—1350 1300—1450	1400—1500	1400—1500	Порошкообразный
Карагандинский бассейн	Каменный	ПЖ ПС	85,5	5,2	1,0	1,4	6,9	8 050	19,5	7,0	5 850	10,0	31,0	1150—1500	1450—1500	> 1500	Слабо спекающийся
Подмосковный бассейн	Бурый рядовой	БР	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	Порошкообразный
	»	БР	67,5	5,0	5,9	1,3	20,3	6 290	18,4	33,0	2 860	37,0	37,0	1000—1300	1050—1500	1100—1500	»
	» мелочь	БМ	67,5	5,0	5,9	1,3	20,3	6 290	21,8	33,0	2 640	37,0	37,0	—	—	—	»

Продолжени табл. 3

Район место- рождения	Наименование месторождения	Марка и сорт	Обозначение	Горючая масса топлива					Рабочая мас- са топлива			Максимальное со- держание		Плавкость золы			Характеристика кокса
				C_p	H_p	S_p	N_p	O_p	A_p	W_p	Q_p ккал/кг	W_{max}	A_{max}	темпера- тура на- чала де- формации $t'_{\text{де}}^{\circ}\text{C}$	темпера- тура размягче- ния $t'_{\text{раз}}^{\circ}\text{C}$	темпера- тура жид- коплав- ного со- стояния $t'_{\text{жид}}^{\circ}\text{C}$	
Калининская область	Селижаровское	Бурый рядовой	БР	70,5	4,7	6,7	1,3	16,8	6 450	26,0	35,0	2 310	—	—	—	—	Порошкообразный
Урал	Кизеловское	Паровичный	ПЖ	80,0	5,6	8,1	1,2	5,1	7 770	26,4	4,0	5 380	9,0	33,0	1200—1500	1250—1500	Спёкшийся плотный
		Отходы обога- щённые	ПЖ	79,0	5,4	9,9	1,7	4,0	7 600	32,2	8,0	4 500	—	—	—	—	Спёкшийся
		Бурый рядовой	БР	70,0	4,7	6,5	1,5	23,3	6 230	14,0	30,0	3 310	35,0	25,0	1250—1350	1300—1400	Порошкообразный
		Булый	Б	72,0	5,1	1,8	1,7	19,4	6 620	21,9	19,0	3 800	24,0	36,0	1100—1300	1150—1400	»
		Антрацит рядо- вой	АР	90,0	3,7	0,6	0,6	5,1	7 980	22,5	6,0	5 670	9,0	30,0	1350—1500	> 1500	»
Коми АССР	Воркутское	То же	АР	95,0	0,8	0,2	0,5	3,5	7 650	—	—	—	—	—	1300—1500	1400—1500	»
		»	АР	93,6	1,8	0,6	0,7	3,9	7 730	18,5	7,5	5 760	—	—	1250—1500	1400—1500	»
		»	АР	93,5	1,7	0,8	0,6	3,4	7 840	18,2	9,0	5 520	—	—	1250—1500	1400—1500	»
		»	АР	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
Татарская АССР	Юски-Такер- менское	Буый рядовой	БР	63,5	5,4	4,1	1,7	25,3	5 710	13,0	35,0	2 760	—	—	1260	1300	Порошкообразный
Башкирская АССР	Чершалинское	Буый рядовой	БР	61,5	5,3	5,1	1,7	25,4	5 530	19,2	40,0	2 020	—	—	1100	1200	»
	Альшеевское	Буый рядовой	БР	67,0	5,0	6,4	1,1	20,5	5 800	40,0	20,0	22,0	—	—	1050	1170	»
Крымская АССР	Вешуйское*	Газовый	Г	77,0	6,0	4,0	1,4	11,6	7 370	37,6	6,0	4 120	—	—	1100—1500	> 1500	Спёкшийся
Карагачевская АО	Хумаринское	Каменный	Г, Д	79,0	5,7	0,9	1,5	12,9	7 450	22,8	9,0	5 030	—	—	1100—1500	1350—1500	»
Красноярский край	Канское	Буый рядовой	БР	73,0	4,9	0,8	1,3	20,0	6 600	10,2	32,0	3 640	37,0	20,0	—	—	Порошкообразный
Таймырский п. о.	Норильское*	Каменный	—	85,0	5,0	1,5	1,7	6,8	7 940	22,3	7,0	5 500	—	—	1100	1250	Спёкшийся

Продолжение табл. 3

Район место- рождения	Наименование месторождения	Марка и сорт	Обозначение	Горючая масса топлива					Q_{H_2} ккал/кг	Рабочая мас- са топлива		Максимальное со- держание		Плавкость золы			Характеристика кокса	
				C_g	H_g	S_g	N_g	O_g		A_p в %	W_p ккал/кг	Q_{H_2} ккал/кг	W_{max} в %	A_{max} в %	темпера- тура нача- маций t' в °C	темпера- тура раз- мягчения t'' в °C		темпера- тура жид- коплав- кого со- стояния t''' в °C
Хакасская АО	Минусинское	Длиннопламен- ный	Д	79,0	5,5	0,8	2,2	12,5	7 470	10,6	12,0	5 710	16,0	18,5	1150	1300	1350	Спёкшийся
Иркутская об- ласть	Черемховское	То же	Д	78,0	5,7	1,4	1,6	13,3	7 400	15,0	12,0	5 330	16,0	25,0	1000—1200	1000—1350	1150—1400	*
Читинская об- ласть То же » » »	Тарбогатинское	Бурий рядовой	БР	75,0	5,2	2,5	1,0	16,3	6 910	17,2	25,0	5 840	30,0	33,0	1000—1100	1150—1300	1150—1450	Порошкообразный или слабоспёкшийся
	Арабагарское	»	БР	71,8	4,9	1,2	1,4	20,7	6 550	18,7	25,0	3 540	30,0	30,0	1100	1150	1250	Порошкообразный
	Халаргинское	»	БР	69,3	4,4	1,6	1,4	23,3	6 030	13,7	33,0	3 030	40,0	27,0	1050—1150	1150—1250	1250—1300	»
	Черновское	»	БР	75,5	5,0	0,7	1,3	17,5	6 900	7,4	33,0	3 910	40,0	16,0	1060—1100	1100—1200	1150—1300	»
	Букачинское	Газовый	Г	80,0	5,5	0,6	1,1	12,8	7 500	14,6	14,0	5 270	20,0	32,0	1100—1300	1200—1450	1250—1500	Спёкшийся
Амурская об- ласть	Кузальское	Бурий рядовой	БР	71,0	4,3	0,3	1,2	23,2	6 150	12,7	33,0	3 140	40,0	25,0	1050*	1100—1250	1150 1300	Порошкообразный
	Райчихинское	»	БР	70,0	4,3	0,3	1,1	24,3	6 100	8,7	38,0	3 020	43,0	19,0	1000—1150	1150 1250	1200—1300	»
Приморский край	Сучанское	Паровичный жирный	ПЖ	86,0	5,0	0,6	1,4	7,0	8 000	27,3	6,0	5 310	9,0	35,0	1050—1150	1200—1300	1300—1400	Спёкшийся сплав- ленный
	»	Тошый	Т	—	—	—	—	—	—	—	4,0	—	6,0	38,0	—	—	То же	»
	Артемовское	Бурий рядовой	БР	71,5	5,5	0,6	1,5	20,5	6 630	14,1	26,0	3 810	32,0	32,0	1150—1350	1200—1400	1300—1450	Порошкообразный
	»	Бурий мелочь	БМ+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»	»
	Тавричанское	Бурий рядовой	БР	69,5	5,5	0,5	1,5	23,0	6 430	25,5	27,0	2 890	32,0	40,0	—	—	—	»
	Ворошиловское*	Паровичный жирный	ПЖ	75,0	5,6	0,7	1,6	17,1	6 970	26,1	13,0	4 170	17,0	35,0	—	—	—	Спёкшийся сплавленный
Хабаровский край	Энгельское*	Бурий рядовой	БР	65,0	5,6	2,4	1,0	26,0	6 140	12,0	40,0	2 710	—	—	1000—1100	1100—1350	1150—1400	Порошкообразный
Украинская ССР	Александровское и др.	Бурий рядовой	БР	66,5	6,0	5,1	0,8	21,6	6 310	15,7	55,0	1 830	65,0	50,0	1100—1300	1150—1500	1200—1500	*
Грузинская ССР	Ткварчельское	Паровичный жирный	ПЖ	81,0	5,8	2,0	1,7	9,5	7 830	27,9	7,0	5 060	10,0	37,0	1150—1400	1400—1500	1400—1500	Спёкшийся
	Тквибульское	Газовый	Г	77,5	5,8	2,4	1,5	12,8	7 380	40,4	6,0	3 930	10,0	50,0	1500	—	—	»
Казахская ССР	Бергандуковское	Газовый	Г	77,0	6,5	1,4	1,4	9,7	7 500	26,5	12,0	4 470	15,0	10,0	1400—1500	>1500	1100—1250	Порошкообразный
	Джентеровское	Бурий рядовой	БР	74,5	5,0	3,6	1,0	15,9	6 880	16,7	24,0	3 930	30,0	27,0	1000—1050	1050—1200	1100—1250	»
Магнитогорское	Магнитогорское	Бурий рядовой	БР	76,0	4,0	4,3	1,0	14,7	6 900	7,0	30,0	4 160	—	—	—	—	—	»

Таблица 4

Расчётные характеристики природных газов
(по данным Главнефтегаза и Георазведки)

Наименование газа	Объёмный состав чистого сухого газа в %							Низшая теплотворная способность Q_p^H в кал/нм ³	Вес сухого газа γ_c в кг/нм ³
	CO ₂	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂		
Фонтанные скважины									
Азнефть	11,0	—	85,0	2,8	—	1,2	—	8 000	0,90
Грознефть:									
а) Октябрьский район	1,0	3,0	49,0	11,0	17,0	15,0	4,0	15 200	1,42
б) Старый Грозненский район	—	—	82,1	10,2	3,6	4,1	—	10 500	0,90
Дагнефть	2,0	4,0	75,0	6,8	6,0	6,0	0,2	10 500	1,00
Майнефть:									
а) Сажевый завод	2,0	6,3	72,4	4,7	7,3	6,7	0,6	10 500	1,04
б) Широкая балка	0,2	1,0	93,2	2,0	1,2	1,9	0,5	9 300	0,80
Прикамнефть	0,7	30,0	58,2	6,0	0,8	4,0	0,3	8 300	1,11
Бугурусланнефть	0,8	11,1	80,2	—	7,9	—	—	8 800	0,83
Эмбанефть	1,8	6,1	87,1	3,2	1,2	0,3	0,3	8 400	0,82
Туркменнефть	1,3	2,2	87,9	3,2	3,0	2,1	0,3	9 500	0,85
Калининнефть	7,8	4,8	79,6	3,4	1,7	2,1	0,6	8 500	0,94
Чисто газовые скважины									
С малым содержанием азота	0,9	1,8	← 97,3 →					8 300	0,75
Со средним содержанием азота	2,5	11,8	← 85,7 →					7 350	0,81
С высоким содержанием азота	0,2	44,8	← 55,0 →					4 700	0,96
Саратовский	—	1,8	94,3	← 3,9 →				8 510	0,725
Куйбышевский	0,2	—	74,6	← 25,2 →				7 970	0,845
Бакинский (Ленинск)	5,6	—	93,4	← 1,0 →				8 100	0,79
Ухтинский	0,3	—	88,0	← 11,7 →				7 500	0,88
Дашавский	0,1	—	98,0	← 1,9 →				8 500	0,72
Калуж (Зап. Укр. района)	0,1	—	95,7	← 4,2 →				8 200	0,74

Таблица 5

Данные о температуре и засорённости газообразного топлива различными примесями

Наименование газа	Способ очистки	Содержание в г/нм ³			Обычная температура в °C
		влаги	пыли	смол	
Доменный	Без очистки	Насыщенный	7—12	Нет	—
»	Дезинтегратор	Насыщенный	0,1—1,0	»	0—50
»	Скруббер	Насыщенный	0,0—0,3	»	—
Водяной (воздушной продувки)	Без очистки	15—40	16—32	*	500—600
Генераторный слоевого процесса	Без очистки	Насыщенный	Следы	0—10	20—40
Генераторный взвешенной газификации торфа и бурого угля	Без очистки	200—300	10—15	1,0—1,5	130—250
»	Скруббер	Насыщенный	0,5—1,0	Следы	20—40
»	Без очистки	30—50	Следы	»	До 800
»	Очищенный	Насыщенный	»	»	20—40

**ТЕХНИЧЕСКИЙ
СПРАВОЧНИК
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНИКА**



Таблица 8

Топливо для двигателей с самовоспламенением

Физико-химические свойства	Двигатели						
	быстроходные				тихоходные		
	соляровое масло (ГОСТ 1662-42)	ГОСТ 305-42			ГОСТ 1667-42		авиационные ВТУ-161-44
		летнее	зимнее		M ₈	M ₁₀	
Фракционный состав:							
до 300°C выкипает в % не менее	—	50	50	—	—	—	—
до 350°C выкипает в % не менее	—	85	85	—	—	—	—
5% перегоняются при температуре в °C не выше	—	—	—	—	—	—	200
90% то же	—	—	—	—	—	—	305
до 250°C то же	—	—	—	15	15	15	—
Цетановое число не менее	—	—	—	—	—	—	40
Вязкость при 20°C в сст	—	5,0—8,5	5,0—8,5	—	—	—	1,15—1,5 в°E
» » 50°C в сст	—	—	—	—	—	—	—
Температура вспышки в °C не ниже	2,8—9,0 По открытому способу 125	—	По закрытому способу 65	36,0	57,0	68,0	—
Температура застывания в °C не выше	—20	—10	—35	—5	—5	+5	—55
Кокса в % не более	—	0,1	0,1	3,0	3,5	4,0	0,1
Золы в % » »	0,025	0,025	0,025	0,04	0,08	0,08	0,005
Серы в % » »	0,2	0,2	0,2	0,5	0,5	0,5	0,2

Тракторное и котельное топливо

Таблица 9

Физико-химические свойства	Лигроин трактор- ный (ГОСТ 2109-46)	Керосин тракторный				Мазут котельный								Утилитарное ВТУ ГУЛМП МВД СССР
		ГОСТ 1842-46		низкооктано- вый облегчен- ный (ГОСТ 541-45)	серийный (ГОСТ 3131-46)	Флотский ГОСТ 1626-44		ГОСТ 1501-42						
		I	II			12	20	10	20	40	80			
Октановое число не менее	54	40	40	30	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Вязкость в °Е при 75°С не более	—	—	—	—	—	—	6	3,6	6,0	10,0	16,5	—	—	32,0
Фракционный состав:														
12% перегоняются при тем- пературе в °С не выше	150	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
90% то же	200	—	—	260	260	—	—	—	—	—	—	—	—	—
До 200°С перегоняются														
в % не менее		10	20	15	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—
До 270°С то же	—	80	80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
До 275°С	—	—	—	98	97	—	—	—	—	—	—	—	—	—
До 300°С	—	98	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
До 315°С	—	—	98	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Золы в % не более	—	0,005	0,005	0,005	0,005	0,15	0,15	0,3	0,3	0,3	0,3	0,5	—	—
Серы в % » »	—	—	—	—	1,7	0,8	0,8	4	4	4	4	4	—	—
Температуры вспышки:														
по закрытому способу . .	—	—	—	—	—	90	90	—	—	—	—	—	—	—
по открытому способу . .	—	—	—	—	—	—	—	65	80	100	110	—	—	—
Температура застывания														
в °С не выше	—	—	—	—	—	—8	—5	+5	+5	+10	+25	+25	—	—
Воды в % не более	—	—	—	—	—	1	1	2	2	2	2	2	—	—

Таблица 10

Средние значения температур воспламенения наиболее распространенных топлив

Топливо	Температура воспламенения в °C	Топливо	Температура воспламенения в °C
Каменный уголь	350—370	Антрацит	700
Бурий уголь	300	Нефть	580
Дерево	295—300	Газогенераторный газ	700—900
Древесный уголь	350	Газ доменных печей	700—800
Торф	225	Светильный газ	560—750
Кокс	600—700		

Примечание. Состояние твердого топлива в воздушно-сухом виде.

Состав атмосферного воздуха принимают для технических расчётов по табл. 11.

Таблица 11

Состав атмосферного воздуха		
Наименование элементов	Составные части	
	по объёму в %	по весу в %
Азот	79,0	76,8
Кислород	21,0	23,2

Характеристика элементов, участвующих в процессе сгорания, дана в табл. 12, где m —молекулярный вес;

γ —удельный вес в $\frac{\text{кг}}{\text{нм}^3}$,

Q^s —высшая теплотворная способность в кал/кг или в кал/нм^3 .

Характеристика элементов, участвующих в процессе сгорания

Элементы	C	C	H ₂	S	O ₂	CO	CO ₂	N ₂	SO ₂	H ₂ O	CH ₄	Воздух
Показатели												
m	12	12	2	32	32	28	44	28	64	18	16	28
γ	—	—	0,0895	—	1,429	1,250	1,977	1,254	2,927	0,805	0,715	1,293
Продукты сгорания . . .	2 CO	CO ₂	2 H ₂ O	SO ₂	—	2 CO ₂	—	—	—	—	CO ₂ +2H ₂ O	—
Q^s в кал/кг	2 374	8 140	34 220	2 230	—	2 453	—	—	—	—	13 419	—
Q^s в кал/нм^3	—	—	3 060	—	—	3 069	—	—	—	—	9 596	—

Количество кислорода, потребного для полного сжигания 1 кг топлива, определяется из выражения

$$\frac{8}{3}C + 8\left(H - \frac{O}{8}\right) + S,$$

где C, H, O и S — элементный состав топлива в кг.

Теоретически необходимое весовое количество (в кг) воздуха для полного сжигания 1 кг топлива заданного состава

$$L_0 = \frac{\frac{8}{3}C + 8\left(H - \frac{O}{8}\right) + S}{0,23} \left(\frac{\text{кг}}{\text{кг}}\right)$$

или объёмное количество (в нм^3)

$$V_0 = \frac{2,667C + 8H + S - O}{0,3} \left(\frac{\text{нм}^3}{\text{кг}}\right).$$

Для быстрого определения теоретически необходимого объёмного количества воздуха удобна формула Д. И. Менделеева:

$$V_0 = \frac{Q_p^H}{900} \left(\frac{\text{нм}^3}{\text{кг}}\right).$$

Практически для полного горения к топливу подводится L (кг) воздуха, отличное от

L_0 . Зависимость между L и L_0 характеризуется коэффициентом избытка воздуха

$$\alpha = \frac{L}{L_0}$$

и показывает, во сколько раз в действительности воздуха подводится больше, чем это теоретически необходимо для полного сжигания одного килограмма топлива заданного состава (табл. 13).

Действительно необходимое количество (по весу)

$$L = \alpha L_0 \left(\frac{\text{кг}}{\text{кг}}\right)$$

или (по объёму)

$$V = \alpha V_0 \left(\frac{\text{нм}^3}{\text{кг}}\right).$$

С целью повышения t_m применяют:

- 1) уменьшение α ;
- 2) уменьшение F_A — облучаемой поверхности или поверхности радиации;
- 3) подогрев воздуха, подаваемого в топку.

Таблица 12

Средние значения α для разных сортов топлива и типа топок

Сорт топлива и тип топки	α
Для антрацита и кокса при ручной топке	1,4÷1,45
Для каменного угля при ручной топке	1,5÷1,7
Для бурых и подмосковных углей на простой колосниковой решётке	1,5÷1,8
Для каменного угля на цепной решётке	1,3÷1,4
Для бурых и подмосковных углей на цепной решётке	1,3÷1,4
Для дров в шахтных топках	1,3÷1,35
Для торфа в шахтных топках	1,3÷1,25
Для торфа в шахтно-цепных топках	1,2÷1,3
Для пылевидного и газового топлива	1,15÷1,25
Для мазута	1,08÷1,2

Таблица 14

Средние величины t_m — температуры топки

Сорт топлива	Температура топки в °C
Каменный уголь	1100—1300
Бурый уголь	1000—1200
Дрова, торф	950—1200
Кокс, антрацит	1200—1400
Угольная пыль, мазут	1300—1500

РАСЧЁТ КОЛИЧЕСТВА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Если топливо не содержит золы (газообразное топливо, мазут) или зольность настолько мала, что величиной её можно пренебречь, то весовое количество газообразных продуктов сгорания, приходящееся на каждый килограмм сожжённого топлива

$$G^z = 1 + \alpha L_0 \text{ в } \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

или

$$G^z = 1 + \frac{\frac{8}{3} C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S}{0,23} \alpha \text{ в } \frac{\text{кг}}{\text{кг}}.$$

Если же топливо многозольное, то весовое количество газообразных продуктов сгорания, приходящееся на каждый килограмм сожжённого топлива,

$$G^z = 1 + \alpha L_0 - A \text{ в } \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

или

$$G^z = 1 + \frac{\frac{8}{3} C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S}{0,23} \alpha - A \text{ в } \frac{\text{кг}}{\text{кг}}.$$

Если обозначить весовое количество каждого газа, составляющего продукты сгорания 1 кг топлива, соответственно через $G_{\text{CO}_2}^z$, $G_{\text{H}_2\text{O}}^z$, $G_{\text{SO}_2}^z$, $G_{\text{O}_2}^z$ и $G_{\text{N}_2}^z$, то общий вес продуктов сгорания 1 кг топлива заданного состава

$$G^z = G_{\text{CO}_2}^z + G_{\text{H}_2\text{O}}^z + G_{\text{SO}_2}^z + G_{\text{O}_2}^z + G_{\text{N}_2}^z \left(\frac{\text{кг}}{\text{кг}} \right).$$

В отдельности количество каждого газа подсчитывается по уравнениям, приведённым в табл. 15.

Объём продуктов сгорания может быть получен: либо суммированием объёма отдельных продуктов сгорания (по табл. 15), либо делением G^z на общий удельный вес продуктов сгорания.

Средняя величина удельного веса сухих продуктов сгорания при 0°C и 760 мм рт. ст. (при $\text{CO}_2 = 10 - 13\%$)

$$\gamma = 1,35 \frac{\text{кг}}{\text{нм}^3}.$$

Точно удельный вес продуктов сгорания подсчитывается по их химическому составу:

$$\gamma = [1,967 \text{ CO}_2 + 2,865 \text{ CO}_2 + 1,432 \text{ O}_2 + 1,252 (\text{O}_2 + \text{CO}_2)] 0,01 \frac{\text{кг}}{\text{нм}^3}.$$

Удельный вес влажных продуктов сгорания $\gamma_{\text{вл}}$ можно подсчитать, если известен удельный вес сухих продуктов сгорания γ , их объём $V_c^z \left(\frac{\text{нм}^3}{\text{кг}} \right)$ и объём водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}$, получающихся при сгорании 1 кг топлива заданного состава:

$$\gamma_{\text{вл}} = \frac{\gamma V_c^z + 0,804 V_{\text{H}_2\text{O}}}{V^z + V_{\text{H}_2\text{O}}}.$$

Приближённо удельный вес сухих продуктов сгорания

$$\gamma = 1,35 - 0,03 \alpha \left(\frac{\text{кг}}{\text{нм}^3} \right)$$

и влажных продуктов сгорания

$$\gamma_{\text{вл}} = 1,30 - 0,03 \alpha (W + 9 H) \left(\frac{\text{кг}}{\text{нм}^3} \right),$$

где W и H должны быть взяты в долях кг.

Удельный вес продуктов сгорания уменьшается с увеличением их влажности.

В общем случае (т. е. горение неполное) продукты сгорания топлива состоят из углекислоты CO_2 , сернистого ангидрида SO_2 , водяных паров H_2O , окиси углерода CO , избыточного кислорода O_2 , т. е. того, который не принимал участия в горении, и азота N_2 .

Из указанных газов газоанализаторами могут быть определены только CO_2 , SO_2 и O_2 . При этом газоанализатор даст суммарное значение CO_2 и SO_2 . Потому для удобства

Таблица 15

Расчётные формулы для определения количества продуктов сгорания

Продукт сгорания	Вес в $\frac{\text{кг}}{\text{кг}}$	Объём в $\frac{\text{нм}^3}{\text{кг}}$
CO_2	$\frac{11}{3} C_p = 3,667 C_p$	$1,855 C_p$
H_2O	$9 \left(H_p - \frac{O_p}{8} \right) + W_p$	$1,242 \left[9 \left(H_p - \frac{O_p}{8} \right) + W_p \right]$
SO_2	$2 S_p$	$0,684 S_p$
O_2	$\left[\frac{8}{3} C_p + 8 \left(H_p - \frac{O_p}{8} \right) + S_p \right] (\alpha - 1)$	$0,7 \left[\frac{8}{3} C_p + 8 \left(H_p - \frac{O_p}{8} \right) + S_p \right] (\alpha - 1)$
N_2	$\frac{\frac{8}{3} C_p + 8 \left(H_p - \frac{O_p}{8} \right) + S_p}{0,23} 0,77 \alpha + N_p$	$0,614 \frac{\frac{8}{3} C_p + 8 \left(H_p - \frac{O_p}{8} \right) + S_p}{0,23} \alpha + 0,798 N_p$

расчётов сумма CO_2 и SO_2 обозначается RO_2 , а сумма объёмов этих газов — V_{RO_2} .

При полном сгорании

$$\text{RO}_2 + \text{O}_2 + \beta \text{RO}_2 = 21,$$

где $\text{RO}_2 = \text{CO}_2 + \text{SO}_2$ — в %;

β — характеристика топлива — коэффициент, зависящий только от состава горючей массы топлива.

В табл. 16 даны значения коэффициента β для основных видов топлива СССР. Как видно из таблицы, β колеблется в пределах от 0,005 до 0,403.

Для определения β можно также пользоваться формулой

$$\beta = 2,37 \frac{H_p - 0,126 O_p}{C_p + 0,368 S_p^a} + 0,005.$$

Таблица 16

Значения коэффициента β для основных видов топлива

Наименование	β	C_2	H_2	O_2
Углерод	0,005	100	—	—
Клетчатка $\text{C}_6\text{H}_{10}\text{O}_5$	0,005	44,4	6,2	49,4
Дрова	0,0048	50,5	6,2	42,7
Торф	0,078	52,8	6,0	33,0
Подмосковный уголь	0,087	68,4	4,9	19,8
Челябинский бурый уголь МС	0,087	72,9	4,9	19,0
Донецкий уголь Д	0,127	77,0	5,4	10,8
» » ПЖ	0,132	85,5	5,2	4,7
» » ПС	0,116	89,0	4,5	2,4
» » Т	0,105	91,0	1,1	2,2
» антрацит АС	0,048	94,3	1,85	1,35
Егоршинский антрацит (Урал)	0,088	92,5	3,5	2,8
Анжеро-Судженский уголь (Кузбасс)	0,108	90,2	4,3	3,3
Ацетилен C_2H_2	0,203	92,3	7,7	—
Бензол C_6H_6	0,203	92,3	7,7	—
Алкоголь $\text{C}_2\text{H}_5\text{O}$	0,403	52,1	13,1	34,8
Нафталин C_{10}H_8	0,164	93,7	6,3	—
Мазут	0,352	86,7	12,7	0,5

При неполном сгорании (присутствие CO в продуктах сгорания) должна быть невязка анализа:

$$Z = 21 - \beta \text{RO}_2 - (\text{RO}_2 + \text{O}_2).$$

Невязка анализа при отсутствии в газах продуктов неполного сгорания превращается в 0.

Для определения CO в процентах от объёма сухих газов можно применять уравнение:

$$\text{CO} = \frac{Z}{0,6 + \beta} = \frac{1}{0,6 + \beta} [(21 - \beta \text{RO}_2) - (\text{RO}_2 + \text{O}_2)].$$

При расчётах наличием углеводов в продуктах сгорания пренебрегают.

Зная CO в процентах от объёма сухих газов, можно определить объём сухих газов:

$$V_{c2} = 1,86 \frac{C_p + 0,368 S_p^a}{\text{RO}_2 + \text{CO}}.$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА ПО АНАЛИЗУ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Коэффициент избытка воздуха работающей установки (зная анализ продуктов сгорания) можно определить по одному из уравнений табл. 17.

Таблица 17

Формулы для определения коэффициентов избытка воздуха

При полном сгорании	При неполном сгорании
$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \frac{\text{O}_2}{N_2}};$	$\alpha = \frac{21}{\text{O}_2 - \frac{\text{CO}}{2}};$
$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \frac{\text{O}_2}{100 - (\text{RO}_2 + \text{O}_2)}};$	$\alpha = \frac{21}{\text{O}_2 - \frac{\text{CO}}{2}};$
$\alpha = \frac{x}{\text{RO}_2} + y;$	$\alpha = \frac{x}{\text{RO}_2 + \text{CO}} + y;$
$\alpha = \frac{21 - (1 - \epsilon) \text{O}_2}{21 - \text{O}_2};$	$\alpha = \frac{21 - (1 - \epsilon) \left(\text{O}_2 - \frac{\text{CO}}{2} \right)}{21 - \left(\text{O}_2 - \frac{\text{CO}}{2} \right)};$
для твёрдого топлива $\alpha \approx \frac{21 - 0,02 \text{O}_2}{21 - \text{O}_2};$	
для мазута $\alpha \approx \frac{21 - 0,065 \text{O}_2}{21 - \text{O}_2};$	
$\alpha \approx \frac{\text{RO}_{2\text{max}}}{\text{RO}_2} **$	$\alpha \approx \frac{21}{21 - \left(\text{O}_2 - \frac{\text{CO}}{2} \right)};$

В этих формулах $x = \frac{1659}{79 + 100\beta}$,

$$y = \frac{21\beta}{79 + 100\beta} \text{ и } \epsilon = \frac{1 + \beta}{1 + 1,266\beta}.$$

Значения x , y и ϵ для топлив Советского Союза даны в табл. 18.

Таблица 18

Значения $\text{RO}_{2\text{max}}$, x , y и ϵ для основных видов топлива

Наименование	$\text{RO}_{2\text{max}}$	x	y	ϵ
Углерод	20,90	20,90	0,003	0,999
Клетчатка $\text{C}_6\text{H}_{10}\text{O}_5$	20,90	20,90	0,003	0,999
Дрова	20,05	19,85	0,012	0,984
Торф	19,48	19,12	0,019	0,981
Подмосковный уголь МС	19,32	18,93	0,021	0,980
Челябинский бурый уголь	19,32	18,93	0,021	0,980
Донецкий уголь Д	18,63	18,10	0,029	0,971
» » ПЖ	18,55	18,00	0,030	0,971
» » ПС	18,82	18,32	0,027	0,974
» » Т	19,00	18,55	0,025	0,976
» антрацит АС	20,04	19,81	0,012	0,984
Егоршинский антрацит	19,30	18,91	0,021	0,979
Анжеро-Судженский уголь	18,95	18,49	0,025	0,975
Ацетилен C_2H_2	17,45	16,72	0,043	0,956
Бензол C_6H_6	17,45	16,72	0,043	0,956
Алкоголь $\text{C}_2\text{H}_5\text{O}$	14,97	13,61	0,074	0,931
Нафталин C_{10}H_8	18,04	17,40	0,036	0,968
Мазут	15,53	14,54	0,065	0,935

При подсчёте α для полного горения рекомендуется пользоваться следующими формулами.

1. При сжигании каменных углей:

$$\alpha = \frac{20,8}{21 - O_2} \text{ или } \alpha \approx 0,99 \frac{RO_2 \text{ max}}{RO_2}.$$

2. При сжигании мазута:

$$\alpha = \frac{20,6}{21 - O_2} \text{ или } \alpha \approx 0,98 \frac{RO_2 \text{ max}}{RO_2} = \frac{15,2}{RO_2}.$$

Погрешность при определении коэффициента α по этим формулам равна $\pm 1\%$, в пределах изменения α от 1 до 3.

При сжигании дров и донецких антрацитов коэффициент α можно определять по формулам (*) и (**) табл. 17, при этом погрешность при определении α не более $0,2\%$.

ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Теплосодержание продуктов сгорания, имеющих среднюю весовую теплоёмкость

$c_p \left(\frac{\text{кал}}{\text{кг}^\circ} \right)$ или среднюю объёмную теплоём-

кость $C_p \left(\frac{\text{кал}}{\text{лм}^3} \right)$ и температуру t , может быть вычислено из уравнения

$$Q = G^2 c_p t$$

или

$$Q = V^2 C_p t.$$

Теплоёмкость продуктов сгорания зависит от их состава и температуры.

Средние значения при невысоких температурах:

весовая теплоёмкость

$$c_p = 0,24 \frac{\text{кал}}{\text{кг}^\circ};$$

объёмная теплоёмкость

$$C_p = 0,32 \frac{\text{кал}}{\text{лм}^3}.$$

Более точно теплоёмкость продуктов сгорания подсчитывается по их составу и по средним теплоёмкостям составляющих газов.

ТОПЛИВНЫЕ ЭКВИВАЛЕНТЫ

Условным топливом называют каменный уголь с низшей теплотворной способностью по рабочему топливу в $7000 \frac{\text{кал}}{\text{кг}}$, сжигаемый в идеальной (условной) котельной установке с коэффициентом полезного действия, равным единице.

Топливный эквивалент есть число, показывающее, какое количество условного топлива может заменить один килограмм данного натурального топлива.

Топливные эквиваленты в зависимости от целей, для которых они устанавливаются, разделяются на две группы:

- 1) тепловые, сравнивающие топливо только по их теплотворной способности, и
- 2) технические, учитывающие помимо теплотворной способности и практические условия использования топлива.

Тепловой эквивалент

$$\mathcal{E}_{\text{тепл}} = \frac{Q_p^H}{Q_{\text{усл}}^H} = \frac{Q_p^H}{7000} \left(\frac{\text{кг усл. топл.}}{\text{кг нат. топл.}} \right),$$

где Q_p^H — теплотворная способность данного натурального топлива;

$Q_{\text{усл}}^H = 7000 \frac{\text{кал}}{\text{кг}}$ — теплотворная способность условного топлива.

Технический эквивалент

$$\mathcal{E}_{\text{тех}} = \frac{Q_p^H \eta_{\text{ку}}}{Q_{\text{усл}}^H \eta_{\text{усл}}} = \frac{Q_p^H \eta_{\text{ку}}}{7000},$$

где

Q_p^H — низшая теплотворная способность того натурального топлива, для которого определяется технический эквивалент;

$\eta_{\text{ку}}$ — к. п. д. котельной установки, работающей на том топливе, для которого определяется технический эквивалент;

$Q_{\text{усл}}^H = 7000 \frac{\text{кал}}{\text{кг}}$ — теплотворная способность условного топлива;

$\eta_{\text{усл}} = 1$ — к. п. д. идеальной котельной установки, работающей на условном топливе.

При сопоставлении топливных эквивалентов рекомендуется проверять в лаборатории Q_p^H исследуемого топлива, так как отклонение этой величины уже на 150 кал/кг вызывает большую ошибку в численном значении эквивалента, а тем самым и в топливных подсчётах. Эквиваленты (тепловые) для некоторых видов топлива приведены в табл. 19.

Таблица 19

Топливные эквиваленты

Вид топлива	Количество, эквивалентное 1 кг условного топлива, в кг
Дрова с влажностью 20—25 % (естественной сушки)	2,1—2,3 ^а
Дрова с влажностью 30—35%	2,55
Торф кусковой воздушной сушки	2,30
Торфяные брикеты	1,75
Подмосковный бурый уголь	2,6
Ленгеровский бурый уголь	1,75
Каменный уголь	1,0
Антрацит	1,0
Кокс каменноугольный	1,1
Горючий сланец	3,5
Нефть, мазут	0,7
Керосин	0,7
Бензин	0,64
Древесный уголь	1,0
Опилки, стружки	3,5

^а В зависимости от влажности.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ



ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Классификация по степени точности. Согласно ГОСТ 1845-42, все электроизмерительные приборы разделяются на пять классов: 0, 2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,5. Наименованием каждого класса в этой классификации служит наибольшая допускаемая погрешность показаний приборов данного класса, вычисленная в процентах от номинального значения.

Классификация по роду измеряемой величины приведена в табл. 1.

Таблица 1

Классификация основных измерительных приборов по роду измеряемой величины и условное обозначение этих приборов

Измеряемая величина	Наименование прибора	Условное обозначение
Сила тока	Амперметр	A
Напряжение (электродействующая сила)	Вольтметр	V
Электрическое сопротивление	Омметр	Ω
Мощность электрического тока	Ваттметр	W
Электрическая энергия	Счётчик электрической энергии	Wh
Частота переменного тока или длина волны	Герцметр (частотомер)	f
Угол сдвига фаз	Фазометр	φ

Классификация по системам устройства, в зависимости от того, какое физическое явление используется в данном приборе для целей измерения, приведена в табл. 2.











Влияние внешних причин на показание прибора. Для защиты приборов от влияния внешних магнитных полей приборы экранируют, помещая весь прибор или его отдельные части в стальной кожух. В тех случаях, когда экранировку нельзя применить, приборы по возможности удаляют от внешних магнитных полей.

Внешнее поле с напряжённостью $H = 5$ эрстед не должно вызывать погрешность больше $\pm 3\%$.

Для защиты от внешних электростатических полей приборы помещают под металлический кожух, а стекло закрывают металлической сеткой, соединённой с кожухом. Кожух прибора в этом случае заземляется.

Условные обозначения систем электроизмерительных приборов

Таблица 2

Магнито-электрическая	С механической противодействующей силой	
	Без механической противодействующей силы	
Электромагнитная	С механической противодействующей силой	
	Без механической противодействующей силы	
Электродинамическая	Без железа	С механической противодействующей силой
	Без железа	Без механической противодействующей силы
	Ферродинамическая	С механической противодействующей силой
	Ферродинамическая	Без механической противодействующей силы
Индукционная	С механической противодействующей силой	
	Без механической противодействующей силы	
Тепловая		
Термоэлектрическая	С контактным термопреобразователем	
	С изолированным термопреобразователем	
Детекторная		
Электронная		
Электростатическая		
Электролитическая		
Вибрационная		
Фотоэлектрическая		

Успокоение прибора. Промежуток времени от момента включения тока до момента, когда амплитуда колебаний стрелки будет не более 1% от длины всей шкалы, называют временем успокоения. Согласно ГОСТ, время успокоения приборов должно быть не больше 4 сек.

Изоляция приборов. Для того чтобы обеспечить безопасность обслуживания измерительных приборов, согласно ГОСТ, каждый прибор должен выдержать в течение 1 мин. испытательное напряжение переменного тока частотой 50 Гц, согласно табл. 3.

Таблица 3

Значения испытательных напряжений в электроизмерительных приборах

Номинальное напряжение прибора для цепи, в которую он включается, в	Действующее значение испытательного напряжения, в
до 40	500
от 41—650	2 000
» 651—2 000	5 000
» 2 001 и выше	1 000 плюс удвоенное номинальное напряжение прибора

Уравновешивание прибора. В приборах всех классов подвижные системы должны быть так уравновешены, чтобы при отклонении прибора на 5° от нормального положения изменение показаний включенного прибора не превосходило допускаемой погрешности класса данного прибора.

СИСТЕМЫ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Магнито-электрический прибор состоит из двух главных частей: неподвижного постоянного магнита и подвижной катушки, помещенной в магнитное поле, по которой протекает измеряемый ток. Ток в подвижную катушку подводится при помощи плоских пружин, которые одновременно с этим служат для создания противодействующих усилий.

Успокоение прибора производится за счет алюминиевой рамки, на которой помещены витки подвижной катушки.

При движении рамки в магнитном поле в ней индуцируются токи, которые препятствуют движению рамки.

Шкала прибора равномерная, так как угол отклонения прямо пропорционален первой степени тока.

Магнито-электрические приборы для измерения величин переменного тока непригодны.

При измерении переменных токов и напряжений магнито-электрические приборы соединяются с термоэлементом или с твердыми выпрямителями (меднозакисными или селеновыми). В первом случае приборы называются термоэлектрическими, а во втором — детекторными.

Достоинства приборов: большая точность, достигающая до 0,1%; малое влияние посторонних магнитных полей; равномерная шкала; хорошее успокоение; малое потребление энергии.

Недостатки приборов: пригодность лишь для постоянного тока; прибор

отклоняется только при определенной полярности проводов; сравнительно высокая стоимость и сложность конструктивного выполнения.

Шунты. Для расширения пределов измерения амперметров применяют шунты. Шунт представляет сопротивление, которое приключается параллельно к прибору. В шунт в зависимости от величины его сопротивления отводится определенная часть тока.

Сопротивление шунта для измерения тока в n раз большего должно быть равно:

$$R_{ш} = \frac{R_A}{n-1},$$

где $R_{ш}$ — сопротивление шунта;

R_A — сопротивление амперметра.

Шунты для измерения токов до 50 а обычно помещаются внутри кожуха прибора. Шунты на токи больше 50 а изготавливаются внешними, в виде отдельной части прибора, и устанавливаются отдельно.

При изготовлении шунтов следует выбирать достаточно большое сечение, чтобы шунт не нагревался. Шунты обычно изготавливаются из металлов с большим удельным сопротивлением и малым температурным коэффициентом (манганин). Соединительные провода между прибором и шунтом должны быть учтены вместе с сопротивлением прибора.

Добавочное сопротивление. Для измерения больших напряжений применяются добавочные сопротивления, которые включаются последовательно с прибором. Величина добавочного сопротивления должна быть такой, чтобы максимальный ток в подвижной рамке прибора при измерении большого напряжения не превосходил максимальной величины тока, на которую данный прибор рассчитан:

$$I_d = \frac{V_d}{R_d} = \frac{V}{R_d + R_{доп}}.$$

При расширении предела измерения вольтметра в p раз добавочное сопротивление должно быть равно:

$$R_{доп} = R_v(p-1),$$

где R_v — сопротивление вольтметра.

Добавочные сопротивления иногда помещаются внутри кожуха прибора, а иногда выполняются в виде самостоятельных устройств.

Электромагнитный прибор. Принцип устройства электромагнитного прибора заключается в том, что сердечник из мягкой стали, помещенный в магнитное поле, намагничивается и взаимодействует с магнитным потоком. При переменном токе с переменной направленности магнитного потока сердечник перемагничивается, и направление силы взаимодействия не изменяется. Поэтому электромагнитные приборы пригодны как для постоянного тока, так и для переменного. Разница показаний при измерении постоянного и переменного токов объясняется влиянием потерь на гистерезис и вихревые токи в стальном сердечнике. В современных приборах со специальной сталью эта разница незначительна.

Угол отклонения прибора пропорционален квадрату тока.

Шкала прибора неравномерная. Успокоение прибора достигается при помощи воздуш-

ного успокоителя. Конструктивное выполнение приборов бывает двух видов.

а) Плоская катушка, по которой проходит измеряемый ток, имеет узкую прорезь. Стальной сердечник укреплен на оси. На той же оси укреплены указательная стрелка, поршень успокоителя и спиральная пружина для создания противодействующего момента.

При протекании тока по виткам катушки внутри неё создается магнитное поле, которое будет намагничивать сердечник и поворачивать его, втягивая внутрь катушки.

б) Электромагнитные приборы с двумя стальными сердечниками выполняются в виде круглой катушки, внутри которой укреплен неподвижный стальной листок; другой подвижный листок укреплен на оси. При протекании по виткам катушки тока листки намагничиваются одноименно, отталкиваются друг от друга и этим самым вызывают поворот оси, а следовательно, и стрелки прибора.

Достоинства приборов: простота конструкции и возможность изготовления для измерения больших токов и напряжений без шунтов и добавочных сопротивлений; возможность выдерживать большие перегрузки, так как все токоведущие части неподвижны; пригодность для постоянного и переменного токов; дешевизна.

Недостатки приборов: малая точность; неравномерность шкалы и невозможность отсчитывать показания при малых углах отклонения; зависимость от внешних магнитных полей, так как собственное электромагнитное поле прибора невелико.

Электродинамический прибор состоит из двух катушек, одна из которых неподвижна, а другая укреплена на оси вращения и помещается внутри неподвижной катушки.

От взаимодействия токов, проходящих по катушкам, подвижная катушка поворачивается около своей оси, а вместе с этим поворачивается и укрепленная на оси стрелка прибора.

Угол отклонения подвижной системы

$$\alpha = k I_1 I_2,$$

где I_1 и I_2 — токи в отдельных катушках.

В амперметрах отдельные катушки соединяются между собой параллельно, а в вольтметрах — последовательно.

Электродинамические приборы пригодны для постоянного и переменного токов, так как с изменением направления главного тока изменяются направления токов в обеих катушках, а направление вращающего момента не изменяется.

Шкала приборов неравномерная. Успокоение прибора достигается применением воздушного успокоителя.

Точность приборов 0,2—0,3%.

Для борьбы с влиянием посторонних магнитных полей, которые в этих приборах оказывают очень сильное влияние на показания, иногда применяют экранировку.

Достоинства приборов: большая точность; пригодность для постоянного и переменного токов.

Недостатки приборов: зависимость показаний от внешних магнитных полей; чувствительность к перегрузкам из-за того, что имеются вращающиеся токоведущие

части; неравномерность шкалы; сложность изготовления и дороговизна.

Ферродинамические приборы. Электродинамические приборы, имеющие стальной магнитопровод, называются ферродинамическими. Эти приборы очень часто используются в качестве регистрирующих приборов.

С целью усиления магнитных полей в ферродинамических приборах неподвижная катушка помещается на стальном каркасе, а внутрь подвижной катушки вводится стальной сердечник.

Применение стали увеличивает вращающий момент, и прибор становится менее чувствительным к действию посторонних магнитных полей. Но вследствие влияния гистерезиса и токов Фуко точность ферродинамических приборов понижается.

Тепловые приборы применимы как для постоянного, так и для переменного токов. Тепловые приборы получили распространение в установках, где приходится иметь дело с переменной частотой. Тепловой прибор состоит из тонкой платино-иридиевой проволоочки, натянутой между двумя неподвижными зажимами. К этой проволоочке прикрепляется вторая проволоочка, к середине которой прикрепляется шелковая нить, перебрасываемая через блок. На одной оси с блоком укреплены стрелка и алюминиевый листок, который вращается в поле постоянного магнита и служит для успокоения. Ток, протекающий по платино-иридиевой проволоочке, разогревает её, и проволоочка удлиняется. Удлинение проволоочки вызывает перемещение всей системы нитей, и блок поворачивается на определённый угол. Угол поворота блока, а следовательно, и указательной стрелки, пропорционален удлинению платино-иридиевой проволоочки, которое, в свою очередь, пропорционально квадрату тока.

Шкала теплового прибора неравномерная, но при помощи особой конструкции блока и подбором химического состава проволоочек степень неравномерности шкалы можно уменьшить.

Для устранения температурных влияний окружающей среды на натяжение проволоочки, а следовательно, и на показания прибора, последний монтируется на специальной плите, обладающей таким же линейным расширением, как и самая нить. Однако полной компенсации добиться не удастся. Для установки стрелки прибора в нулевое положение один из контактов может передвигаться при помощи винта через отверстие в кожухе прибора.

Для предохранения платиновой нити от перегорания приборы снабжаются плавкими предохранителями.

Тепловые приборы, работающие в качестве вольтметров, снабжаются добавочными сопротивлениями.

В амперметрах для измерения токов до 0,5 а весь ток пропускается по проволоочке. Амперметры до 5 а снабжаются многократной подводкой тока. Для измерения токов выше 5 а применяются шунты.

Точность показаний тепловых приборов — 0,5—1%. Посторонние магнитные поля никакого влияния на показания прибора не оказывают.

Достоинства приборов: пригодность для постоянного и переменного токов; независимость показаний от внешних магнитных полей.

Недостатки приборов: зависимость показаний от температуры окружающей среды; чувствительность к перегрузкам; неравномерность шкалы.

Электростатические приборы. Электростатические приборы применяются только для измерения разности потенциалов, пригодны для измерения постоянного и переменного напряжений.

Электростатические вольтметры изготавливают, главным образом, для измерения высоких напряжений, и только в последнее время стали строить многокамерные приборы для напряжений до 120 в.

Электростатический вольтметр состоит из двух неподвижных пластин и одной подвижной пластины, укрепленной на оси.

Если неподвижные пластины соединить с одним полюсом, а подвижную с другим, то на пластинах собираются электрические заряды разных знаков. От взаимодействия зарядов подвижная пластина будет перемещаться, а вместе с ней будет поворачиваться и стрелка прибора. Угол отклонения пропорционален квадрату измеряемого напряжения.

Шкала прибора неравномерная. Успокоение прибора производится при помощи диска, вращающегося в поле постоянного магнита.

Расширение шкалы электростатического вольтметра при переменном напряжении достигается при помощи последовательного присоединения добавочного конденсатора.

Показания электростатических приборов зависят от посторонних электростатических, но не электромагнитных полей. Для защиты приборов от электростатических полей иногда приборы закрывают металлической сеткой.

Точность показаний электростатических приборов не превосходит 1,5—2%.

Расход энергии в электростатических приборах практически равен нулю. Стоимость электростатических приборов сравнительно велика по отношению к стоимости приборов других систем.

Индукционные приборы с подвижным цилиндром. Они пригодны лишь для переменного тока определенной частоты. Индукционные приборы часто выполняются в виде регистрирующих приборов, так как развиваемые вращающие усилия на оси достаточно велики. Эти приборы состоят из стального магнитопровода с четырьмя выступающими полюсами, на которых помещены две пары катушек. Между полюсами помещен алюминиевый полый цилиндр, укрепленный на оси. Две пары катушек располагаются под углом в 90°. Две катушки выполнены из толстого провода с небольшим числом витков, а две другие — из тонкого провода с большим числом витков. Толстая катушка включается в цепь последовательно, а тонкая присоединяется параллельно к ней. Два тока, протекающие по катушкам, создают вращающееся магнитное поле, которое, пересекая алюминиевый цилиндр, индуцирует в нём токи Фуко. Взаимодействие токов Фуко с вращающимся магнитным потоком и будет вызывать поворот алюминиевого цилиндра и стрелки прибора.

Угол поворота стрелки при постоянной частоте тока:

$$\alpha = kI^2.$$

Шкала у приборов с вращающимся полем неравномерная. Успокоение прибора достигается постоянными магнитами, которые охватывают алюминиевый цилиндр.

Точность показаний приборов не превосходит 1,5—2%. Увеличение температуры на 10° вызывает ошибку в показаниях прибора от 0,5 до 1,5%.

Индукционные приборы с электромагнитным экраном состоят из алюминиевого диска, на оси которого укреплены стрелка и конец спиральной пружинки. Алюминиевый диск охватывается электромагнитом, который набран из листов. Концы электромагнита примерно на $\frac{2}{3}$ закрыты медными пластинками, прикреплёнными к полюсам.

Эти медные пластины, или короткозамкнутые витки, надеваемые на концы электромагнита, образуют электромагнитный экран.

Переменный ток, протекая по обмотке электромагнита, создаёт переменный магнитный поток, который как в диске, так и в медных пластинах, прикреплённых к полюсам, будет индуцировать переменные токи одинакового направления. Взаимодействие этих токов и будет вызывать поворот алюминиевого диска, а вместе с ним и стрелки.

Шкала у приборов с электромагнитным экраном неравномерная, и приборы пригодны только для переменного тока определённой частоты. Внешние магнитные поля на показания прибора почти не влияют. Успокоение прибора достигается постоянными магнитами, охватывающими алюминиевый диск.

Достоинства индукционных приборов: большое вращающее усилие; стойкость к перегрузкам; прочность конструкции и надёжность в работе; малое влияние внешних магнитных полей.

Недостатки приборов: пригодность лишь для переменного тока и притом определённой частоты; зависимость показаний от температуры; неравномерность шкалы.

Точность индукционных приборов не превосходит 0,7—1,5%.

Изменение температуры на $\pm 10^\circ$ вызывает ошибку в пределах от 1,5 до 2%.

ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ

Измерительные трансформаторы служат:

- а) для расширения пределов измерения измерительных приборов переменного тока;
- б) для отделения при измерении токов и напряжений в установках высокого напряжения измерительных приборов от проводов высокого напряжения и обеспечения безопасности при обслуживании измерительных приборов.

Трансформаторы напряжения служат для измерения высоких напряжений и состоят из двух катушек с различным количеством витков, помещённых на замкнутом стальном сердечнике.

Коэффициент трансформации

$$k = \frac{w_1}{w_2} \approx \frac{U_1}{U_2},$$

остаётся почти постоянным для данного трансформатора, если вторичная обмотка не перегружена большим количеством приборов. Значение коэффициента трансформации в зависимости от класса точности характеризуется погрешностью измерения.

Если вольтметр предназначен работать с определённым трансформатором напряжения, то шкала прибора градуируется обычно на первичное напряжение.

Для правильной работы трансформатора напряжения необходимо, чтобы вектор первичного напряжения был сдвинут относительно вектора вторичного напряжения на угол в 180° . Практически этот угол несколько меньше, в зависимости от класса точности трансформатора напряжения.

Угол между вектором первичного напряжения и вектором вторичного напряжения, повернутым на 180° , называется угловой погрешностью измерительного трансформатора напряжения. Классы точности см. табл. 4.

Таблица 4

Классы точности измерительных трансформаторов напряжения и допустимые погрешности, согласно ГОСТ 1983-43

Класс точности трансформаторов напряжения	Максимальные погрешности		Условия нагрузки
	напряжения в %	угловая в мин.	
«0,5»	$\pm 0,5$	± 20	При напряжении от $0,9 U_{ном}$ до $1,1 U_{ном}$
«1»	± 1	± 40	При отдаваемой вторичной обмоткой мощности от $0,25 \left(\frac{U_1}{U_N}\right)^2 S_{ном}$ до $\left(\frac{U_1}{U_N}\right)^2 S_{ном}$
«3»	± 3	Не стандартизуется	При частоте 50 гц и $\cos \varphi = 0,8$ S_N — номинальная кажущаяся мощность в вольт-амперах

Трансформаторы тока служат для измерения больших токов или для измерения токов в установках высокого напряжения. Трансформатор тока состоит из двух обмоток с различным числом витков, помещённых на замкнутый стальной сердечник, который выполняется из листовой стали. Отношение токов первичной и вторичной обмоток называется коэффициентом трансформации:

$$k = \frac{w_2}{w_1} \approx \frac{I_1}{I_2}.$$

Обмотки измерительных трансформаторов чаще всего выполняются так, что при полном значении тока в первичной обмотке ток во вторичной цепи равен 5 а.

Для правильной работы трансформатора тока необходимо, чтобы вектор тока первичной обмотки был сдвинут относительно вектора тока вторичной обмотки на угол 180° . Угол между вектором первичного тока

и вектором вторичного тока, повернутым на 180° , называется угловой погрешностью измерительного трансформатора тока. Для безопасности обслуживания измерительных приборов, работающих через трансформаторы тока, один конец вторичной обмотки трансформатора тока всегда заземляется.

При замкнутой вторичной обмотке магнитный поток трансформатора весьма незначителен. При размыкании вторичной обмотки магнитный поток возрастает до очень большой величины, что вызывает появление во вторичной обмотке большой э. д. с., которая может вызвать пробой изоляции. Помимо того увеличение потока вызывает чрезмерный перегрев стали трансформатора. Во избежание этого размыкание вторичной обмотки в то время, когда по первичной проходит ток, является недопустимым.

В последнее время для измерения тока без размыкания цепи применяются трансформаторы тока с разъёмным стальным сердечником, известные под названием клешей Дитца. Измерение тока клещами Дитца производится следующим образом. Провод, в котором измеряется ток, обхватывается стальным сердечником, в котором создаётся магнитный поток от проходящего по проводу тока. Вторичная обмотка замыкается на амперметр. Классы точности см. табл. 5.

Таблица 5

Классы точности измерительных трансформаторов тока и допустимые погрешности

Наименование класса	Первичный ток в % от номинального	Максимальное значение	
		погрешности тока в %	угловой погрешности в мин.
«0,2»	от 120 до 100 20 10	$\pm 0,30$ $\pm 0,35$ $\pm 0,50$	± 10 ± 15 ± 20
«0,5»	от 120 до 100 20 10	$\pm 0,50$ $\pm 0,75$ $\pm 1,0$	± 40 ± 50 ± 60
«1»	от 120 до 100 20 10	$\pm 1,0$ $\pm 1,5$ $\pm 2,0$	± 80 ± 100 ± 120
«3»	от 120 до 50	$\pm 3,0$	не стандартизуется
«10»	от 120 до 50	$\pm 10,0$	

Примечание. Условия вторичной нагрузки для приборов класса «0,2» — в пределах от 25 до 100% от номинальной при $\cos \varphi = 0,8$. Для остальных классов номинальное значение вторичной нагрузки должно быть не ниже 0,15 ом для трансформаторов тока с номинальным вторичным током 5 а и 1,5 ом для трансформаторов тока с номинальным вторичным током 1 а.

ИЗМЕРЕНИЕ МОЩНОСТИ В ОДНОФАЗНЫХ И ТРЁХФАЗНЫХ СИСТЕМАХ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

Электродинамический ваттметр состоит из двух катушек: неподвижной (амперметровой) с небольшим числом витков толстой проволоки и подвижной (вольтметровой) с большим числом витков тонкой проволоки.

На одной оси с подвижной катушкой укрепляется поршень воздушного успокоителя. Магнитный поток, создаваемый амперметровой обмоткой, пропорционален току потребителя. Ток в вольтметровой обмотке пропорционален напряжению потребителя.

Угол отклонения подвижной катушки:

$$\alpha = kIU = kP.$$

При переменном токе угол отклонения пропорционален активной мощности:

$$\alpha = k_1 IU \cos \varphi = k_1 P.$$

Электродинамические ваттметры выполняются как без стали, так и со сталью в виде ферродинамических ваттметров.

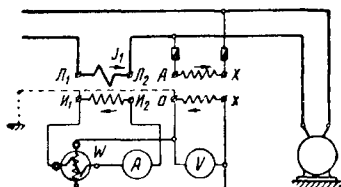
Индукционный ваттметр с вращающимся полем состоит из стального магнитопровода с четырьмя выступающими полюсами, на которые помещены две пары катушек. Одна пара катушек с небольшим числом витков толстой проволоки включается последовательно (амперметровая обмотка). Вторая пара катушек выполняется из тонкой проволоки с большим числом витков, причём системой добавочных сопротивлений, включённых по специальной схеме, достигается угол сдвига фаз между напряжением и током в 90° . В пространстве между полюсами помещается алюминиевый полый цилиндр, укрепленный на оси. От взаимодействия токов Фуко, образующихся в цилиндре, и вращающегося поля полюсов подвижная система приходит во вращение.

Угол поворота стрелки

$$\alpha = KUI \cos \varphi = kP.$$

Индукционные ваттметры с электромагнитным экраном отличаются от амперметров и вольтметров той же системы тем, что имеют не один, а два электромагнита. Катушка одного электромагнита выполняется из толстой проволоки с небольшим числом витков и включается в цепь последовательно, а катушка второго — из тонкой проволоки с большим числом витков и включается параллельно (вольтметровая обмотка).

Измерение мощности однофазного тока может производиться или непосредственным включением ваттметра в измеряемую сеть или же при помощи измерительных трансформаторов тока и напряжения (фиг. 1).



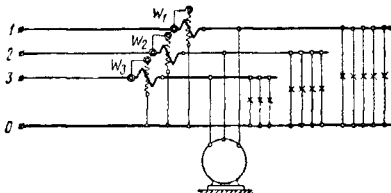
Фиг. 1. Схема соединений для измерения мощности цепи переменного тока с измерительными трансформаторами

При работе с трансформатором тока следует особо тщательно следить за правильностью включения концов. Согласно ГОСТ, начало и конец первичной обмотки трансформатора тока помечаются буквами L_1 и L_2 (линия). Начало и конец вторичной обмотки обозначаются буквами I_1 и I_2 (измеритель-

ный прибор). В трансформаторах напряжения начало и конец первичной обмотки обозначаются буквами A и X , а начало и конец вторичной обмотки — a и x .

Измерение мощности трёхфазного тока четырёхпроводной системы с нулевым проводом. При равномерной нагрузке мощность трёхфазной системы равна утроенному значению мощности в одной фазе. Поэтому мощность измеряют в одной фазе, результат умножают на три.

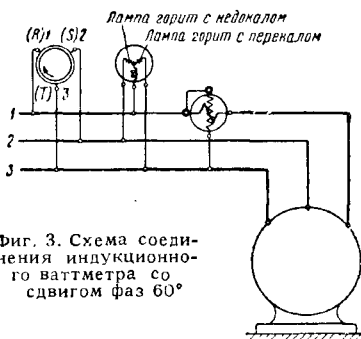
При неравномерной нагрузке мощность измеряют при помощи трёх ваттметров (фиг. 2).



Фиг. 2. Схема соединения трёх однофазных ваттметров для измерения мощности четырёхпроводной системы трёхфазного тока

Когда нулевая точка недоступна, она создаётся искусственной из сопротивления вольтметровой обмотки ваттметра и двух других, равных ему, добавочных сопротивлений.

Измерение мощности трёхфазного тока трёхпроводной системы. Равномерную нагрузку трёхфазной системы иногда измеряют особым однофазным индукционным ваттметром. Особенность этого ваттметра заключается в том, что сдвиг фаз между токами отдельных катушек равен не 90° , а 60° . Такое



Фиг. 3. Схема соединения индукционного ваттметра со сдвигом фаз 60°

уменьшение угла необходимо в силу того, что вольтметровая обмотка этого ваттметра включается не на фазное, а на линейное напряжение, сдвинутое относительно фазного напряжения на угол в 30° . Схема включения такого ваттметра показана на фиг. 3.

Вольтметровую обмотку одним концом приключают к амперметровой обмотке, а вторым к проводу, соединённому с фазой потребителя, напряжение которой является опережающим по отношению к фазе, проходящей через амперметровую обмотку.

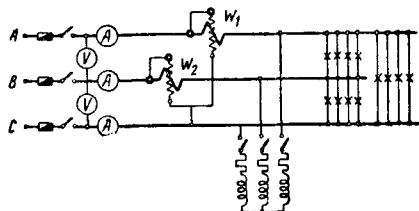
Для определения опережающей фазы (порядка чередования фаз) применяют указатели двух типов. Указатель первого типа состоит из трёх катушек, соединённых в звезду, над которыми расположен алюминиевый диск,

приводимый в движение действием вращающегося поля катушек. Прибор следует включить так, чтобы направление вращения диска совпадало с направлением стрелки (фиг. 3), — тогда порядок чередования фаз соответствует последовательности, обозначенной на зажимах прибора (*R, S, T* или *1, 2, 3*).

Второй тип указателя состоит из двух ламп и индуктивной катушки (фиг. 3), соединённых в звезду. При включении в цепь трёхфазного тока лампа, соединённая с фазой, опережающей фазу с индуктивностью, горит с большим накалом.

При отсутствии указателя фаз следует руководствоваться следующим правилом: включение конца вольтметровой обмотки является правильным тогда, когда показание ваттметра наибольшее.

Измерение мощности трёхфазного тока с неравномерной нагрузкой без нулевого провода. В этом случае мощность измеряют при помощи двух ваттметров, включённых по схеме фиг. 4.



Фиг. 4. Схема измерения мощности трёхфазного тока двумя ваттметрами

Один из ваттметров показывает мощность:

$$P_1 = U_{AC} I_A \cos(\bar{U}_{AC} \bar{I}_A),$$

второй

$$P_2 = U_{BC} I_B \cos(\bar{U}_{BC} \bar{I}_B).$$

Общая мощность системы трёхфазного тока:

$$P = P_1 + P_2.$$

При равномерной нагрузке всех трёх фаз:

$$U_{AC} = U_{BC} = U_A$$

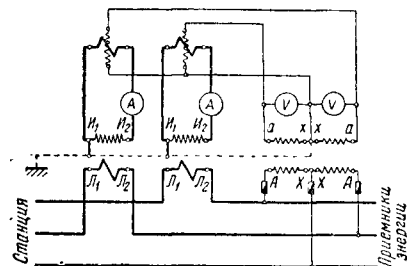
$$I_A = I_B = I_A.$$

В этом случае:

$$P = P_1 + P_2 = U_A I_A \cos(\varphi - 30^\circ) + U_A I_A \cos(\varphi + 30^\circ).$$

Из этих выражений следует, что при угле сдвига фаз $\varphi = 60^\circ$ один из ваттметров P_2 покажет нуль; при угле $\varphi > 60^\circ$ показание ваттметра P_2 будет отрицательное. В этом случае для отсчёта показания второго ваттметра надо переключить одну из обмоток прибора. Показание этого ваттметра теперь надо считать отрицательным и вычесть из показаний первого ваттметра. Таким образом, в этом случае для получения общей мощности надо брать не сумму, а разность показаний обоих ваттметров, так как мощность всей системы есть алгебраическая сумма P_1 и P_2 . Показания двух ваттметров, включённых по схеме фиг. 4, при равномерной нагрузке будут равны между собой только в том случае, когда $\varphi = 0$, т. е. при чисто активной нагрузке.

Измерение мощности трёхфазного тока можно производить, помимо двух однофазных ваттметров (что не совсем удобно), также и одним двухэлементным ваттметром.



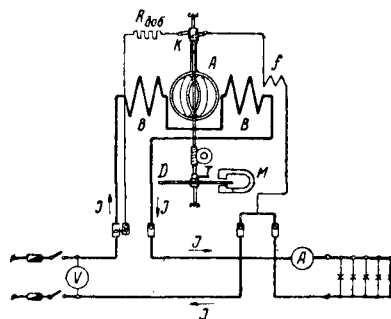
Фиг. 5. Схема соединения двухэлементного ваттметра в цепи высокого напряжения

На фиг. 5 показана схема измерения мощности при помощи двухэлементного ваттметра с измерительными трансформаторами тока и напряжения.

ИЗМЕРЕНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Электрическую энергию в цепях постоянного тока измеряют преимущественно электродинамическими счётчиками, а в цепях переменного тока — индукционными счётчиками.

Электродинамический счётчик (фиг. 6) состоит из неподвижной катушки *BB*, выпол-



Фиг. 6. Устройство счётчика постоянного тока и схема его включения

ненной из толстой проволоки, и подвижной части якоря *A*, выполненной из трёх катушек, смещённых относительно друг друга на угол в 120° .

Якорь укреплен на оси; концы трёх катушек присоединены к коллектору *K*. Неподвижная (амперметровая) катушка включается последовательно с приёмником энергии, а подвижная (вольтметровая) катушка — параллельно.

От взаимодействия тока якоря с магнитным потоком неподвижной катушки якорь вращается. Число оборотов якоря счётчика пропорционально электрической энергии, израсходованной в приёмнике. Энергия вращения счётчика расходуется на образование токов Фуко в алюминиевом диске *D*, вращающемся в поле постоянного магнита *M*.

Для уменьшения погрешности от трения момент сил трения компенсируется добавочной катушкой *f*, которая включается последо-

вательно с якорем. Эта катушка образует магнитный поток, взаимодействие которого с током якоря и создаёт вращающий момент, компенсирующий силы трения. При повышении напряжения счётчик может пойти без нагрузки (самоход счётчика), так как компенсирующий момент будет больше момента сил трения. Во избежание этого на ось якоря прикрепляется железная проволока T , которая притягивается к полюсу магнита M и этим самым не даёт якорю вращаться при отсутствии нагрузки.

Согласно действующим в СССР нормам, электрический счётчик, предназначенный для расчёта между потребителем и поставщиком электрической энергии, должен удовлетворять следующим требованиям:

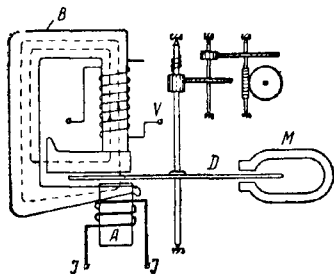
- а) без нагрузки счётчик не должен вращаться при увеличении напряжения на 10%;
- б) погрешность счётчика при нагрузке от 10 до 100% от номинальной не должна быть более $\pm 3\%$;
- в) счётчик должен вращаться при нагрузке, составляющей 1% от номинальной, в случае номинального напряжения.

Регулировку счётчика производят в лаборатории, после чего счётчик подлежит проверке. Количество энергии, израсходованной в сети за один оборот счётчика, называется постоянной счётчика C :

$$C = \frac{Pt}{n}.$$

Так как количество энергии выражается в ватт-секундах, постоянная имеет размерность $\frac{\text{вт} \cdot \text{сек}}{\text{оборот}}$.

Индукционный счётчик (фиг. 7) имеет алюминиевый диск D , который помещается в магнитном поле электромагнитов A и B .



Фиг. 7. Индукционный счётчик

Обмотка электромагнита A состоит из небольшого числа витков толстой проволоки и включается последовательно с приёмником энергии. Обмотка электромагнита B выполнена с большим числом витков тонкой проволоки и включается параллельно на полное напряжение сети.

При прохождении токов по обмоткам счётчика они создают два пульсирующих магнитных потока, которые индуцируют в алюминиевом диске токи Фуко. Взаимодействие токов диска с магнитными потоками электромагнитов вызывает вращающий момент, под действием которого диск, укрепленный на оси, приходит во вращение.

Торможение счётчика производится токами Фуко, которые индуцируются в диске при пересечении диском магнитного потока постоянного магнита.

Число оборотов счётчика пропорционально электрической энергии, израсходованной в приёмнике энергии.

Согласно ОСТ-6225, счётчики делятся на два класса. Допустимая погрешность счётчиков первого класса $\pm 2\%$ при нагрузке от 10 до 125% от номинального тока и $\cos \varphi = 1$, а для счётчиков второго класса $\pm 2,5\%$ при тех же условиях нагрузки.

Схемы включения счётчика электрической энергии ничем не отличаются от схем включения ваттметров.

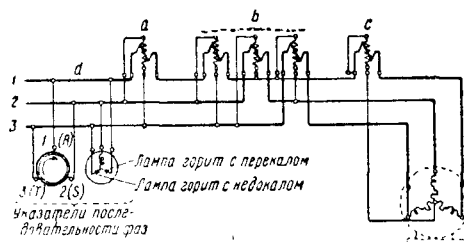
ИЗМЕРЕНИЕ РЕАКТИВНОЙ ЭНЕРГИИ

При равномерной нагрузке трёхфазной системы реактивная энергия:

$$W_p = \sqrt{3} U_d I_d \sin \varphi t.$$

Реактивную энергию в цепях трёхфазного тока учитывают: а) при помощи счётчиков активной энергии, включаемых по изменённым схемам; б) специальными счётчиками реактивной энергии.

Для измерения активной энергии одной фазы с (фиг. 8) амперметровая обмотка



Фиг. 8. Схемы включения счётчиков активной и реактивной энергии

включена в первую фазу, а вольтметровая приключена к фазовому напряжению. В схеме а фиг. 8 вольтметровая обмотка приключена к линейному напряжению U_{2-3} , а по амперметровой обмотке проходит ток первой фазы. Поэтому счётчик, включённый по схеме а фиг. 8, учтёт реактивную энергию одной фазы, умноженной на $\sqrt{3}$. Для получения реактивной мощности всей трёхфазной системы, в случае равномерной нагрузки, результат надо умножить на $\sqrt{3}$.

При неравномерной нагрузке реактивная энергия учитывается тремя счётчиками по схеме б фиг. 8. В этом случае для получения реактивной энергии всей трёхфазной системы показания всех трёх счётчиков складываются и сумма делится на $\sqrt{3}$.

Порядок включения обмоток счётчиков реактивной энергии следующий: если амперметровая обмотка включена в одну фазу, то вольтметровая включается на вторую и третью фазу; амперметровая обмотка — на вторую фазу, вольтметровая — на третью и первую и т. д.

Порядок чередования фаз определяется фазоуказателем.

Реактивную энергию цепи трёхфазного тока при равномерной нагрузке фаз можно определить по показаниям счётчиков активной энергии, измеряемой двумя однофазными счётчиками. Для этого надо взять разность показаний отдельных счётчиков и умножить на $\sqrt{3}$.

Фазометры. Фазометром называется прибор для измерения коэффициента мощности или угла сдвига фаз в цепях переменного тока.

В соответствии с этим приборы градуируются или на углы φ или $\cos \varphi$.

Фазометр состоит из одной неподвижной катушки, включаемой последовательно, и двух подвижных катушек, включаемых параллельно и скреплённых под углом 90° . Одна подвижная катушка имеет чисто активное сопротивление, и ток в ней совпадает по фазе с напряжением, а ток в другой катушке сдвинут от напряжения на угол в 90° .

В фазометре никаких возвращающих пружи́н нет, и в отсутствии токов стрелка прибора может находиться в каком угодно положении.

Угол отклонения прибора пропорционален углу сдвига фаз. Точность показаний фазометра зависит от частоты переменного тока.

В ферродинамических фазометрах имеется то же самое устройство, но только катушки помещены на стальных каркасах, выполненных из листовой стали. Однофазный фазометр включается в цепь подобно ваттметру.

Точность фазометров колеблется в пределах от 2 до 4%.

Частотомеры (герцметры) бывают двух типов: вибрационного и стрелочного.

Вибрационный частотомер состоит из набора стальных пластинок, укрепленных одним концом, и электромагнита, питающегося от переменного тока, частоту которого измеряют. Каждая стальная пластинка имеет свой собственный период колебаний.

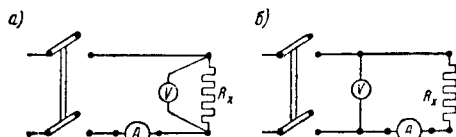
Под действием переменного магнитного потока наибольшую амплитуду колебаний получает та пластинка, у которой собственный период колебаний совпадает с колебаниями переменного тока. Прибор включается в цепь параллельно, как вольтметр.

Вибрационные частотомеры применяют для измерения низких частот.

Для измерения высоких частот применяют стрелочные частотомеры.

ИЗМЕРЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Измерение способом амперметра и вольтметра наиболее распространено, так как этот способ не требует особых приспособлений и сравнительно прост.



Фиг. 9. Схемы измерения сопротивлений по методу амперметра и вольтметра

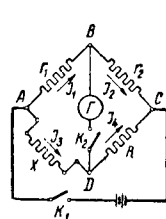
Различают две схемы измерения. В первой схеме (фиг. 9, а) амперметр учитывает ток в со-

противлении и в вольтметре; вторая схема (фиг. 9, б) учитывает падение напряжения в измеряемом сопротивлении и в амперметре.

Первая схема даёт более точный результат при измерении малых сопротивлений, а вторая — при измерении больших сопротивлений.

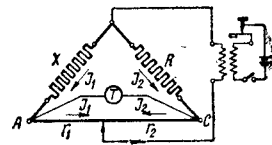
Мостик Уитстона состоит из трёх магазинов сопротивлений R , r_1 , r_2 , которые вместе с измеряемым сопротивлением X образуют замкнутый четырёхугольник $ABCD$ (фиг. 10). В одну из диагоналей включается гальванометр, а в другую источник тока — гальванический элемент.

Сопротивления r_1 , r_2 и R можно подобрать так, что при замкнутых ключах K_1 и K_2 ток через гальванометр не пойдёт. В этом случае сопротивление:



Фиг. 10. Схема мостика Уитстона

$$X = \frac{r_1}{r_2} R.$$



Фиг. 11. Схема мостика Кольрауша

Мостик Уитстона не может применяться для измерения сопротивления электролитов и очень малых сопротивлений по следующим причинам: а) постоянный ток, проходя по электролиту, его разлагает, отчего сопротивление изменяется; б) соединительные провода входят в измеряемое сопротивление и при измерении малых сопротивлений дадут большую ошибку.

Область применения мостика Уитстона — измерение сопротивлений от 1 ом до 1 мгом.

Мостик Кольрауша состоит из магазина сопротивлений R и калиброванной проволоки AC (фиг. 11), которая делится подвижным контактом на два плеча r_1 и r_2 .

Эти три сопротивления вместе с измеряемым сопротивлением X образуют замкнутый четырёхугольник. В одну диагональ включается вторичная обмотка индукционной катушки, в которой индуцируется переменная э. д. с., а в другую — телефон T . Подбором сопротивления R и передвижением контакта B добиваются прекращения в телефоне звука.

Измеряемое сопротивление X получается из соотношения:

$$X = \frac{r_1}{r_2} R = \frac{l_1}{l_2} R.$$

Отношение длины $\frac{l_1}{l_2}$ отсчитывается прямо по шкале против подвижного контакта.

Мостик Кольрауша может работать от постоянного и переменного токов, что достигается особым переключателем. При работе постоянным током телефон заменяется гальванометром. Мостик Кольрауша пригоден для измерения сопротивлений электролитов и твёрдых проводников с сопротивлением больше 1 ом.

Мостик Томсона применяется для измерения малых сопротивлений менее 1 ом. Этот мостик позволяет устранить влияние на результаты измерения соединительных проводников и контактов.

Принципиальная схема мостика показана на фиг. 12. Сопротивления $R_1 = R_3$; $R_2 = R_4$.

Когда ток в гальванометре отсутствует, значение неизвестного сопротивления:

$$R_x = \frac{R_1}{R_2} R_N.$$

В некоторых конструкциях мостиков отношение $\frac{R_1}{R_2}$ изменяется скачками 0,001; 0,01; 0,1; 1; 10; 100 и т. д.

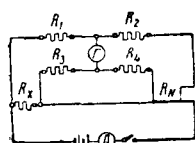
Точное уравнивание производится калиброванной проволокой R_N с ползунком.

В других конструкциях в качестве сопротивления R_N берут сменные сопротивления, а уравнивание производится подбором отношения $\frac{R_1}{R_2}$.

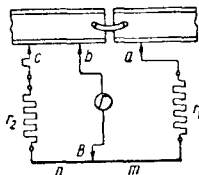
Так как отношение $\frac{R_1}{R_2}$ равно $\frac{R_3}{R_4}$, то подбор сопротивлений должен быть выполнен так, чтобы с изменением отношения $\frac{R_1}{R_2}$ отношение $\frac{R_3}{R_4}$ также изменялось. Для этой цели рычаги на сопротивлениях R_1 , R_2 , R_3 и R_4 связываются между собой.

Двойным мостиком Томсона можно измерять сопротивления от 0,000001 ом и выше.

Измерение сопротивлений стыка рельсов сводится к определению сопротивления длины целого рельса, который имеет такое же сопротивление, как и стык рельсов. Существуют два метода измерения:



Фиг. 12. Схема мостика Томсона



Фиг. 13. Измерение сопротивления стыков рельсов

а) Метод милливольтметра. Берутся одновременно отсчеты на двух милливольтметрах, один из которых измеряет падение напряжения в стыке, а другой — на определенной длине целого рельса.

Сопротивление стыка:

$$R_{cm} = \frac{U_{cm}}{U_p} R_p.$$

Длина целого рельса, эквивалентного сопротивлению стыка

$$l_{cm} = \frac{U_{cm}}{U_p} l_p,$$

где U_{cm} — падение напряжения на стык;
 U_p — падение напряжения на участке целого рельса;

l_p — длина участка рельса, на котором измеряется падение напряжения.

Если ток в рельсах не особенно быстро изменяется, вместо двух милливольтметров можно пользоваться одним, сначала измеряя падение напряжения на стыке, а затем — на целом рельсе.

б) По второму методу для измерений пользуются принципом мостика Уитстона (фиг. 13). Сопротивление стыка R_{cm} на участке ab , сопротивление целого рельса R на участке bc , сопротивление $r_2 + n$ и сопротивление $r_1 + m$ образуют четырехугольник Уитстона, в одну из диагоналей которого включен гальванометр, а в другой диагонали действует э. д. с., равная падению напряжения в рельсе между точками a и c .

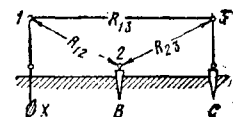
Равновесия мостика добиваются при помощи передвижения контакта B по калиброванной проволоке.

Когда ток в гальванометре равен нулю,

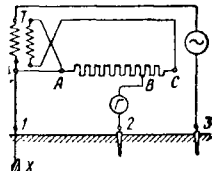
$$R_{cm} = \frac{r_1 + m}{r_2 + n} R.$$

Включение сопротивлений r_1 и r_2 даёт большую точность измерения. В современных приборах градуированная проволока, представляющая сопротивления m и n , располагается по окружности. Шкала, по которой движется ползунок B , так градуирована, что сопротивление стыка рельсов выражается непосредственно в длине испытываемого целого рельса.

Измерение сопротивлений заземлений. Для определения сопротивления заземления R_x необходимо иметь вспомогательные заземления B и C , обладающие переходными сопротивлениями R_B и R_C (фиг. 14.) Измеряя



Фиг. 14. Схема измерения сопротивления заземлений



Фиг. 15. Схема измерения сопротивления заземлений

мостиком Кольрауша на переменном токе сопротивления между точками $1-2$, $1-3$ и $2-3$, можно написать

$$R_{1-2} = R_x + R_B;$$

$$R_{1-3} = R_x + R_C;$$

$$R_{2-3} = R_B + R_C;$$

R_{1-2} , R_{1-3} , R_{2-3} — измеренные мостиком сопротивления между соответствующими точками. Складывая почленно первые два равенства и вычитая из суммы третье, получим

$$X = \frac{R_{1-2} + R_{1-3} - R_{2-3}}{2}.$$

Специальный измеритель заземления состоит из источника переменного тока, трансформатора T , вторичная обмотка которого замкнута на сопротивлении R_{A-C} (фиг. 15).

При вращении ручки измерителя получается переменная э. д. с., и ток от источника I_1 пройдет по первичной обмотке транс-

форматора и заземлению X и замкнётся через вспомогательное заземление $З$.

Индуктированная э. д. с. во вторичной обмотке вызывает протекание тока через сопротивление R_{A-C} .

Трансформатор имеет коэффициент трансформации 1, поэтому токи первичной и вторичной обмоток одинаковы.

При помощи передвижного контакта B устанавливают гальванометр на нуль. В этом случае сопротивление:

$$X = R_{A-B}.$$

Сопротивление R_{A-B} отсчитывается по шкале прибора.

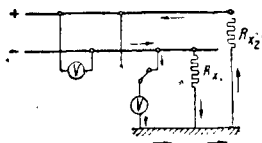
Измеритель снабжён особым переключателем, при помощи которого можно увеличить коэффициент трансформации, а следовательно, и ток вторичной обмотки в 10 раз.

В этом случае:

$$X = 10 R_{AB}.$$

Отсчёт производится по второй шкале прибора.

Измерение сопротивления изоляции. Измерение вольтметром осуществляется по схеме фиг. 16.



Фиг. 16. Схема измерения сопротивления изоляции сети, находящейся под напряжением, при помощи вольтметра

Величина сопротивления изоляции:

$$R_x = R_0 \left(\frac{U}{U_0} - 1 \right),$$

где R_x — сопротивление изоляции;
 R_0 — сопротивление вольтметра;
 U — напряжение сети;
 U_0 — показание вольтметра.

Когда вольтметр присоединён к проводу (+), измеряется сопротивление изоляции провода (—), и наоборот.

Для контроля изоляции всех проводов трёхфазной цепи применяют три одинаковых вольтметра, включённых по схеме фиг. 17. При хорошей изоляции всех проводов вольтметры показывают фазное напряжение. При нарушении изоляции в одной из фаз, т. е. при соединении её с землёй, вольтметр, присоединённый к этому проводу, покажет нуль. Два других вольтметра будут показывать линейное напряжение.

В сетях высокого напряжения для контроля изоляции применяют три электростатических вольтметра, включаемых непосредственно между проводами и землёй, или низковольтные вольтметры, включаемые через измерительные трансформаторы напряжения.

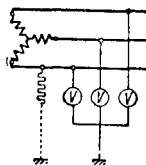
Измерение изоляции при помощи вольтметра возможно только тогда, когда испытываемая сеть находится под напряжением.

Приборы с непосредственным отсчётом величины измеряемого сопротивления называются омметрами.

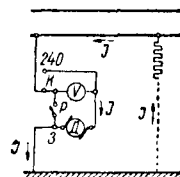
Шкала омметров градуируется на определённое напряжение сети. При другом напряжении необходимо делать поправки.

Измерение сопротивления изоляции индуктором может быть произведено: а) когда испытываемая сеть находится под напряжением; б) когда сеть не находится под напряжением.

Индуктор представляет маленькую динамомашину, смонтированную вместе с вольтметром в одном ящике (фиг. 18).



Фиг. 17. Схема для контроля за состоянием изоляций

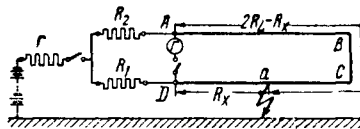


Фиг. 18. Схема для измерения сопротивления изоляции при помощи индуктора

Сопротивление изоляции измеряют следующим образом. Зажим, помеченный $З$, присоединяется к земле, а другой, помеченный $+$ или K , присоединяется к испытываемому проводу. При замкнутой кнопке P вращают ручку со скоростью, при которой стрелка вольтметра отклоняется до нормального напряжения. Продолжая вращать ручку индуктора с той же самой скоростью, размыкают рубильник, тогда вольтметр покажет другое, меньшее напряжение, которое и даст возможность учесть величину сопротивления изоляции.

Обычно на шкале вольтметра наносится и шкала омметра. Поэтому сопротивление изоляции отсчитывается непосредственно по отклонению стрелки.

Определение места повреждения изоляции линии. Для определения места повреждения изоляции было предложено очень много методов. Наиболее распространённым является метод, в котором использована схема мостика Уитстона. На фиг. 19 приведена



Фиг. 19. Схема для определения места повреждения изоляции кабеля

эта схема, где AB и DC — жилы кабеля, одна из которых при повреждении в точке a соединена с землёй. Для определения места повреждения две жилы кабеля, исправную и повреждённую, в точках B и C соединяют накоротко, а к двум другим концам присоединяют гальванометр и два магазина сопротивлений R_1 и R_2 . Батарея присоединяется между сопротивлениями R_1 и R_2 через предохранительное сопротивление r на землю.

При равновесии мостика, которое подбирают за счёт изменения сопротивления R_1 и R_2 :

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_x}{2 R_L - R_x} = k.$$

Сопротивление:

$$R_x = 2 R_L \frac{k}{1+k}.$$

Для определения расстояния от точки заземления до точки D используется выражением

$$l_x = 2l \frac{k}{1+k},$$

где l — длина одной жилы кабеля.

ИЗМЕРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР

ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ

Температурой называется величина, характеризующая степень нагретости тела.

В СССР введена с 1 октября 1934 г. международная температурная шкала, являющаяся практическим осуществлением термодинамической стоградусной шкалы, основанная на системе постоянных, точно воспроизводимых температур равновесия (постоянных точек), которым присвоены числовые значения (см. ТСЖ, т. I, раздел «Единицы измерения»).

Температура по международной шкале, отсчитываемая от 0° , обозначается через t со знаком $^\circ\text{C}$. Температура по термодинамической шкале, отсчитываемая от абсолютного нуля, называется абсолютной температурой и обозначается через T со знаком $^\circ\text{K}$. Соотношение между T и t следующее: $T = t + 273,15$.

Для построения применявшихся раньше шкал принималось, что объёмное расширение термометрического вещества в стекле находится в линейной зависимости от измеряемой температуры.

Шкалы Цельсия (Ц), Реомюра (Р) и Фаренгейта (Ф) характеризовались следующими данными:

Шкалы	Ц	Р	Ф
Термометрическое вещество	Ртуть	Смесь винного спирта с водой	Ртуть
Температура плавления льда t_0	0°C	0°R	$+32^\circ\text{F}$
Температура кипения воды при давлении 760 мм рт. ст. t_K	$+100^\circ\text{C}$	$+80^\circ\text{R}$	$+212^\circ\text{F}$
Число равномерных делений на шкале между t_K и t_0	100	80	180

Для одной и той же температуры n $^\circ\text{C}$ приблизительные соотношения между температурами по шкалам Цельсия, Реомюра и Фаренгейта равны:

$$n^\circ\text{C} = (0,8 n)^\circ\text{R} = (1,8 n + 32)^\circ\text{F}.$$

Шкала Цельсия совпадает с международной температурной шкалой в двух точках 0° и 100° , но расходится в промежуточных и особенно при высоких температурах; так, $400^\circ\text{C} \approx 387^\circ\text{C}$.

ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР

Приборы, измеряющие температуры до $500\text{--}600^\circ\text{C}$, условно называются термометрами, а измеряющие более высокие температуры — пирометрами.

Основные типы приборов, применяемых для измерения температур, с указанием физических явлений, положенных в основу действия их, и пределов измерения приведены в табл. 6.

Термометры жидкостные

Принцип действия жидкостных термометров основан на различии коэффициентов теплового расширения жидкости и термометрического стекла.

Достоинством жидкостных термометров является простота в обращении и высокая точность измерения.

Недостаток этих термометров — сравнительно плохая видимость шкалы, невозможность передачи показаний на расстояние и осуществления автоматической записи температуры.

Наибольшее распространение имеют ртутные термометры, несмотря на небольшой коэффициент объёмного термического расширения ртути (0,00018). Преимущества ртути как термической жидкости следующие.

1. Возможность измерения температур в широких пределах (от -35 до $+550^\circ\text{C}$ в стеклянной оболочке и до $+750^\circ\text{C}$ в кварцевой). Так как ртуть при нормальном давлении кипит при температуре $\sim 357^\circ\text{C}$, то для измерения высоких температур применяются термометры с капиллярными трубками, в которых над ртутью находится инертный газ под давлением.

2. Ртуть не смачивает стекла.

3. Ртуть легко получается в химически чистом виде.

Термометры с другими термометрическими жидкостями применяются, главным образом, для измерения низких температур.

Материалом для оболочки жидкостных термометров служат специальные сорта стекла или кварца.

Жидкостные термометры выполняются либо со вложенной шкалой, либо палочные. В последних шкала наносится непосредственно на капиллярной трубке, стенки которой делаются значительной толщины.

В промышленности и на транспорте применяются следующие ртутно-стеклянные термометры:

1. Лабораторные термометры — палочные и с вложенной шкалой.

Основные типы приборов для измерения температуры

Т а б л и ц а 6

Физические явления, положенные в основу действия прибора	Наименование приборов	Пределы измерения в °С
Расширение тел при нагревании	Термометры жидкостные Ртутные Спиртовые Толуоловые ($C_6H_5 \cdot CH_3$) Петroleumный эфир или пентан (C_5H_{12}) Керосиновые	От -35 до +750 От -65 до +65 до -95 до -160 до +150
Изменение давления в замкнутой системе, заполненной жидкостью или газом (в тепловоспринимающей части термометра) при нагревании	Термометры манометрические Жидкостные Паровые Газовые	От -46 до +550 От -20 до +200 От -130 до +550
Возникновение термоэлектродвижущей силы в цепи неоднородных проводников (термоэлектродов) при разности температур на рабочих и свободных концах	Термопары в комплекте с одним или несколькими из следующих электроизмерительных приборов: а) пирометрический милливольтметр (гальванометр) показывающий, самопишущий, контактный; б) потенциометр лабораторный, переносный, автоматический	платинородий — платиновая до +1 600 хромель-алюмелевая до +1 300 хромель-копелевая до +800 железо-копелевая до +800 медь-копелевая . . . до +600
Изменение сопротивления электрического проводника при нагревании	Электрические термометры сопротивления в комплекте с одним или несколькими из следующих электроизмерительных приборов: а) логометр (омметр) показывающий и самопишущий; б) потенциометр; в) мост Уитстона уравновешенный, неуравновешенный с ручной регулировкой, автоматический	Платиновые от -120 до +500 Медные от -50 до +100
Изменение излучения тела при нагревании: а) изменение яркости (интенсивности излучения)	Оптические пирометры (частичного излучения) Комплект включает оптическую систему, фотометрическую лампу накаливания и миллиамперметр	От 800 до 3 000
б) изменение цвета тела	Цветовые пирометры	От 700 до 2 000 и выше
в) изменение излучаемой телом энергии	Радиационные пирометры (полного излучения) рефлекторного типа (ардометр) и рефлекторного типа Комплект включает телескоп и один или несколько из следующих электроизмерительных приборов: а) милливольтметр показывающий, самопишущий, регулирующий; б) потенциометр автоматический	От 700 до 1 800

2. Технические термометры — с вложенной шкалой (фиг. 20).

3. Контактные термометры (разновидность технических) — с вложенной шкалой (фиг. 21).

Для поверки лабораторных и технических термометров применяются термометры повышенной точности — образцовые.

Лабораторные термометры выпускаются с ценой деления шкалы 0,05°, 0,1°, 0,2°, 0,5° и 1,0° С.

Контактные термометры, применяемые для электрической сигнализации предельных тем-

ператур, изготавливаются с металлическими контактами, впаянными в капилляр в определенных точках шкалы.

Термометры технические стеклянные ртутные классифицируются по следующим трём признакам (ГОСТ 2823-45):

а) по пределам шкалы (от 0 до 500° С через каждые 50° С) и цене наименьшего деления (0,5; 1,0; 2; 5 и 10° С);

б) по форме нижней части термометра, которая бывает прямой и изогнутой под углом 90, 120 и 135°;

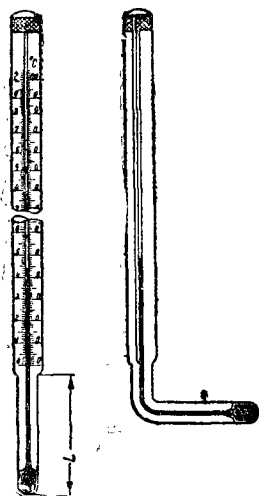
в) по длине нижней части термометра L , которая бывает 85; 130; 180; 230; 280; 330; 430; 530; 750 и 1 000 мм.

Таблица 7

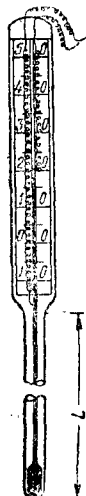
Допустимые погрешности показаний термометров (по ГОСТ 2045-43)

Температурные интервалы		Допустимая погрешность при цене деления шкалы °С				
от	до	0,1 и 0,2	0,5	1	2	5 и 10
-30	0	±0,3	±1	±1	±2	—
+1	+100	±0,2	±1	±1	±2	—
+101	+200	±0,4	±1	±2	±2	±5
+201	+300	±1	±2	±3	±4	±5
+301	+400	—	—	±4	±4	±10
+401	+500	—	—	±5	±5	±10

Допустимые погрешности термометров (табл. 7) действительны для термометров, градуируемых и применяемых при погружении до отсчитываемого деления, и для градуи-



Фиг. 20. Технические термометры с вложенной шкалой прямой и изогнутой



Фиг. 21. Контактный термометр

руемых при частичном погружении, если они предназначены для измерения при погружении на определённую глубину. Допуски не распространяются на термометры в оправах, правильность показаний которых зависит не только от качества термометра, но и от устройства оправы и способа монтажа термометра в оправе.

Поправки на точность. Для точных отсчётов температуры в показания лабораторных термометров вводят поправки. Наиболее существенные следующие:

Поправка на смещение нулевой точки вызывается термическим последствием стекла. Смещение нулевой точки не должно превышать 0,1° С при нагревании на каждые 100° С.

Поправка на выступающий столбик — разность между показаниями термометра при полном и неполном его погружении:

$$C = n\alpha(t - t_1),$$

где C — поправка, выраженная в градусах; n — число градусов в выступающем ртутном столбике;

α — видимый коэффициент расширения ртути в стекле, равный $\sim 0,00016$ для наиболее употребительных сортов стекла;

t — температура, отсчитанная по термометру;

t_1 — средняя температура выступающего столбика ртути; определяется с помощью вспомогательного термометра, укрепляемого своим резервуаром на середине высоты выступающего ртутного столбика.

Проверка термометров производится в жидкостных термостатах путём сравнения их показаний в пределах от -30 до $+300$ ° С с показаниями образцовых жидкостных термометров, а при более высоких температурах — образцовых платиновых термометров сопротивления. Точки 0° и 100° С поверяются по точкам плавления льда и кипения воды. В пределах от -30 до 0° С проверка термометров производится в термостатах, заполняемых этиловым спиртом или другими незамерзающими при -30 ° С жидкостями, охлаждаемыми твёрдой углекислотой или жидким воздухом; в пределах от $+5$ до 95° С — в водяных термостатах; от $+100$ до 300° С — в масляных термостатах; от $+300$ до 500° С в соляных термостатах.

Термометры манометрические

Манометрические термометры (фиг. 22) состоят из термобаллона, погружаемого в измеряемую среду, соединительного капилляра и трубчатой манометрической пружины. Вся система заполняется рабочим веществом и соединяется абсолютно герметично. С изменением температуры термобаллона изменяется давление внутри системы, что вызывает передвижение свободного конца пружины и соединённой с ним стрелки, по положению которой на шкале, соответственно отградуированной, судят о температуре измеряемой среды. Манометрические термометры допускают передачу показаний на сравнительно большое расстояние и позволяют осуществлять автоматическую запись температуры. Длина соединительных капилляров манометрических термометров промышленного назначения установлена по ГОСТ 3195-46 в пределах от 1 до 80 м (20 размеров).

Манометрические термометры классифицируются по роду рабочего вещества на жидкостные, паровые и газовые.

В жидкостных манометрических термометрах (табл. 8) термобаллон, соединительный

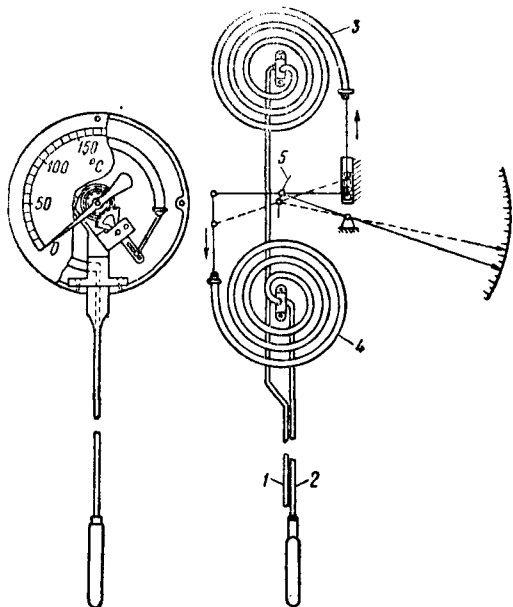
Таблица 8

Основные технические данные жидкостных манометрических термометров

Рабочее вещество	Пределы шкалы °С		Длина капилляра в м
	от	до	
Метиловый спирт .	-46	+150	20
Ксилол	-40	+400	22
Ртуть	-30	+550	10÷20

капилляр и трубчатая пружина, т. е. вся система, заполнены капельной жидкостью.

На показания жидкостных термометров влияет температура окружающей среды и высота расположения измерительного прибора относительно термобаллона. Объем капилляра и трубчатой пружины нельзя делать чрезмерно большим по сравнению с объемом термобаллона. При длинных капиллярах применяют иногда компенсационное устройство, состоящее (фиг. 23) из компенсационного капилляра 1 той же длины, что и основной 2, но без термобаллона, и вспомогательной пружины 3, с той же характеристикой, что и основная пружина 4. Вспомогательная пружина действует на передаточный механизм 5 в направлении, противоположном основной



Фиг. 22. Манометрический термометр

Фиг. 23. Схема температурной компенсации манометрического термометра

пружины, и тем самым в значительной мере исключает влияние температуры окружающей среды на показания прибора.

В паровых манометрических термометрах термобаллон заполняют примерно на $\frac{2}{3}$ объема низкокипящей жидкостью, а в верхней части термобаллона находятся её пары.

Таблица 9

Основные технические данные паровых манометрических термометров

Рабочее вещество	Пределы шкалы °C		Длина капилляра в м
	от	до	
Хлор-метил	-20	+100	До 60
Хлор-этил	0	+120	
Эфир-этил	0	+150	
Ацетон	0	+170	
Бензол	0	+200	

Для передачи возникающего в термобаллоне давления капилляр и пружину заполняют смесью глицерина с водой или спиртом.

На показания паровых манометрических термометров практически не влияет температура окружающей среды. Паровые термометры отличаются неравномерной шкалой, сжатой в начале и значительно расширенной в конце (у верхнего предела).

В газовых манометрических термометрах рабочим веществом является обычно азот или другие инертные газы. Возможный предел измерения от -130° до $+550^\circ$ C. Вся система заполняется газом под давлением, благодаря чему влияние атмосферного давления на показания прибора сведено к минимуму. Газовые термометры обычно работают без температурной компенсации при длине капилляра до 40 м.

Газовые термометры типа ТР с геликоидальной трубчатой пружиной (показывающие и самопишущие) выпускают на одну и две кривых. Привод диаграмм самопишущих приборов осуществляется с помощью часового механизма или синхронным двигателем.

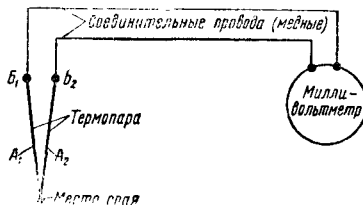
Проверку манометрических термометров производится в термостатах путём сравнения показаний их с показаниями образцовых приборов. У самопишущих термометров должна быть также проверена скорость вращения диаграммы. Погрешность показаний манометрических термометров не должна превышать $\pm 2\%$ от максимального значения шкалы или диаграммы.

Термоэлектрические пирометры

Термоэлектрический пирометр состоит из термопары и присоединённого при помощи соединительных проводов измерительного прибора (милливольтметр, потенциометр).

Термоэлектрические пирометры позволяют передавать показания на расстояние и автоматически записывать их.

Принцип действия термоэлектрических пирометров (фиг. 24) заключается в следующем: если сварить или спаять концы двух термо-



Фиг. 24. Схема термоэлектрического пирометра

электродов из различных материалов A_1 и A_2 , а другие свободные концы термоэлектродов B_1 и B_2 присоединить к зажимам милливольтметра, то при нагревании места спая термоэлектродов в цепи возникает электродвижущая сила, которая измеряется милливольтметром.

Соединённые между собой термоэлектроды A_1 и A_2 называются термопарой, место спая — рабочим концом, а концы B_1 и B_2 — свободным концом термопары. При измерении температуры рабочий конец

помещается в измеряемую среду, свободный должен находиться при постоянной температуре. Термопара соединяется с измерительным прибором при помощи проводов, обычно медных, при обязательном условии, чтобы температура места присоединения соединительных проводов к термоэлектродам была одинаковой и, желательно, постоянной (см. ниже «Компенсационные провода»).

Материалы для изготовления термопар должны обладать постоянством термоэлектродных свойств, иметь высокую электропроводность и небольшой температурный коэффициент электропроводности, создавать достаточно большую величину электродвижущей силы, однозначно и закономерно изменяющуюся в зависимости от температуры.

Эти материалы также должны легко подвергаться обработке (протяжке) и быть достаточно дешёвыми.

Таблица 10

Стандартные термоэлектродные пары
(по ГОСТ 3044-45)

Материалы термоэлектродов термопары	Условные обозначения градуировок	Пределы измерения в °С	
		от	до
Платинородий-платина	ПП	-20	+1600
Хромель-алюмель	ХА	-50	+1300
Хромель-копель	ХК	-50	+ 800
Железо-копель	ЖК	-50	+ 800
Медь-копель	МК	-50	+ 600

Серийное изготовление термопар из других термоэлектродных материалов в СССР запрещено.

В наименовании материалов термопары на первое место поставлен материал положительного термоэлектрода.

Сплавы, используемые в качестве термоэлектродных материалов, имеют следующий состав:

1. Платинородий — сплав из платины (90%) и родия (10%).

2. Хромель — сплав из никеля (90,5%), хрома (9,5%). Допускаются примеси до 1,3%.

3. Алюмель — сплав из никеля (94,5%), кремния (1,0%), алюминия (2,0%), марганца (2,0%) и кобальта (0,5%). Допускаются примеси до 0,5%.

4. Копель — сплав из никеля (43,5%) и меди (56,5%). Допускаются примеси до 0,6%.

В табл. 11 даны зависимости электродвижущих сил от температуры рабочих концов для стандартных термопар.

Промышленные термопары обычно помещаются в защитную арматуру. Защитная арматура термопар должна быть газонепроницаемой, не чувствительной к резким колебаниям температуры, механически стойкой и жароупорной. Наиболее часто применяется защитная арматура в виде труб: из меди и медных сплавов при температурах до 400° С; из стали — для температур до 600° С; из жароупорной стали — для температур до 950° С. Неметаллические трубы (кварцевые и фарфоровые) применяются при более высоких температурах. Защитные трубы из

Таблица 11

Электродвижущая сила термопар при температуре свободного конца 0° С
(по ГОСТ 3044-45)

Температура рабочего конца °С	Градуировка				
	ПП	ХА	ХК	ЖК	МК
	мВ				
-50		-1,86	-3,11	-2,55	-2,10
-40		-1,50	-2,50	-2,06	-1,69
-30		-1,14	-1,89	-1,56	-1,28
-20	- 0,109	-0,77	-1,27	-1,05	-0,86
-10	- 0,055	-0,39	-0,64	-0,53	-0,43
0	0	0	0	0	0
50	0,301	2,02	3,35	2,78	2,28
100	0,640	4,10	6,95	5,75	4,75
150	1,014	6,13	10,69	8,85	7,42
200	1,421	8,13	14,65	12,00	10,29
250	1,860	10,15	18,76	15,05	13,36
300	2,310	12,21	22,90	18,10	16,43
350	2,722	14,29	27,15	21,29	19,72
400	3,243	16,39	31,43	24,55	23,13
450	3,722	18,50	35,81	27,75	26,60
500	4,210	20,64	40,15	30,90	30,15
550	4,707	22,77	44,54	34,14	33,81
600	5,212	24,90	49,00	37,40	37,47
650	5,726	27,03	53,39	40,72	
700	6,249	29,14	57,75	44,10	
750	6,780	31,23	62,09	47,57	
800	7,320	33,31	66,40	51,15	
850	7,868	35,35			
900	8,426	37,36			
950	8,992	39,35			
1000	9,565	41,31			
1050	10,149	43,24			
1100	10,741	45,14			
1150	11,341	47,01			
1200	11,950	48,85			
1250	12,551	50,65			
1300	13,153	52,41			
1350	13,755				
1400	14,356				
1450	14,957				
1500	15,558				
1550	16,159				
1600	16,760				

Примечания. 1. Градуировка ПП отличается от ранее действовавшей градуировки 308-Н (ОСТ 40114) уточнением некоторых точек.

2. Градуировка ХА полностью соответствует ранее действовавшей градуировке 531-Б.

3. Т. э. д. с. термопар градуировок ХК, ЖК и МК уменьшена, по сравнению с ранее действовавшими соответствующими им градуировками 592, 589 и 595 (ОСТ 40114).

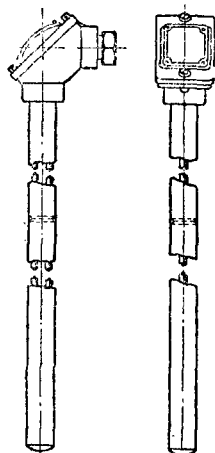
кварца применяются для температур до 1000° С. Кварц устойчив к резким колебаниям температуры. Предел применимости фарфоровых защитных труб лежит около 1300—1400° С. При измерениях высоких температур применяют также защитные трубы с водяным охлаждением. Электроды термопар должны быть электрически изолированы друг от друга и от корпуса термопары. Для этой цели чаще всего применяются фарфоровые изоляционные трубочки.

Конструктивные формы термопар весьма разнообразны.

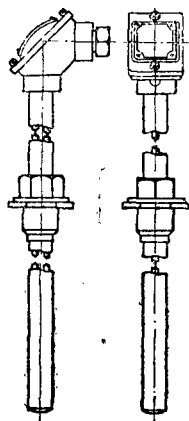
Внешний вид одной из простейших термопар для измерения температуры в каналах, газоходах и т. п. дан на фиг. 25. Электроды, изолированные фарфоровыми бусами, помещены в металлической трубке. Свободные концы термоэлектродов присоединены к зажимам, расположенным в доколе головки термопары.

Внешний вид термопары со штуцером, для установки в сосудах под давлением, приведён на фиг. 26.

Для измерения температур поверхностей применяются специальные термопары (поверхностные, пятчковые) как переносные, так



Фиг. 25. Термопара для измерения температуры в газопроводах и т. п.



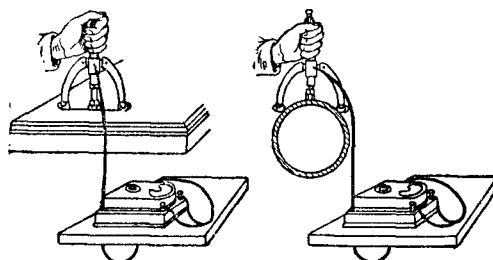
Фиг. 26. Термопара со штуцером для установки в сосудах под давлением

и стационарные. Переносные поверхностные термопары изготавливаются из голых термо-

электродов, имеющих форму ленты, сваренных впритык и смонтированных на приспособлениях, растягивающих ленту (фиг. 27).

Паровозный пирометр ПМТ служит для измерения температуры пара на паровозах в пределах от 0 до 450° С. В комплект пирометра входит: термопара паровозная, милливольтметр ПМТ-46, коробка зажимов и компенсационный провод.

Термопара паровозная (фиг. 28) хромель-копелевая, изготавливается максимальной глу-



Фиг. 27. Поверхностная термопара: а—измерение на плоскости; б—измерение на трубе

биной погружения $L = 170; 300$ и 340 мм и длиной гибкого шланга l , равного соответственно 1 500, 1 370 и 1 330 мм. Глубиной погружения термопары считается расстояние от конца защитной арматуры термопары до начала резьбы штуцера.

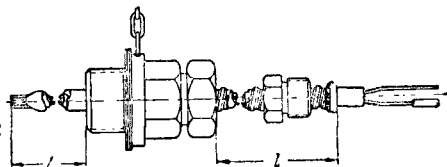
Наиболее распространёнными являются термопары, приведённые в табл. 12.

Таблица 12

Характеристика термопар

Наименование термопары	Обозначение	Длительная измеряемая температура °С	Характеристика термопары
Платинородий-платиновая	ТП-II	1 300	Стационарная. Арматура—фарфоровый чехол, частично заключённый в защитную стальную трубку. Длина от 500 до 2 000 мм. С водяным охлаждением (арматура имеет двойную оболочку), глубина погружения до 1 350 мм.
	ТП-III	1 300	
Хромель-алюмелевая	ТХ-VIII	600	Для измерения температур при давлении до 30 кг/см² со штуцером длиной от 350 до 1 500 мм. Переносная. Для периодического измерения температуры расплавленных лёгких металлов (алюминия и др.). Термопара не имеет арматуры и спаянного рабочего конца. Рабочий конец образуется погружением в расплавленный металл. Для периодического измерения (кратковременным погружением) температуры расплавленных бронз. Рабочая часть арматуры выполнена в виде сменного наконечника из стали ЭИ-87.
	ТХ-XVII	800	
	ТХ-XXIV	1 250 (кратковременно)	
	ТХ-XXV	600	
Хромель-копелевая	ТХК-VIII	600	Для измерения температур при давлении до 30 кг/см². Длина от 350 до 1 500 мм. Без штуцера. Длина от 500 до 3 000 мм. Малоинерционная. Для измерения температуры пара при давлениях до 140 кг/см² и воды при давлениях до 210 кг/см². Рабочая часть арматуры выполнена в виде тела равного сопротивления и рассчитана на высокие скорости измеряемой среды. Для измерения температур выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания при давлении до 4 кг/см².
	ТХК-XIII	600	
	ТХК-XV	500	
	ТХК-XXV	600	
Железо-копелевая	Паровозная	450	Для измерения температур при давлении до 25 кг/см². Для измерения температур при давлении до 30 кг/см².
	ТЖК-VIII	600	

Поправки на температуру свободных концов термопар. Электродвижущая сила, развиваемая термопарой, зависит от температур её рабочего и свободного концов. Так как измерительные приборы к термопарам градуируются при определённой температуре свободного конца термопары, то показания прибора будут верны только в том случае, если температура свободного конца соответствует градуировочной температуре термопары. Во всех других случаях необходимо вводить поправки корректировкой нуля милливольтметра или расчётным путём.



Фиг. 28. Паровозная термопара

В первом случае перед началом измерений ставят стрелку выключенного прибора не на нуль, а на деление шкалы, соответствующее температуре свободных концов.

Во втором случае поправку находят по формуле:

$$t_{ист} = t_{ук} + k(t_1 - t),$$

где $t_{ист}$ — истинная температура;

$t_{ук}$ — температура, показываемая прибором;

t — температура, при которой производилась градуировка;

t_1 — фактическая температура свободного конца;

k — коэффициент, зависящий от рода термопар и от предела измеряемой температуры (табл. 13).

Компенсационные провода. Для обеспечения постоянной температуры свободных концов термопары к ним присоединяют так называемые компенсационные провода, служащие для отвода свободных концов термопары в зону с известной постоянной температурой.

Компенсационные провода изготовляют либо из тех же материалов, что и термопары,

Таблица 13
Величина поправочного коэффициента k при температуре свободных концов $t_1 \approx 100^\circ\text{C}$

$t_{ист}$ °C	Термопары		$t_{ист}$ °C	Термопары		
	ПП	ХА		ХК	ЖК	МК
0	1	1,02	0	1	1	1
200	0,82	0,98	200	0,89	0,92	0,86
400	0,69	0,98	300	0,82	0,91	0,74
600	0,63	0,96	400	0,82	0,91	0,73
800	0,60	0,98	500	0,80	0,91	0,68
1 000	0,55	1,03	600	0,78	0,89	0,65
1 200	0,53	1,10	700	0,79	0,86	—
1 600	0,53	—	800	0,80	0,83	—

либо из материалов, развивающих при низких температурах (порядка до 100°C) э. д. с., равную или близкую э. д. с. термопары. Компенсационные провода являются, по существу, продолжением термопары, выполненным в виде провода.

В табл. 14 и 15 приведены классификация и характеристика компенсационных проводов для термопар.

Термостаты для свободных концов. Для обеспечения постоянства температуры свободных концов места соединений компенсационных проводов с соединительными желательнее помещать в среду с постоянной температурой, например: в коробку холодных спаев, температура в которой измеряется термометром; в термостаты с подогревом или охлаждением проточной водой.

Применяются также земляные термостаты, когда свободные концы в особой защитной трубке опускают в землю на глубину 2—3 м, где температура практически не изменяется.

Градуировка термопар производится двумя способами: по постоянным точкам плавления и кипения химически чистых веществ и сравнением показаний градуируемой термопары с показаниями образцовой термопары. Последний способ более употребителен. Градуировка сводится к определению зависимости

Таблица 14
Классификация компенсационных проводов для термопар (по ВТУ НКЭП 854-41)

Марка и сечение мм ²	Характеристика проводов	Область применения
КПО 2,5	Провод с резиновой изоляцией в общей оплётке, пропитанной противогнилостным составом	Для прокладки в сухих помещениях или газовых трубах при температуре не выше 65°C
КПС 2,5	Провод с резиновой изоляцией в общей оплётке, пропитанной противогнилостным составом, и в свинцовой оболочке	Для прокладки в сырых помещениях, под открытым небом и в местах, где возможно воздействие на провод химических реагентов.
КПП 1,0	Провод с резиновой изоляцией в общей оплётке, пропитанной противогнилостным составом, и в оплётке из стальных или медных проволок	Для установок на транспорте
КПГО 1,0 1,5 1,8 2,5	Провод гибкий с резиновой изоляцией в общей оплётке, пропитанной противогнилостным составом	Для переносных установок при температуре не выше 65°C
КПСБ 0,5	Провод с изоляцией из пропитанной хлопчатобумажной пряжи в свинцовой оболочке	Для прокладки в электрических машинах при температуре не выше 80°C

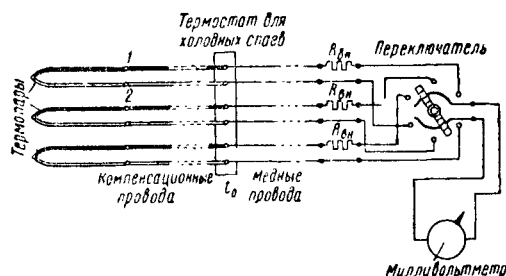
Таблица 15

Характеристика компенсационных проводов

С какими термопарами применяются	Наименование пар металлов компенсационных проводов	Обозначение	Расцветка компенсационных проводов	Сопротивление 1 м компенсационного провода при сечении 1 кв. мм*
Платинородий-платина (ПП)	Медь-сплав ТП	П	Красный — зелёный	0,04
Хромель-алюмель (ХА)	Медь-константан	М	Красный—коричневый	0,50
Хромель-копель (ХК)	Хромель-копель	ХК	Фиолетовый — жёлтый	1,13
Железо-копель (ЖК)	Железо-копель	ЖК	Белый — жёлтый	0,61
Медь-копель (МК)	Медь-копель	МК	Красный — жёлтый	0,50

з. д. с. термопары от температуры рабочего конца при постоянной температуре холодного конца (обычно при 0° С).

Схема включения термопар. При наличии нескольких однотипных термопар можно присоединить их к одному измерительному прибору при помощи переключателя (фиг. 29).



Фиг. 29. Схема присоединения пирометрического милливольтметра к нескольким термопарам

Для соединительных линий применяются медные провода ПР сечением 1,5—2,5 мм². Сопротивление каждой внешней цепи, т. е. сопротивление термопары, компенсационных и соединительных проводов, не должно превышать величины, принятой при градуировке измерительного прибора ($r_{вн}$) и нанесённой на шкале последнего. Для того чтобы сопротивление каждой внешней цепи равнялось величине, принятой при градуировке вторичного прибора, применяют добавочные сопротивления — подгоночные катушки $R_{вн}$.

Для обеспечения точности измерения необходимы: надёжная изоляция термопар, проводов, хорошие контакты в местах соедине-

ния, отсутствие заземлений, устранение при прокладке проводов мест с колебаниями температуры в широких пределах, так как это приводит к изменению сопротивления внешней цепи.

Электрические термометры сопротивления

Определение температуры термометром сопротивления основано на измерении электрического сопротивления проводника, изменяющегося в зависимости от температуры. Отношение $\frac{R_t}{R_0}$, т. е. сопротивления проводника при температуре $t^\circ\text{С}$ (R_t) к сопротивлению при 0° С (R_0), для ряда металлов приведено в табл. 16.

Термометр сопротивления состоит из тонкой металлической проволоки, намотанной на специальном каркасе и, для предохранения от внешних воздействий, заключённой в защитную арматуру. При измерении температуры термометр сопротивления погружается в ту среду, температуру которой определяют. По величине сопротивления термометра судят о температуре измеряемой среды. В лабораторных условиях для измерения электрического сопротивления термометров обычно применяют потенциометр и уравновешенные мосты Уитстона (нулевой метод), а в производственных условиях — автоматические уравновешенные мосты, неуравновешенные мосты и магнитоэлектрические логометры. Достоинством термометров сопротивления по сравнению с термопарами является высокая степень точности измерения и возможность градуировки шкалы прибора на любой температурный интервал в пределах допустимых температур. Недостатком их (по

Таблица 16

Значения $\frac{R_t}{R_0}$

Металл	Температура проводника °С						
	—192	—78	+100	+200	+300	+400	+500
Платина	0,2060	0,6860	1,3920	1,7724	2,1412	2,4984	2,844
Медь	0,1502	0,6602	1,4313	1,8657	2,3075	2,7598	3,225
Никель	0,2985	0,6700	1,5210	2,1777	3,0423	4,0822	4,526

* Сопротивления даны для 1 м провода при последовательном включении положительного и отрицательного электродов.

сравнению с термопарой) является необходимостью источника электрического тока.

Материалами для термометров сопротивления служат чистые металлы: платина, медь и никель. Пределы измерения температуры в зависимости от материала следующие:

Платина	от -120° до $+500^{\circ}$ °C
Медь	от -50° до $+100^{\circ}$ °C
Никель	до $+200^{\circ}$ °C

При измерении температуры в трубопроводах осевое введение прибора, обеспечивающее наибольшую глубину погружения, не всегда возможно, и тогда лучше устанавливать его наклонно к оси трубопровода, а не радиально.

При измерении температуры газа в газопроводах котлов, для уменьшения погрешностей из-за лучистого теплообмена и из-за утечки тепла, применяют пирометры с отсосом

Таблица 17

Характеристика наиболее распространенных термометров сопротивления

Марка	Наименование термометра сопротивления	Пределы измерения °C	Глубина погружения L мм	Предел применения
ЭТ-I	Платиновый с неподвижным штуцером	От -120 до $+500$	От 350 до 1500	Для давлений до 30 кг/см^2 То же
ЭТ-Ia	То же	$-120 +30$	От 350 до 1500	
ЭТ-III	Платиновый с передвижным штуцером	$0 +500$	От 500 до 2000	Для давлений до 3 кг/см^2 То же
ЭТ-IIIa	То же	$-120 +30$	От 500 до 2000	
ЭТ-X	Медный с неподвижным штуцером	$-50 +100$	От 350 до 1500	Для давлений до 30 кг/см^2
ЭТ-XI	Медный с кабельным выводом	$-50 +100$	100	Для давлений до 5 кг/см^2
ЭТ-XII	Медный для помещений	$-50 +100$	—	Для измерения температуры воздуха в жилых и производственных помещениях
ЭТ-XIV	Медный с передвижным штуцером	$-50 +100$	От 500 до 2000	Для давлений до 3 кг/см^2

Для уменьшения погрешности (вследствие изменения температуры и сопротивления проводов, соединяющих термометр с измерительным устройством) применяют высокоомные термометры сопротивления. Платиновые термометры имеют сопротивление 46 ом , а медные 53 ом при температуре 0°C .

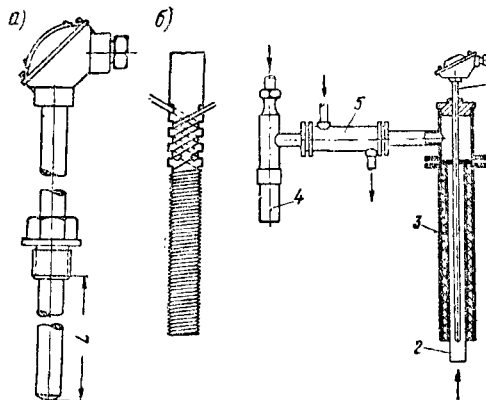
Основные характеристики изготавливаемых термометров сопротивления см. в табл. 17.

В платиновом термометре ЭТ-I (фиг. 30) сопротивление выполнено из платиновой проволоки, намотанной на слюдяную пластинку, и вставлено в металлическую трубку, которая, в свою очередь, помещается в защитную арматуру, имеющую форму трубы с заваренным дном, со штуцерной гайкой и алюминиевой головкой.

Периодическая поверка технических термометров сопротивления, находящихся в эксплуатации, производится путём сравнения их показаний с показаниями образцового термометра в жидкостных термостатах; таким же образом происходит градуировка их.

Ошибки при измерении температур термопарами и термометрами. Для уменьшения ошибок при измерении необходимо прежде всего установить прибор так, чтобы имело место равенство температур измеряемой среды и теплочувствительной части прибора. Для этого необходимо защищать теплочувствительную часть прибора от лучистого теплообмена с горячими и холодными поверхностями и принимать меры к устранению утечки тепла от места измерения. При достаточной глубине погружения прибора в измеряемую среду можно пренебречь ошибками, обусловленными отводом тепла по защитной трубке.

(фиг. 31). Термопара 7 вставлена в трубку 2, покрытую изоляцией, которая, в свою очередь, окружена трубкой 3. Отсос газа производится эжектором 4, при этом отсасываемый газ,



Фиг. 30. Платиновый термометр сопротивления типа ЭТ-I: а—внешний вид; б—обмотка из слюдяной пластинке

Фиг. 31. Термопара с отсосом

прежде чем попасть в эжектор, проходит через холодильник 5. Газ протекает с большой скоростью через трубку 2, что увеличивает коэффициент теплоотдачи от газа к термопаре.

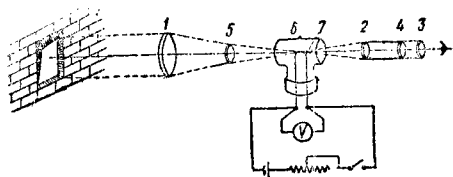
Оптические пирометры

Оптические пирометры (пирометры частичного излучения) позволяют измерять температуру тел, нагретых выше температуры на-

чала видимого свечения, по их яркости, наблюдаемой в лучах определённого цвета и оцениваемой по значению приводимой с нею в фотометрическое равновесие эталонной регулируемой яркости нити электрической лампы накаливания.

Оптический пирометр ОППИР-45 со встроенным показывающим прибором пригоден для периодических измерений двух пределов температуры: от 800 до 1400° С и от 1200 до 2 000° С.

ОППИР-45 (фиг. 32) состоит из следующих элементов.



Фиг. 32. Оптическая и электрическая схемы оптического пирометра ОППИР-45

1. Оптической системы, состоящей из объектива 1, окуляра 2, диафрагмы 3 и монохроматического (красного) светофильтра 4, позволяющего рассматривать в лучах определённого цвета нить лампы на фоне изображения раскалённого тела. При измерении температуры в пределах от 1200 до 2 000° С вводят ослабляющий светофильтр 5.

2. Фотометрической лампы накаливания 6 с регулируемой яркостью нити 7 при помощи реостата.

3. Электроизмерительного прибора (вольтметра), включённого в цепь фотометрической лампы и градуированного непосредственно в градусах температуры нити лампы.

Напряжение аккумуляторной батареи 2—2,6 в. Потребляемый ток около 0,4 а при 1400° С.

Пирометр позволяет измерять температуру на расстоянии от 0,5 до 5 м от исследуемого источника до объектива.

Погрешность прибора в нормальном положении (оптическая ось горизонтальна, шкала — вертикальна) составляет $\pm 1,5\%$ от наибольшего значения шкалы соответствующего предела измерения при определении температуры тела, излучение которого близко к абсолютно чёрному телу.

При наклоне прибора на 45° в любую сторону может возникнуть дополнительная погрешность $\pm 1,5\%$.

Следует избегать измерений пирометром ОППИР-45 в задымленной или запылённой среде, так как в этом случае могут быть заниженные результаты.

Оптические пирометры градуируются по излучению абсолютно чёрного тела; поэтому показываемая прибором температура будет соответствовать истинной температуре измеряемого тела только в том случае, если оно будет абсолютно чёрным.

Во всех случаях практических измерений пирометр указывает так называемую кажущуюся или чёрную температуру, которая ниже истинной. Поэтому в показания прибора необходимо всегда вводить поправки на неполноту излучения (табл. 18). Величина по-

Таблица 18

Поправка на неполноту излучения в °С

Чёрная температура показания пирометра °С	Коэффициент луче- испускания ϵ_λ				
	0,9	0,7	0,5	0,3	0,1
600	5	12	26	44	88
1 000	8	28	53	95	195
1 500	15	52	105	190	400
2 000	23	87	175	240	700

правки увеличивается с уменьшением коэффициента лучеиспускания и с увеличением температуры.

Коэффициенты монохроматического лучеиспускания для некоторых тел, зависящие в основном от состояния поверхности (окислённая или неокислённая) и температуры, приведены в табл. 19.

Таблица 19

Коэффициент монохроматического лучеиспускания (при длине волны $\lambda = 0,65 \mu$ — красный цвет)

Наименование тела	Коэффициент лучеиспускания ϵ_λ
Серебро	0,07
Медь неокислённая	0,11
Медь окислённая	0,70
Сталь жидкая, неокислённая поверхность	0,35—0,40
Сталь твёрдая, неокислённая поверхность	0,35—0,45
Струя стали до 1 375°С	0,70
Струя стали выше 1375°С	0,40
Чугун жидкий с 3,1% С, неокислённая поверхность	0,40—0,45
Чугун жидкий с 3,1% С, окислённая поверхность	0,90—0,95
Струя при выпуске металла из доменной печи	0,50
Сталь легированная жидкая, окислённая поверхность	0,70—0,75
Шлаки жидкие	0,53—0,90
Шамот	0,70—0,80
Графит	0,95

При пользовании оптическим пирометром возможны случаи ложного, преувеличенного определения температуры тела, когда от последнего отражаются лучи постороннего источника света (например солнца).

Радиационные пирометры

Радиационные пирометры (пирометры полного излучения) служат для измерения температуры по тепловому эффекту от излучения накаливаемого тела. Концентрация лучей, исходящих из источника на теплочувствительный орган пирометра, осуществляется с помощью вогнутого зеркала или лучепреломляющей линзы. Приборы с зеркалами называются радиационными пирометрами рефлекторного типа, а пирометры с линзами — рефракторного типа.

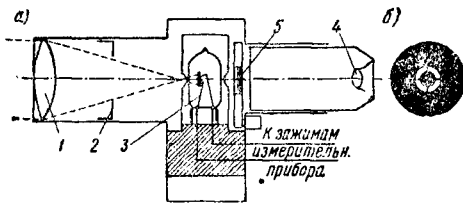
Радиационный пирометр рефракторного типа (РП) предназначен для измерения температуры от 700 до 1800° С. Основной частью РП является телескоп, фиксирующий излуче-

ние раскалённого тела на специально встроенную в телескоп термобатарю. Термобатарея развивает э. д. с., которая измеряется подключённым к телескопу электроизмерительным прибором, отградуированным в °С.

Комплект РП состоит из следующих основных элементов.

1. Приёмника, включающего термобатарю и оптическую систему, соединённую в один блок, называемый телескопом.

2. Защитной арматуры, применяемой для предохранения телескопа от возможных механических повреждений, загрязнений и резких колебаний температур (от —30 до +60° С).

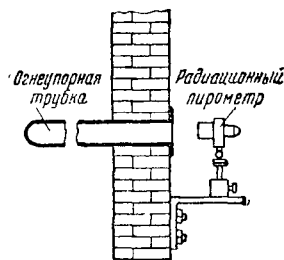


Фиг. 33. Схема телескопа радиационного пирометра РП

3. Одного или двух электроизмерительных приборов следующих типов: ПГУ; ГНКП; СГ; КГ и автоматического потенциометра (см. табл. 20).

4. Панели с уравнительными и эквивалентными катушками, к которой присоединяются телескоп и приборы. Переключки на панели устанавливаются в зависимости от числа и типа подключённых приборов.

На фиг. 33 схематически показан телескоп радиационного пирометра. Поток, излучаемый источником, концентрируется объективом 1 через неподвижную диафрагму 2 на горячем спае 3, четырёх последовательно соединённых термопар, рабочие концы которых должны быть расположены на кружке (или крестике) зачёрненной платиновой фольги. Термопара помещена в стеклянную колбу, наполненную газом. Наводка на фокус производится при помощи окуляра 4. Для защиты глаза перед окуляром можно включить цветное стекло 5. При наводке телескопа необходимо добиться такого положения, чтобы видимое изображение измеряемого тела перекрывало горячие спаи термопары и чтобы в то же время оно находилось в центре видимого фона (фиг. 33, б).



Фиг. 34. Схема установки радиационного пирометра при измерении температуры внутри печи

Радационные пирометры имеют преимущество перед оптическими, так как допускают измерение температуры независимо от наблюдателя и дают возможность применения самопишущих, сигнализирующих и тому подобных приборов.

Радационные пирометры выполняются переносными (РП) и стационарными (РПС). Основная погрешность комплекта РП должна быть не более $\pm 3\%$ от верхнего предела показаний прибора ($\pm 54^\circ \text{C}$) при следующих условиях:

1. Измерение температуры производится на излучателе, близком по свойствам излучения к абсолютно чёрному телу.

2. Диаметр излучателя не менее $\frac{1}{10}$ расстояния между телескопом и излучающей поверхностью.

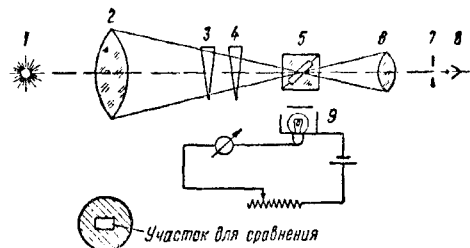
3. Расстояние от телескопов до излучателя должно быть $1 \text{ м} \pm 10 \text{ см}$.

4. Температура окружающей среды $+20 \pm 2^\circ \text{C}$.

Вследствие невозможности введения поправки на неполную черноту тела радиационные пирометры применяются главным образом для измерения температуры в местах, где имеется возможность заделать «чёрный» излучатель, в виде блока или тонкостенной трубки (фиг. 34) диаметром 60—80 мм, длиной 700—800 мм, изготовленных из материалов с большим коэффициентом лучеиспускания. При этом создаются условия, практически аналогичные измерению абсолютно чёрного тела.

Цветовые пирометры

Принцип измерения основан на определении цвета измеряемого тела по отношению интенсивности излучения для двух длин волн, лежащих не очень близко друг к другу в видимой части спектра, а именно для пирометра «Биоптикс» (фиг. 35), соответствующих красному и зелёному цветам.



Фиг. 35. Схема цветного пирометра

Лучи тела 1, температура которого измеряется, проходят линзу объектива 2, окуляр 6, диафрагму 7 и попадают в глаз наблюдателя 8. Вихроматический клин 3 пропускает только красные и зелёные лучи, причём вращением клина можно изменять отношения интенсивности обоих лучей; 4 — нейтральный клин, вращением которого можно измерять яркость лучей; 5 — стеклянный, частично посеребрённый по диагонали кубик, при помощи которого лучи фотометрической лампы 9 приводятся в оптический контакт с лучами исследуемого тела. Перед лампой, сила тока которой регулируется, помещается фильтр, пропускающий только красные и зелёные лучи. При пользовании прибором клинья 3 и 4 перемещаются до совпадения цвета и яркости исследуемого тела и лампы 9, в результате чего исчезает демаркационная черта. «Цветовая» температура отсчитывается на шкале клина 3,

чёрная», измеренная по яркости красных + зелёных лучей, — на шкале дымчатого клина 4. Определяя одновременно «цветовую» и «чёрную» температуры, можно судить, насколько цвет данного тела близок к цвету абсолютно чёрного тела, и по разности «цветовой»* и «чёрной» температур можно подсчитать истинную температуру. При применении дымчатого фильтра на шкале клина 3 можно получить отсчёты, отличающиеся от значений истинной температуры не более чем на 10°C .

ЭЛЕКТРОИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ, ЗАПИСИ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ

Для измерения, записи и регулирования температуры применяются следующие приборы со шкалой в единицах температуры стиградусной шкалы ($^{\circ}\text{C}$):

а) милливольтметры магнитоэлектрической системы;

б) потенциометры постоянного тока — автоматические и с наводкой;

в) уравновешенные и неуравновешенные мосты постоянного тока — автоматические и с наводкой;

г) логометры магнитоэлектрической, электромагнитной и ферродинамической системы.

Электрические приборы для теплотехнических измерений, как то: милливольтметры, логометры и др., предназначены для работы в окружающей среде с относительной влажностью от 30 до 80% при температуре от $+10$ до $+50^{\circ}\text{C}$.

К л а с с и ф и к а ц и я измерительных приборов:

По применению: а) переносные, б) стационарные (щитовые).

По типу указательного устройства: а) показывающие, б) самопишущие, в) контактные.

По форме корпуса: а) выступающие (настенные), б) утопленные, в) универсальные.

По конструкции корпуса: а) обыкновенные, б) брызгонепроницаемые, в) герметические.

По числу обслуживаемых точек: а) одноточечные, б) многоточечные (на 2, 3 и более точек).

По числу измерительных механизмов (или стрелок): а) однострелочные, б) двух-, трёх- и многострелочные.

По устойчивости* в отношении механических воздействий на механизм прибора: а) обыкновенные, б) тряскоустойчивые, в) вибрационно устойчивые.

По степени точности: классы приборов 0,5; 1,0; 1,5; 2,5 и 4.

В табл. 20 даны наименования и область применения основных электроизмерительных

Т а б л и ц а 20

Основные электроизмерительные приборы, применяемые в комплектах пирометров для измерения температуры

Тип и назначение	Обозначения	Применение
<i>Милливольтметры пирометрические (гальванометры)</i>		
Переносный, контрольный, показывающий	ГПКП и ГНКП	В комплекте с неблагородными (ГНКП) и платиновыми (ГПКП) термопарами или с телескопом радиационного пирометра, а также в качестве нулевого прибора в мостовых и компенсационных схемах
Стационарный, показывающий	ГНЗС	В комплекте с термопарами, с телескопом радиационного пирометра и с термометрами сопротивления по схеме неуравновешенного моста. Предназначен для выступающего монтажа
С профильной шкалой, показывающий	ПГУ	То же, что и прибор ГНЗС, но предназначен для утопленного монтажа
С профильной шкалой, самопишущий	СГ	В комплекте с термопарами и с телескопом радиационного пирометра. Запись измерений в одной, трёх или шести точках. Привод диаграммной бумаги от синхронного двигателя
С профильной шкалой, контактный	КГ	В комплекте с термопарами и с телескопом радиационного пирометра для измерения и трёхпозиционного регулирования температуры
Транспортный, тряскоустойчивый, показывающий	ПМТ-46	В комплекте с термопарой паровозного типа для измерения пара на паровозах от 0° до 450°C

* Цветовой температурой исследуемого тела называют температуру абсолютно чёрного тела, при которой оно имеет такое же распределение энергии в спектре (воспринимаемое глазом, как такой же цвет), как и исследуемое тело.

приборов, применяемых при измерении температур термопарами, термометрами сопротивления, оптическими и радиационными пирометрами.

Продолжение табл. 20

Тип и назначение	Обозначения	Применение
<i>Логометры</i>		
С профильной шкалой, показывающий	ЛМПУ	В комплекте с термометрами сопротивления. Прибор предназначен для утолщенного монтажа
С профильной шкалой, самопишущий	СЛМ	В комплекте с термометрами сопротивления. Запись измерений в одной, трёх или шести точках. Привод диаграммной бумаги от синхронного двигателя
<i>Автоматические потенциометры и уравновешенные мосты</i>		
Потенциометр автоматический самопишущий или показывающий	СП	В комплекте с термопарами и с телескопом радиационного пирометра. Запись измерений в одной, двух, трёх, четырёх и шести точках. Привод диаграммной бумаги от синхронного двигателя переменного тока
Потенциометр автоматический, самопишущий или показывающий, с электрическим регулирующим устройством	СПР	В комплекте с термопарами и с телескопом радиационного пирометра для измерения и позиционного регулирования температуры. Запись измерений в одной, двух, трёх, четырёх точках. Регулирование с переключением на одну точку. Привод диаграммной бумаги от синхронного двигателя
Потенциометр автоматический, самопишущий или показывающий, с пневматическим регулирующим устройством	СПРП	То же, что и потенциометр СПР
Потенциометр переносный	ПП	Для измерения малых величин э. д. с. термопар в пределах от 0 до 71 мВ
Потенциометр прецизионный переносный	ПМС-48	Применяется для измерения э. д. с. термопар в пределах от 0 до 100 мВ
Уравновешенный мост автоматический, самопишущий или показывающий	АУМ	В комплекте с термометрами сопротивления. Запись измерения в одной, двух, трёх, четырёх или шести точках. Привод диаграммной бумаги от синхронного двигателя
Уравновешенный мост автоматический, самопишущий или показывающий, с электрическим регулирующим устройством	АУМР	В комплекте с термометрами сопротивления для измерения и позиционного регулирования температуры. Запись измерений в одной, двух, трёх, четырёх или шести точках. Регулирование с переключением на одну точку. Привод диаграммной бумаги от синхронного двигателя
Уравновешенный мост автоматический, самопишущий или показывающий, с пневматическим регулирующим устройством	АУМРП	То же, что и мост АУМР

Пределы измерений стандартных шкал электроизмерительных приборов, а также величины внешних сопротивлений приведены в ГОСТ 3049-45.

Изменение показаний прибора, обусловленное только изменением температуры окружающего воздуха на $\pm 10^\circ \text{C}$ от $+20^\circ \text{C}$ или от температуры, указанной на шкале прибора, вычисленное в процентах данного показания, не должно превышать значений, приведённых в табл. 21. Значения этой погрешности следует прибавлять к основной.

Для вычисления поправочного коэффициента, на который надо умножить показания приборов, следует пользоваться уравнением:

$$k = 1 + \alpha (t_{\text{окр}} - 20),$$

где α — температурный коэффициент прибора;
 $t_{\text{окр}}$ — температура окружающей среды в $^\circ \text{C}$;
 20 — нормальная температура прибора в $^\circ \text{C}$.

Таблица 21

Влияние температуры на погрешность приборов

Класс прибора	Погрешность в % от данного показания прибора
0,5	$\pm 0,5$
1,0	$\pm 1,0$
1,5	$\pm 1,5$
2,5	$\pm 2,5$
4,0	$\pm 4,0$

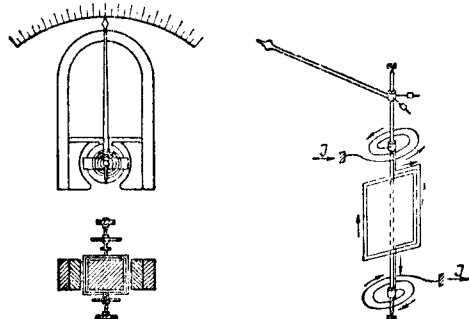
Значение коэффициента α для приборов с магнитным шунтом пишется на шкале прибора (обычно $\alpha < 0,001$). Для приборов без магнитного шунта значение α вычисляется по сопротивлению рамки R_p и общему сопротивлению прибора $R_{общ}$ или величине добавочного сопротивления прибора $R_{доб} = R_{общ} - R_p$. Данные о величине этих сопротивлений всегда помещаются на шкале прибора (если не указан коэффициент α). Тогда температурный коэффициент α вычисляется по уравнению:

$$\alpha = 0,04 \frac{R_p}{R_{общ}}$$

У приборов классов 1,5; 2,5 и 4,0, предназначенных для работы в термоэлектрическом комплекте и имеющих автоматическую компенсацию влияния температуры окружающей среды на показания прибора, температурная погрешность отдельно не определяется.

Пирометрические милливольтметры

Пирометрическими милливольтметрами называются чувствительные милливольтметры (гальванометры), применяемые при измерении



Фиг. 36. Магнитоэлектрический милливольтметр (схема и путь тока)

температуры термопарами, термометрами сопротивления и оптическими пирометрами. Электродвижущие силы, измеряемые милливольтметрами, находятся в интервале от 5 до 45 мВ. Шкала их часто, помимо делений в градусах международной шкалы, имеет также деления в милливольтмах.

Принцип работы пирометрического милливольтметра основан на взаимодействии между проводником, по которому протекает электрический ток, и магнитным полем постоянного магнита. Проводником является рамка, выполняемая из ряда последовательно соединенных витков изолированной проволоки (фиг. 36). Внутри рамки помещают неподвижный цилиндрический сердечник из мягкой стали. Рамка вращается в кольцевом зазоре между сердечником и полюсными наконечниками. Подвижная система прибора покоится на двух стальных кернах, опорами для которых служат агатовые подпятники. Рамка жестко связана со стрелкой прибора. Милливольтметры с подвижной системой на кернах изготавливаются с вертикальной и горизонтальной осью вращения. В более чувствительных милливольтметрах подвижная си-

стема подвешивается на нитях или лентах из фосфористой бронзы. Трение в опорах играет существенную роль в милливольтметрах, так как небольшие силы тока в рамке обуславливают незначительный вращающий момент. Погрешности вызываются неравномерностью подвижной системы и неточностью изготовления шкалы прибора. Так как изменение сопротивления соединительной (внешней) цепи окажет на показания милливольтметра тем меньшее влияние, чем большим будет общее сопротивление прибора, то при точных измерениях необходимо применять милливольтметры с большим сопротивлением (порядка 500 Ом) или же вносить поправку в показания прибора на изменение сопротивления подводящих проводов.

Необходимо учитывать также возможные погрешности от электростатических и магнитных полей.

Погрешность милливольтметров составляет от 0,5 до 2,5%.

Показывающие милливольтметры с горизонтальной осью применяются в комплекте только с термопарами из неблагородных металлов.

Милливольтметры с вертикальной осью изготавливаются как переносные, так и стационарные и применяются с термопарами из благородных и неблагородных металлов.

Стационарные приборы, изготавливаемые с профильной шкалой, предназначаются для монтажа на щитах, так как, благодаря прямоугольной форме передней части прибора, возможен достаточно удобный и компактный монтаж.

Зеркальные милливольтметры являются наиболее чувствительными приборами из числа пирометрических милливольтметров и применяются главным образом в лабораториях.

Самопишущий милливольтметр (СГ) предназначен для автоматической записи температурных кривых одной, трех или шести термопар на бумажной ленте. В последних случаях милливольтметр периодически подключается к той или иной термопаре при помощи автоматических двухполюсных ртутно-стеклянных переключателей.

Передвижение бумаги, перемена цветов записи, сама запись, переключение термопар — всё осуществляется с помощью синхронного двигателя и специального кинематического механизма.

Контактный милливольтметр (КГ) служит для сигнализации и регулирования температуры. КГ имеет падающую дужку, которая в отличие от СГ не осуществляет записи температурных кривых, а через стрелку включает в зависимости от положения последней тот или иной ртутный выключатель. Последние электрически связаны или со световым (звуковым) сигналом или с исполнительным механизмом.

Милливольтметр транспортный ПМТ-46, входящий в комплект паровозного пирометра ПМТ, магнитоэлектрический, тряскоустойчивый, класса 2,5.

Суммарная погрешность милливольтметра при температуре окружающего воздуха от $+8$ до $+60^\circ\text{C}$ не должна превышать величины $(\pm 2,5 + 0,08t)\%$, где t — отклонение температуры воздуха от $+20^\circ\text{C}$.

Потенциометры

Потенциометрами называются приборы, посредством которых производится измерение электрических величин (например, сопротивления, электродвижущей силы) компенсационным методом, заключающимся в том, что измеряемой э. д. с. или падению напряжения противопоставляется другая известная величина падения напряжения. В момент измерения противопоставляемые величины равны друг другу, а потому ток в измеряемой цепи равен нулю, что исключает погрешность из-за изменения сопротивления внешней цепи и из-за изменения температуры воздуха у прибора. Это является существенным преимуществом по сравнению с пирометрическими милливольтметрами. Недостатки — высокая стоимость и сложность.

Потенциометры применяются лабораторные, переносные и автоматические и служат как для измерения, так и для регулирования температуры.

Погрешности потенциометров лабораторных $\pm 0,1\%$, переносных $\pm 0,25\%$ и автоматических $\pm 0,6\%$ от максимального значения шкалы.

Измерение термоэлектродвижущей силы потенциометром. Принципиальная схема потенциометра показана на фиг. 37. Она рассчитана на постоянную силу тока в так называемой компенсационной цепи. В компенсационную цепь, питаемую аккумулятором A , включены: регулировочное сопротивление r , постоянное сопротивление R_{H3} и сопротивление R_p , вдоль которого перемещается скользящий контакт C . Величина R_p и сила тока I , протекающего от батареи по компенсационной цепи $ArR_{H3}R_pA$, определяют пределы измерения прибора. К компенсационной цепи с помощью переключателя Π можно присоединить цепь нормального элемента или цепь термопары. Обычно берут нормальный элемент Вестона, развивающий при 20°C постоянную э. д. с., равную $1,0183$ в, и обладающий небольшим температурным коэффициентом ($0,04\%$ на 1°C). При замыкании переключателя Π на точку 1 нормальный элемент НЭ оказывается присоединённым последовательно с нуль-прибором НП. Ток в цепи аккумулятора регулируется реостатом r до тех пор, пока падение напряжения на R_{H3} не будет равно э. д. с. нормального элемента E_{H3} . При этом тока в цепи нормального элемента не будет и стрелка нуль-прибора будет находиться на нуле, т. е. $IR_{H3} = E_{H3}$. Затем переключатель Π ставят в положение 2 и перемещают движок C вдоль реохорда R_p так, чтобы падение напряжения в левой части реохорда (между C и R_{H3}) с сопротивлением R_p' было равно э. д. с. термопары, т. е. $E_T = I \cdot R_p'$. Отсюда:

$$E_T = \frac{E_{H3}}{R_{H3}} \cdot R_p'$$

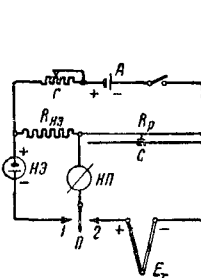
Так как E_{H3} и R_{H3} — постоянные величины, то измерение э. д. с. термопары сводится к отсчёту R_p' по положению движка реохорда, которое может быть произведено весьма точно.

В автоматических потенциометрах уравнивание э. д. с. термопары производится не вручную, а автоматически, с помощью специального балансирующего механизма.

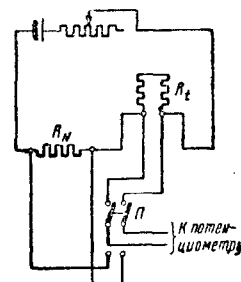
Влияние температуры свободных концов термопары на показания устраняется в автоматических потенциометрах введением в схему сопротивления, выполненного из никелевой или медной проволоки.

Все самопишущие автоматические потенциометры снабжаются обычно специальным устройством для автоматического введения поправки на изменение ширины диаграммной ленты с изменением влажности воздуха, так как это может вызвать дополнительную погрешность, достигающую величины основной погрешности.

Потенциометрический метод измерения сопротивления термометров (фиг. 38). Включённые последовательно в одну цепь с источником тока термометр сопротивления R_t и образцовое сопротивление R_N присоединяются к потенциометру при помощи пере-



Фиг. 37. Принципиальная схема потенциометра с постоянной силой тока в компенсационной цепи



Фиг. 38. Схема потенциометрического метода для измерения сопротивления

ключателя Π . Сила тока I в цепи поддерживается постоянной с помощью регулировочного реостата, о чём судят по разности потенциалов U_N на сопротивлении R_N .

Путём соответствующего подключения потенциометра последовательно измеряются напряжения U_t на термометре сопротивления R_t и U_N . Сопротивление термометра при этом находят из выражений:

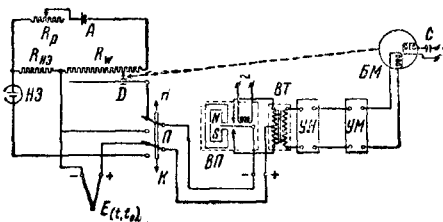
$$U_t = IR_t; \quad U_N = IR_N;$$

$$R_t = \frac{U_t}{U_N} \cdot R_N.$$

Электронный потенциометр позволяет обеспечить непрерывное уравнивание, значительно упростить кинематику балансирующего механизма обычного автоматического потенциометра и резко уменьшить цикличность его работы (с 3,6 сек. до сотых долей секунды).

На фиг. 39 представлена принципиальная схема автоматического потенциометра с электронным усилителем и непрерывной компенсацией, включающая: A — сухой элемент (аккумулятор); R_p — регулировочный реостат; R_{H3} — постоянное сопротивление; D — движок, перемещаемый балансирующим мотором; $E(t$,

t_0) — термопару; Π — ключ (имеет два положения: K — подгонка силы тока; I — измерение); $ВП$ — вибрационный переключатель; $ВТ$ — входной трансформатор; $УН$ — электронный усилитель напряжения; $УМ$ — электронный усилитель мощности; $БМ$ — балансирующий мотор, связанный с движком реохорда и указательной стрелкой прибора; C — конденсатор; $НЭ$ — нормальный элемент.

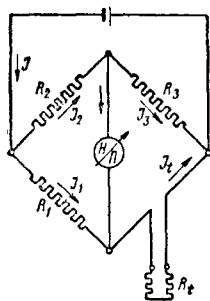


Фиг. 39. Принципиальная схема автоматического потенциометра с электронным усилителем и непрерывной балансировкой

Нескомпенсированная э. д. с. в цепи термопары посредством вибрационного переключателя и входного трансформатора преобразуется в переменное напряжение, частота которого определяется частотой тока, питающего обмотку возбуждения вибрационного переключателя.

Преобразованное напряжение нескомпенсированного тока цепи термопары с вторичной обмотки входного трансформатора подается на вход электронного усилителя напряжения, а затем и мощности. На выход усилителя мощности включена одна из обмоток балансирующего мотора, представляющего собой двухфазный асинхронный двигатель. Вторая обмотка балансирующего мотора через конденсатор C присоединена к сети переменного тока.

Вращение балансирующего мотора в ту или другую сторону зависит от знака нескомпенсированной э. д. с. в цепи термопары. Если



Фиг. 40. Схема уравновешенного моста Уитстона

Схема моста с включенным термометром сопротивления R_t дана на фиг. 40, где R_1 и R_2 — известные сопротивления, а R_3 — магазин сопротивлений. Если мост уравновешен,

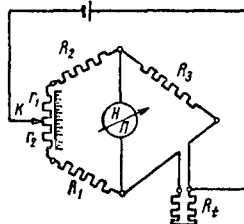
т. е. $I_{\text{м.т.}} = 0$, то $R_t = \frac{R_1}{R_2} R_3$, т. е. каждому значению сопротивления термометра

R_t соответствует вполне определенная величина сопротивления R_3 , при постоянном выбранном отношении плеч $R_1: R_2$. Точность измерений по методу уравновешенного моста не зависит от колебаний напряжения источника и достигает 0,5%.

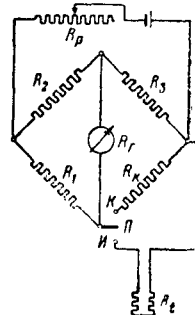
Автоматические уравновешенные мосты. Схема по существу ничем не отличается от схемы уравновешенного (лабораторного) моста Уитстона, за исключением того, что уравновешивание производится автоматически с помощью двигателя и балансирующего механизма, полностью аналогичного механизму автоматического потенциометра. В схеме автоматического уравновешенного моста (фиг. 41) использована трёхпроводная система включения термометра в мост, что практически устраняет погрешность от изменения сопротивления соединительных проводов при изменении температуры окружающей среды. R_1, R_2 и R_3 — постоянные сопротивления; r_1, r_2 — сопротивления плеч реохорда; R_t — сопротивление термометра. Равновесие моста достигается изменением сопротивления плеч $R_1 + r_2$ и $R_2 + r_1$ при постоянном сопротивлении R_3 с помощью передвигающегося вдоль реохорда движка K .

Точность измерений $\pm 0,6\%$ от максимального значения шкалы.

Неуравновешенные мосты Уитстона. На



Фиг. 41. Схема автоматического уравновешенного моста Уитстона



Фиг. 42. Схема неуравновешенного моста Уитстона

фиг. 42 показана принципиальная схема, где R_1, R_2 и R_3 — постоянные сопротивления плеч моста; R_t — сопротивление термометра; R_f — сопротивление милливольтметра; R_p — регулировочное сопротивление; R_k — контрольное сопротивление; Π — переключатель для включения термометра сопротивления (положение I), или контрольного сопротивления (положение K). Если при положении I переключателя сопротивление термометра изменится, то через милливольтметр потечёт ток.

Сила тока, протекающего через гальванометр, включённый в диагональ неуравновешенного моста, выражается уравнением:

$$I = U \frac{R_1 R_3 - R_2 R_t}{k},$$

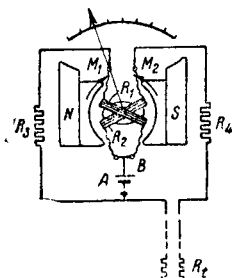
где U — напряжение от батареи на вершинах моста, поддерживаемое постоянным при помощи регулировочного сопротивления R_p . Для контроля служит сопротивление R_k , при включении которого стрелка милливольт-

метра должна устанавливаться на контрольной точке шкалы;

$$k = R_r (R_1 + R_t) (R_2 + R_3) + R_2 R_3 (R_1 + R_t) + R_1 R_t (R_2 + R_3).$$

Логометры

Логометры, или омметры, являются наиболее распространенными приборами в промышленных измерениях температуры при помощи термометров сопротивления. Принцип работы данных приборов заключается в следующем: в поле постоянного магнита (фиг. 43) помещена подвижная система из двух электрически раздельных, но механически связанных рамок из тонкой медной проволоки (R_1 и R_2). При включении аккумулятора



Фиг. 43. Схема логометра

А в цепь ток разветвится и одна часть пойдет через постоянное манганиновое сопротивление R_3 и рамку R_1 к точке В. Другая часть тока пойдет через термометр сопротивления R_t , подгоночное сопротивление R_4 и рамку R_2 . Если $R_3 = R_t + R_4$ и $R_1 = R_2$, то и токи в обеих катушках будут равны. Следовательно, будут равны направленные в разные стороны вращающие моменты катушек M_1 и M_2 . При изменении температуры или, что то же, сопротивления термометра R_t , наступает неравенство вращающих моментов, вызывающее поворот подвижной системы и связанной с нею стрелки прибора. Для подводки к рамкам тока применяются проводники малого сечения и малой упругости — безмоментные вводы из тонкой золотой ленты. Для того чтобы при отключении прибора стрелка не занимала любое безразличное положение, применяется специальное электромагнитное устройство, возвращающее стрелку к нулевому положению.

Погрешность логометров составляет $\pm 1 - 1,5\%$.

СРОКИ ПОВЕРКИ ПРИБОРОВ

Таблица 23

Род тока, напряжения и мощности приборов для измерения температуры

Сроки обязательной государственной поверки приборов для измерения температуры [7]

Тип прибора	Род тока и частота	Напряжение, в	Средняя потребляемая мощность, вт
Логометры, показывающие и самопишущие (измерительные цепи) ..	Постоянный	4	0,34÷1,4
Логометры самопишущие, синхронный двигатель ..	Переменный 50 гц	12	От 6 до 10
Милливольтметр самопишущий, синхронный двигатель	То же	12	От 6 до 10
Милливольтметр контактный, синхронный двигатель	» »	12	От 6 до 10
Автоматический потенциометр (измерительная цепь) ..	Постоянный	1,2—1,4	От 0,005 до 0,027
Автоматический уравновешенный мост (измерительная цепь)	То же	1,2—1,4	От 0,003 до 0,01
Автоматический потенциометр и уравновешенный мост, мотор	Переменный 50 гц	220	60
Манометрический термометр самопишущий, синхронный двигатель ..	То же	110—127	3,2÷4,4

Наименование приборов	Сроки поверки
Образцовые ртутные термометры	Один раз в 1 год
Ртутные и жидкостные термометры: технические и лабораторные	При выпуске из производства или ремонта
Термометры до 100° и 300°С с ценой деления 0,1 и 0,2 °С	Один раз в 2 года
Термометры манометрические	То же
Термометры сопротивления образцовые	Один раз в 1 год
Термометры сопротивления лабораторные	Один раз в 2 года
Термопары образцовые ..	Один раз в 1 год
Термопары	Один раз в 2 года
Оптические и радиационные пирометры образцовые	Один раз в 1 год
Оптические и радиационные пирометры	Один раз в 2 года
Потенциометры постоянного и переменного тока лабораторные и технические	То же
Мосты постоянного и переменного тока лабораторные и технические	» »
Милливольтметры, миллиамперметры класса 1,0; 1,5 и 2,5	» »
Гальванометры нулевой ..	При выпуске из производства или ремонта

ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ

ТЕРМИНОЛОГИЯ И ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЙ

Абсолютное давление (p_a) — полное давление, под которым находится жидкость, пар или газ.

Атмосферное (барометрическое) давление (p_a) — давление окружающего воздуха, измеряемое барометром.

Избыточное давление (p) — разность между абсолютным давлением, боль-

шим чем атмосферное, и атмосферным давлением:

$$p = p_a - p_v.$$

Разрежение (вакуум) (p_h) — разность между атмосферным давлением и абсолютным давлением, меньшим, чем атмосферное:

$$p_h = p_a - p_a.$$

Действительное значение (измеряемого) давления (p_e) — значение давления, определяемое посредством образцовых приборов.

Давление, равное 1 кг/см^2 , называется технической атмосферой. Физическая атмосфера равна $1,033$ технической атмосферы.

Давление также измеряется высотой столба жидкости, чаще всего ртути или воды.

Единицы измерения давления см. ТСЖ, т. I, стр. 606.

Соотношения между величинами давления: $1 \text{ кг/см}^2 = 0,986 \text{ физ. ат.} = 0,98 \text{ гектопезы} = 735,56 \text{ мм рт. ст. (при } 0^\circ \text{ C)} = 10 \text{ м вод. ст. (при } 4^\circ \text{ C)} = 9,81 \cdot 10^5 \text{ бар (1 пьеза} = 1 \frac{\text{стен}}{\text{м}^2}; 1 \text{ стен} = 10^6 \text{ дин.)}$

КЛАССИФИКАЦИЯ ПРИБОРОВ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ

По роду измеряемого давления различают следующие приборы давления (см. табл. 24).

Манометры — приборы для измерения избыточного давления.

Вакуумметры — для измерения разрежения.

Мановакуумметры — для измерения давления и разрежения.

Микроманометры — для измерения давления, разрежения и разности давлений в пределах до 500 мм рт. ст.

Дифференциальные манометры — для измерения разности давлений.

Барометры — для измерения атмосферного давления.

Манометры абсолютного давления — для измерения абсолютного давления.

По принципу действия приборы разделяются на:

жидкостные, в которых измеряемое давление (или разрежение) уравновешивается давлением столба жидкости соответствующей высоты;

пружинные, в которых давление определяется путём замера величины деформации различного рода упругих элементов (трубка, мембрана, сильфон и т. д.), получающейся под действием измеряемого давления; поршневые, в которых измеряемое или воспроизводимое давление определяется нагрузкой на поршень, перемещающийся в цилиндре с измеряемой средой;

электрические, в которых давление определяется изменением параметров элементов электрической цепи (сопротивления или ёмкости), изменяющихся под действием измеряемого давления;

пьезоэлектрические, в которых давление определяется измерением электрического заряда от пьезоэлектрического эффекта, получаемого под действием измеряемого давления.

По точности показаний приборы разделяются на следующие классы (табл. 25), обозначения которых соответствуют наибольшим значениям допустимых основных по-

Таблица 24

Наименование, род измеряемого давления и градуировка шкал приборов давления
(по ГОСТ 1646-42)

Наименование приборов	Зона и направление измерения			Градуировка шкал					
	разреже- ние	0	давление	кг/м ²	мм вод. ст.	кг/см ²	мм рт. ст.	бары	услов- ные едини- цы
Манометры			→	+	+	+	+	—	+
Вакуумметры	←			+	—	+	+	—	+
Мановакуумметры	←		→	+	+	+	+	—	+
Микроманометры (пре- дельное значение шкалы не превышает 500 мм рт. ст.)	←		→	—	+	—	+	—	+
Дифференциальные манометры			→ Δ ←	+	+	+	+	—	+
Барометры (атмосферного давления)			→	—	—	—	+	+	+
Манометры абсолютного давления			→	+	—	+	+	—	+

Примечания. 1. Знаком + отмечены стандартные градуировки шкал.
2. Знак Δ означает разность давлений.

Т а б л и ц а 25

Допустимые погрешности приборов

Класс точности	0,005	0,02	0,05	0,1	0,2	0,5	1,0	1,5	2,5	4,0	6,0
Допустимая погрешность в %	±0,005	±0,02	±0,05	±0,1	±0,2	±0,5	±1,0	±1,5	±2,5	±4,0	±6,0

грешностей, выраженных в процентах предельного значения шкалы прибора. У приборов с двусторонней шкалой допустимая погрешность выражается в процентах суммы верхнего и нижнего пределов измерения; у приборов с безнулевой шкалой — в процентах разности между верхним и нижним пределами измерения прибора.

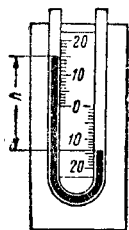
Для манометров, служащих для грубых измерений (определение наличия или отсутствия давления), допускается погрешность до ±10%. Для манометров и вакуумметров пружинных образцовых допускается погрешность ±0,35%.

Приборы класса точности 1,5 и выше называются рабочими; класса точности 0,5 и 1,0 — контрольными; класса точности 0,35 и ниже — образцовыми. Контрольные приборы служат для контроля рабочих приборов.

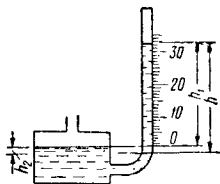
По характеру работы приборы разделяются на: а) показывающие, б) самопишущие или регистрирующие, в) контактные — для сигнализации наибольшего и наименьшего допустимых давлений и для автоматического управления и регулирования.

ЖИДКОСТНЫЕ ПРИБОРЫ

Жидкостные манометры применяются для измерения малых давлений (до 1 кг/см²). Наибольшая допустимая величина измеряемого давления зависит от рода жидкости, длины



Фиг. 44.
U-образный
манометр



Фиг. 45. Схема чашечного манометра

стеклянной трубки или количества трубок и их длины, если манометр состоит из системы трубок. Наибольшая точность отсчета величины давления без применения при наблюдениях оптических приспособлений не превосходит 0,2 мм жидкостного столба, а с применением оптических приспособлений достигает 0,005 мм.

U-образный манометр является простейшим прибором для измерения небольших (до 1 кг/см²) давлений, разрежений и перепадов давлений. Прибор (фиг. 44) представляет изогнутую стеклянную трубку, залитую до половины высоты рабочей жидкостью (ртуть, спирт, подкрашенная вода). На доске

крепится шкала, при помощи которой определяется разность уровней в трубках. Для измерения давления один конец трубки соединяют с измеряемой средой, а второй остается открытым. Величина измеряемого давления (или разрежения) определяется из выражения $P = h\gamma$ кг/см², где h — разность уровней в обеих трубках в см, γ — удельный вес жидкости в кг/см³.

При точных измерениях необходимо делать поправку на температуру окружающей среды и величину ускорения силы тяжести.

Разность уровней приводится к условиям нормальной температуры (0°С для ртути и +4°С для воды) по формуле:

$$h_0 = h_t - (\alpha - \beta) \cdot h_t \cdot t,$$

где α — коэффициент объемного расширения, равный для ртути 0,000182 и воды — 0,0001;

β — коэффициент линейного расширения шкалы, равный для латуни 0,000019 и стекла — 0,000008;

h_t — разность уровней при температуре $t^\circ\text{C}$.

Приведенное давление ($p_{прив}$) определяется по формуле

$$p_{прив} = h_0 \gamma_0 \frac{g_0}{g},$$

где γ_0 — удельный вес жидкости в кг/см³ при нормальной температуре;

g — нормальное ускорение силы тяжести = 980,665 см/сек²;

g_ϕ — ускорение силы тяжести при географической широте ϕ и высоте над уровнем моря H (в м); $g_\phi = 980,665 [1 - 0,026 \cos 2\phi - 0,0000002 H]$ см/сек². Наибольшая поправка для приведения давления к нормальному ускорению силы тяжести на территории СССР достигает 0,2%.

Чашечный манометр (фиг. 45) представляет собою видоизмененный U-образный манометр, у которого одно колено трубки выполнено в виде сосуда. Измеряемое давление действует на поверхность широкого сосуда и поднимает жидкость по стеклянной измерительной трубке. Действительное давление, выраженное высотой столба жидкости, будет $h = h_1 + h_2$, где h_1 — высота подъема жидкости в измерительной трубке и h_2 — высота опускания жидкости в широком сосуде.

Так как

$$F_1 h_1 = F_2 h_2,$$

то

$$h = h_1 \left[1 + \frac{F_1}{F_2} \right],$$

где F_1 — площадь стеклянной трубки и F_2 — площадь широкого сосуда.

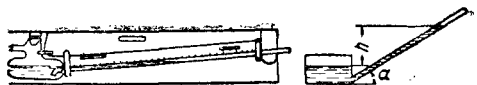
Если давление измеряется в $\text{кг}/\text{см}^2$, то

$$p = h \gamma = h_1 \gamma \cdot \left[1 + \frac{F_1}{F_2} \right],$$

где h выражено в см , а γ — в $\text{кг}/\text{см}^3$.

Преимуществом чашечного манометра перед U-образным является возможность производить только один отсчёт, так как изменение высоты в широком сосуде можно учесть введением поправки.

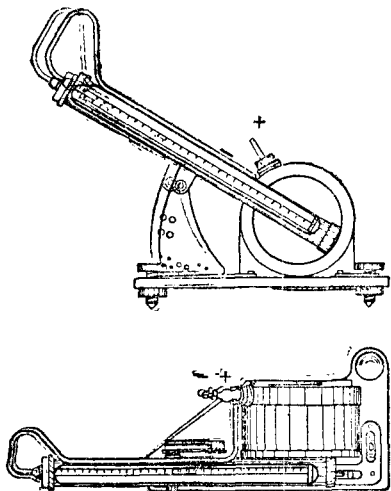
Микроманометр имеет наклонную трубку, чем достигается большая чувствительность, так как при изменении высоты ртути на h мм передвижение её вдоль шкалы будет на $n = h : \sin \alpha$. Изменение высоты ртути в широком сосуде учитывают коэффициентом при



Фиг. 46. Наклонный тягомер (общий вид и схема)

градуировке шкалы. Угол наклона α делают не менее 10° , так как при меньших углах трудно произвести правильный отсчёт.

Одним из наиболее простых микроманометров является тягомер, показанный на фиг. 46. Микроманометры типа ЦАГИ (фиг. 47) и типа МФУ-3 позволяют менять угол наклона, который учитывается соответствующим коэффициентом к шкале.

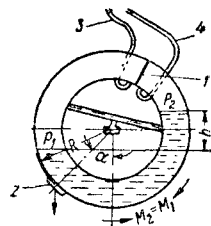


Фиг. 47. Микроманометр ЦАГИ

Микроманометр универсальный (МФУ-3) имеет пределы измерения: наименьший — $0,1$ мм вод. ст., наибольший — 100 мм вод. ст. при длине шкалы 250 мм. Погрешность прибора в зависимости от предела измерений от $0,5$ до $2,5\%$.

Манометры типа «кольцевые весы» предназначены для измерения давлений (или разрежений) в пределах ± 150 мм вод. ст. при заполнении водой и ± 2500 мм вод. ст. при заполнении ртутью.

Прибор (фиг. 48) представляет собой полное кольцо, разделённое сверху перегородкой 1 и в нижней своей части заполненное рабочей жидкостью. Снаружи имеется противовес 2. Кольцо может качаться на призме. Пространство кольца по одну сторону перегородки сообщается через трубку 3 с измеряемым давлением; трубка 4 сообщает пространство другой части кольца с атмосферой.

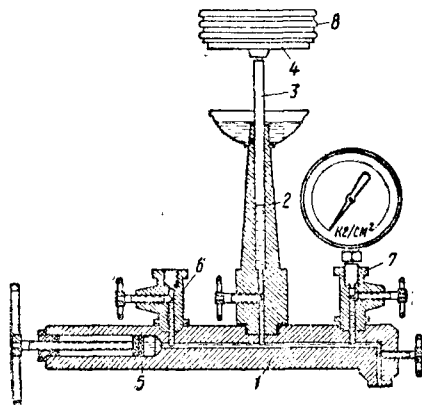


Фиг. 48. Схема манометра типа «кольцевые весы»

Под воздействием избыточного давления жидкость переходит из одной части кольца в другую, и кольцо поворачивается вокруг точки опоры на некоторый угол α , зависящий от разности давлений. Стрелка прибора показывает угол поворота на шкале, отградуированной в единицах давления. Погрешность прибора $\pm 2\%$ от полного значения шкалы.

Поршневые манометры. Для измерения больших давлений с точностью, приближающейся к точности жидкостных манометров, пользуются поршневыми манометрами, в которых измеряемое давление уравнивается внешней силой, создаваемой грузом или упругостью пружины. Поршневые манометры ввиду их сложности применяются главным образом в установках для проверки рабочих манометров, а также в системах автоматического регулирования, например, процесса горения в топках паровых котлов, где требуется измерять давление с колебанием в небольших пределах, но с большой точностью.

Образцовый поршневой манометр (фиг. 49) состоит из станины 1,



Фиг. 49. Образцовый поршневой манометр

колонки 2, имеющей цилиндрический канал, в котором перемещается поршень 3 с тарелкой для грузов 4. В станине имеется горизонтальный канал, в расширенной части которого поршень 5 перемещается при помощи маховичка. Вертикальные каналы 6 и 7 служат для присоединения к прибору соответственно поверяемого и образцового маномет-

ров. Все каналы соединены между собой и заливаются маслом или глицерином.

Давление жидкости в каналах в пределах от 1 до 25,5 кг/см^2 (или для другой модели до 51 кг/см^2) создаётся за счёт калибровочных грузов 8 и определяется величиной их. Оно равно весу груза, делённому на площадь поршня 3. Давления больше указанных создаются за счёт перемещения поршня 5 и измеряются образцовыми пружинными манометрами.

Точность прибора лежит в пределах от 0,05 до 0,5% от измеряемой величины давления, которое достигает 500 кг/см^2 .

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ (С ПРУЖИНАМИ)

По точности показаний и допустимой погрешности манометры, мановакуумметры и вакуумметры пружинные разделяются (по ГОСТ 1646-42) на 5 классов (табл. 26).

Таблица 26
Классы точности механических приборов

Класс прибора	Наименьшая допустимая длина шкалы, мм
1	250
1,5	150
2,5	100
4,0	60
6	40

Длина шкалы определяется длиной траектории указательного конца стрелки от начала до конца шкалы.

Верхние пределы измерений (шкал), а также цены делений шкал, градуированных в мм рт. ст. и кг/см^2 , приведены в табл. 27, 28 и 29 (по ГОСТ 1646-42).

Таблица 27
Верхние пределы измерений

Верхние пределы измерения (шкал), кг/см^2					
0,5	2	8	40	160	1 000
0,6	2,5	10	50	200	1 200
0,8	3	12	60	400	1 600
1	4	16	80	500	2 000
1,2	5	25	100	600	2 500
1,6	6	30	120	800	3 000
					4 000

Таблица 28
Верхний предел измерений и цена деления шкалы в мм рт. ст.

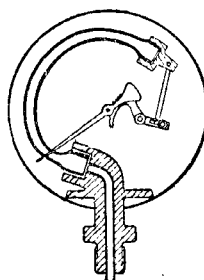
Верхний предел измерения	Цена деления шкалы для приборов класса				
	1	1,5	2,5	4	6
300	5	5	10	10	20
400	5	10	10	20	20
500	5	10	10	20	50
600	5	10	10	20	50
760	10	20	20	50	50

Таблица 29

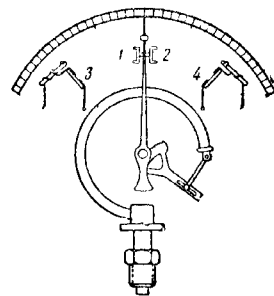
Верхний предел измерений и цена деления шкалы в кг/см^2

Верхний предел измерения	Цена деления шкалы для приборов класса				
	1	1,5	2,5	4	6
0,5	0,005	0,01	0,01	0,02	0,05
1	0,01	0,02	0,02	0,05	0,05
2	0,02	0,05	0,05	0,1	0,1
5	0,05	0,1	0,1	0,2	0,5
10	0,1	0,2	0,2	0,5	0,5
16	0,2	0,5	0,5	1	1
25	0,2	0,5	0,5	1	2
50	0,5	1	1	2	5
100	1	2	2	5	5
200	2	5	5	10	10
500	5	10	10	20	50
1 000	10	20	20	50	50
2 000	20	50	50	100	100
4 000	50	100	100	200	200

Приборы с трубчатыми пружинами являются наиболее распространёнными приборами промышленного типа. Механизм манометра (фиг. 50) состоит из полый металлической



Фиг. 50. Схема манометра с трубчатой пружиной



Фиг. 51. Схема контактного манометра

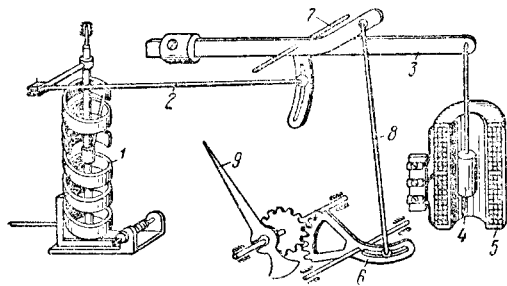
трубки эллиптического или овального сечения, изогнутой по дуге круга. Один конец трубки закреплён неподвижно и соединён с измеряемой средой, а другой конец запаян. Под действием внутреннего давления сечение трубки стремится стать круглым; изменение сечения вызывает распрямление трубки. При этом перемещение запаянного конца трубки передаётся при помощи шарниров, зубчатого сектора и шестерёнки на ось прибора; на ось насажена стрелка, положение которой на шкале и определяет величину измеряемого давления. Трубчатая пружина пригодна для измерения давления до 5 000 кг/см^2 и разрежений до 760 мм вод. ст. Недостатком пружины является упругое последствие, т. е. возвращение свободного конца пружины в первоначальное состояние лишь по прошествии некоторого времени.

Контактный манометр (реле давления, фиг. 51) представляет манометр с трубчатой пружиной, стрелка которого замыкает контакт 3 при наименьшем давлении и контакт 4 при наибольшем с помощью скоб 1 и 2. Принцип работы «реле вакуума» аналогичен.

Приборы с геликоидальной пружиной имеют несколько витков (до 9) овальной (сплющен-

пой) трубки, навитой на цилиндрическую поверхность. Геликоидальную пружину можно рассматривать как ряд трубчатых пружин, соединённых последовательно друг с другом, вследствие чего перемещение её свободного конца и вращающий момент значительно больше, чем у обычной трубчатой пружины.

Приборы этого типа применяются главным образом как самопишущие на одну и две кривые со шкалой до 150 кг/см^2 или регулируемые. Привод диаграммной бумаги производится при помощи часового механизма или синхронного двигателя. Расстояние от



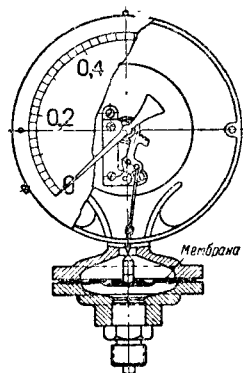
Фиг. 52. Схема манометра с индукционной передачей (типа МУЭ)

прибора до места измерения не должно превышать 30 м. При передаче показаний на большие расстояния применяются манометры с электрической передачей (типа МУЭ).

Прибор МУЭ (фиг. 52) относится к типу показывающего манометра, в который дополнительно встроена индукционная катушка. Рабочим органом является геликоидальная пружина 1, один конец которой закреплён, а второй, свободный, воздействует на ось и через тягу 2 — на коромысло 3, поворачиваемое вокруг оси 7. Тяга 8, связанная с осью 7 при помощи зубчатого сектора 6 и шестерёнки, поворачивает стрелку 9. Поворот коромысла 3 перемещает также сердечник 4 из мягкого железа, расположенный внутри индукционной катушки 5. Это вызывает изменение индукционного сопротивления, что и используется для передачи на расстояние величины измеряемого давления.

Вторичный прибор — приёмник — аналогичен передатчику; разница состоит лишь в том, что в нём отсутствуют пружина 1 и тяга 2.

Мембранные манометры используют деформацию упругих элементов для измерения давлений. Металлические диафрагмы (мембраны) применяются для измерения малых избыточных давлений (от 0,2 до 30 кг/см^2), разрежения и перепада давлений. Мембраны бы-



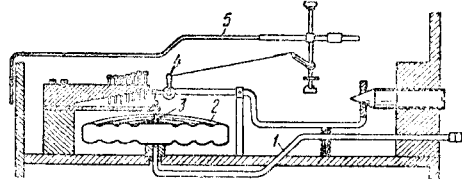
Фиг. 53. Схема мембранного манометра

вают плоские и гофрированные, что даёт значительно больший прогиб. На фиг. 53 показана схема манометра с металлической мембраной. Деформация мембраны очень незначительна, достигая в центре всего 1,5—2 мм, что требует механизма воздействия на стрелку прибора с большим передаточным числом.

Недостатком данных приборов является большой размер мембраны (для повышения чувствительности), что увеличивает габарит прибора.

Достоинства прибора: незначительная чувствительность к сильным вибрациям, толчкам, тряске; возможность защиты мембраны от коррозионного действия среды покрытием тонкой фольгой из химически стойкого материала; удобство при измерении давления вязких жидкостей.

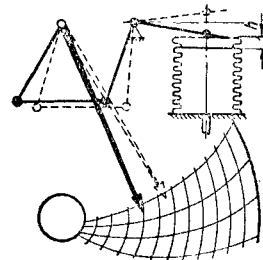
Мембранный тягомер типа ТМП (фиг. 54) состоит из мембранной коробки 2, высота



Фиг. 54. Схема мембранного тягомера типа ТМП

которой соответственно увеличивается или уменьшается при повышении или понижении измеряемого давления. Сосуд с измеряемым давлением сообщается с внутренней полостью мембранной коробки при помощи трубки 1. Штифт 3, припаянный к центру верхней мембраны, при своём перемещении посредством рычага 4 воздействует на стрелку 5 прибора.

Сильфонные манометры применяются для измерения давлений в пределах от 0,5 до 5 кг/см^2 . Сильфон обычно изготавливается из тонкостенной металлической трубки и под действием даже небольшого давления легко сжимается и растягивается в осевом направлении (до 10% длины). Это изменение длины передаётся при помощи системы рычагов на стрелку прибора. Схема сильфонного самопишущего манометра приведена на фиг. 55.



Фиг. 55. Схема сильфонного манометра

УСТАНОВКА ПРИБОРОВ

При выборе верхнего предела измерения шкалы приборов с трубчатыми пружинами рекомендуется учитывать следующее.

Измеряемое прибором максимальное давление не должно превышать при спокойной нагрузке $\frac{2}{3}$, а при колеблющейся $\frac{1}{2}$ верхнего предела измерения прибора.

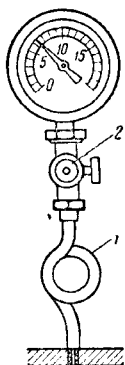
Рекомендуемые способы защиты приборов давления
(по ГОСТ 1011-44)

Таблица 30

Вид воздействия	Способы защиты прибора	Требования для создания нормальных условий
Высокая температура рабочей среды установки	Сифонные устройства с теплоизолирующим жидким наполнителем	Температура среды, поступающей в прибор, не должна превышать $+60^{\circ}\text{C}$
Корродирующее воздействие рабочей среды установки на материалы деталей прибора	Разделительные камеры с нейтральным жидким наполнением	Нейтральный наполнитель не должен реагировать и давать физическую смесь с рабочей средой
Большая вязкость рабочей среды установки	Разделительные камеры с большим проходом и жидким наполнителем малой вязкости	Изменение давления наполнителя должно без запаздывания следовать за изменением давления рабочей среды
Резко переменное или пульсирующее давление рабочей среды	Сглаживающие устройства (ресивер, демпфер)	Изменение давления среды в пружине должно быть плавным
Тряска или вибрация установки	Крепление прибора с применением амортизатора и присоединение гибкого трубопровода	На прибор не должна передаваться тряска с ускорениями величиной более 20 м/сек^2 и с частотой более 100 ударов в минуту

Примечания. 1. Дополнительная погрешность показаний прибора при применении защитных устройств не должна превышать половины погрешности, предусмотренной стандартом.
2. Если по условиям эксплуатации нельзя применить указанные выше способы защиты приборов или устранить влияние на приборы агрессивных примесей атмосферы, надлежит применять специальные приборы.

Наименьшее давление, измеряемое с точностью, соответствующей классу прибора, не должно быть меньше $\frac{1}{3}$ верхнего предела измерения прибора.



Фиг. 56. Схема установки манометра

Приборы должны устанавливаться таким образом, чтобы на них не действовало добавочное давление столба жидкости; в противном случае необходимо вводить поправку или градуировать прибор с учетом добавочного давления, о чем должно быть указано на шкале прибора.

Наибольшая температура окружающей среды не должна быть выше $+40^{\circ}\text{C}$. При измерении пульсирующего давления необходимо перед прибором устанавливать дроссель в виде диафрагмы с небольшим отверстием. При измерении давления агрессивной среды следует устанавливать специальные приборы или применять соответствующие способы защиты приборов (см. табл. 30).

Приборы для предохранения от действия высоких температур не должны устанавливаться в непосредственной близости к нагретым частям машин, котлов и пр. Для предохранения трубчатой пружины от непосредственного действия пара, горячих жидкостей и газа прибор присоединяют к трубопроводу или аппарату через сифонную трубку 1 и трёхходовой кран 2, служащий для продувки сифонной трубки. Сифонная трубка должна быть заполнена всегда

конденсатом или какой-либо другой нейтральной жидкостью (фиг. 56).

У приборов, предназначенных для измерения давления специальных сред, соприкасающиеся с ними детали не должны выполняться из следующих материалов:

Среда	Запрещённый к применению материал
Ацетилен Аммиак Водород	Сплавы с содержанием меди более 70% Сплавы меди Сталь

На циферблат прибора для измерения давлений определённого газа должно быть нанесено наименование газа, подчеркнутое чертой присвоенного этому газу цвета. На циферблате прибора для измерения давления кислорода, кроме того, должна быть надпись «Маслоопасно!».

Крышка или корпус таких приборов с лицевой стороны, в зависимости от газа, должны быть окрашены в один из следующих цветов:

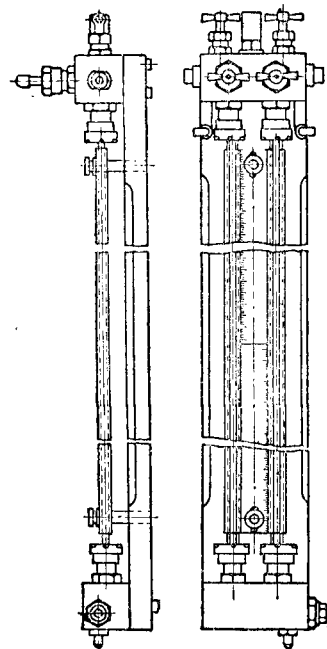
Вид газа	Цвет окраски	Вид газа	Цвет окраски
Кислород Водород Ацетилен	Синий Красный Белый	Аммиак Хлор Блаугаз	Жёлтый Серый Зелёный

ДИФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ МАНОМЕТРЫ

Эти приборы служат для измерения перепада (разности) давления и разделяются на следующие основные типы:

по принципу действия — жидкостные и пружинные;

по характеру работы — показывающие, самопишущие и контактные для регулирования или сигнализации;



Фиг. 57. Общий вид дифманометра ДТ-50

по способу отсчёта показаний — непосредственно по показаниям прибора, с передачей на расстояние механическим, электрическим и пневматическим путём.

Жидкостные дифманометры выполняются трубчатыми с одним или двумя стёклами.

Дифманометр ДТ-50 является видоизменённым U-образным манометром с двумя стеклянными трубками (фиг. 57). Прибор предназначен для измерения:

а) непосредственно перепада (разности) давления; б) избыточного давления (напора) и в) разрежения (тяги) до 700 мм рт. ст. при статическом давлении до 50 кг/см².

Измеряемый перепад давлений составляет при измерении газовой среды $p = h \cdot \gamma$, а при измерении жидкости $p = h (\gamma - \gamma_1)$, где h — разность уровней в трубках дифманометра, γ и γ_1 — удельные веса рабочей и измеряемой жидкостей.

Поплавковые дифманометры разделяются на механические (ДП) и с электрической передачей показаний (ПЭС). Градуируются приборы или в единицах перепада (разности) давления или в единицах расхода, в случае использования приборов как расходомеров.

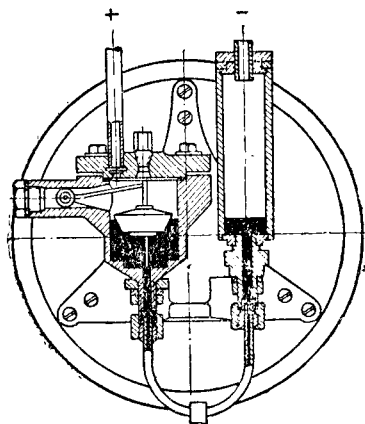
Дифманометр механический ДП (фиг. 58) выполняется в виде чашечного манометра и состоит из двух сосудов (поплавкового и сменного), соединённых между собой U-образной трубкой. В зависимости от измеряемого перепада давлений (в пределах от 40 до 1 000 мм рт. ст.) сменный сосуд выполняется восьми размеров. Ртуть заполняет частично сосуды и полностью соединяющую их трубку. На поверхности ртути в поплавковом сосуде плавает поплавок, положение которого, определяемое измеряемым перепадом давлений, передаётся через систему рычагов стрелке показывающего или самопишущего прибора. ДП могут изготавливаться также с механическими интеграторами — счётчиками расхода.

Дифманометры поплавковые с электрической передачей — ПЭС (фиг. 59) имеют, так же

как и дифманометр ДП, поплавковый и сменный сосуды, соединённые между собой трубкой. Плавающий в ртути поплавок при изменении уровня её перемещает сердечник из мягкого железа внутри двойной индукционной катушки, что вызывает изменения индуктивного сопротивления, а следовательно, и силы тока в цепи переменного тока.

Такая же катушка помещается и во вторичном приборе (приёмнике). Обе катушки соединены тремя проводами по схеме уравнивающего индукционного моста переменного тока. Движение сердечника первичного прибора (датчика Д) вызывает соответствующее вертикальное перемещение сердечников и связанных с ними стрелок вторичных приборов, которых может быть один или два.

Вторичные приборы могут быть показывающими (П) или самопишущими (С) и иметь механические интеграторы — счётчики расхода. Иногда вторичные приборы снабжаются электрическими контактами для сигнализации.



Фиг. 58. Поплавковый дифманометр ДП

Колокольный дифманометр типа КЭР (фиг. 60) состоит в основном из корпуса, в который налита ртуть, и колокола, плавающего в ртути. Большее давление подводится по трубке под колокол, меньшее — по трубке в пространство над колоколом. В зависимости от перепада давлений колокол поднимается или опускается, передвигая при этом сердечник внутри индукционной катушки. Таким образом, электрическая часть КЭР и вторичных приборов, которых может быть один или два, совершенно аналогична электрической части поплавкового дифманометра ПЭС.

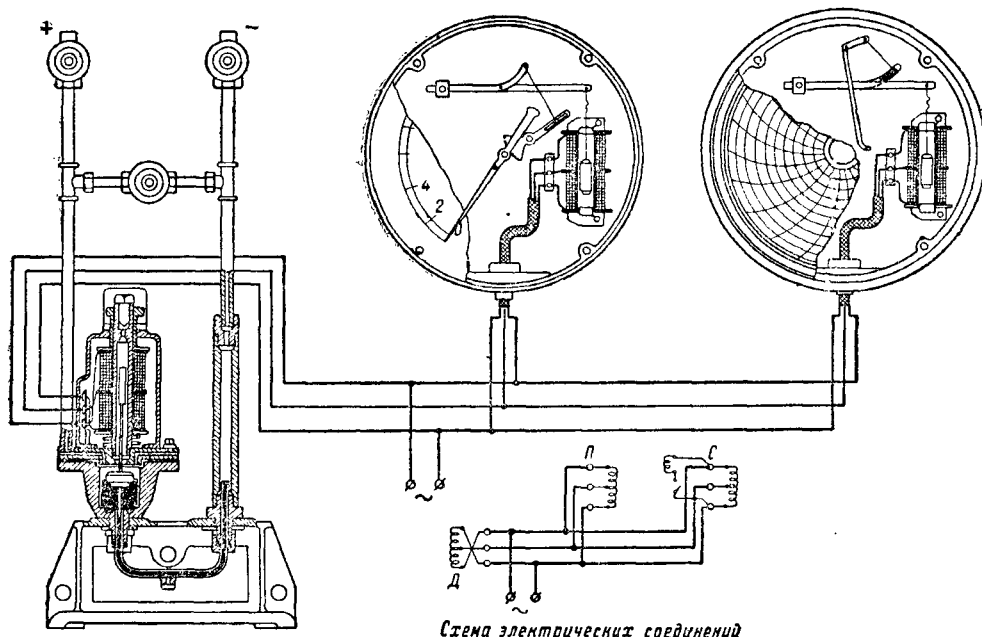
Дифманометр КЭР применяется для измерения небольших перепадов давлений (от 40 до 400 мм вод. ст.), как микроманометр, а также как расходомер. Пределы измерения прибора изменяют путём замены колоколов, изготовляемых для малых перепадов из пластмассы, а для больших — из чугуна.

Дифманометры типа «кольцевые весы» работают по тому же принципу, что и манометры того же типа. Приборы этого типа для статических давлений до 0,5 кг/см² и малых перепадов выполняются с водяным заполнением и кольцом из листовой меди; для давлений до 30 кг/см² и больших пере-

падов — с ртутным заполнением и с кольцом из цельнотянутой стальной трубы.

К пружинным дифманометрам относятся сифонные дифманометры, которые приме-

Все дифманометры рассчитываются на определённые статические давления, под которыми находится измеряемая среда. Поплавковые дифманометры предназначены для работы под



Фиг. 59. Поплавковый дифманометр типа ПЭС с двумя вторичными приборами (показывающим и самопишущим)

няются исключительно как расходомеры показывающие, самопишущие и со счётчиком (см. раздел «Измерение расходов»).

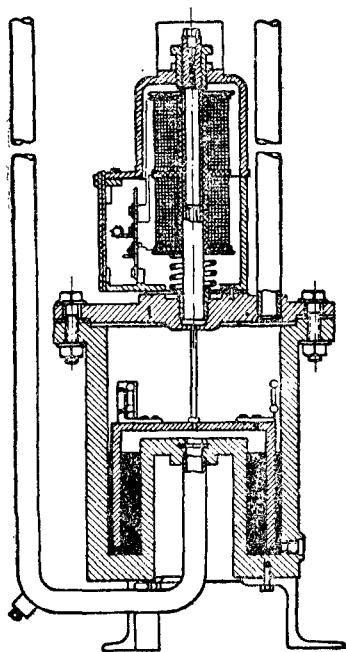
давлением до 150 кг/см^2 (тип ПЭС) и до 350 кг/см^2 (тип ПЭВ); колокольные — до 3 кг/см^2 ; трубчатые — до 150 кг/см^2 , «кольцевые весы» — до $0,5$ и 30 кг/см^2 .

БАРОМЕТРЫ

Барометры по принципу действия разделяются на ртутные и пружинные.

Барометры ртутные бывают чашечные и сифонные; наиболее распространёнными являются чашечные (фиг. 61). Атмосферное давление измеряется высотой столба ртути в трубке, в верхней части которой создаётся абсолютное разрежение.

Барометр ртутный чашечный МД-21 предназначен для определения в миллибариях ($1 \text{ бария} = 10^6 \text{ дин/см}^2 = 10^6 \text{ бар}$) атмосферного давления. Он выпускается для интервалов измерения: $810 - 1110$ и $680 - 1100 \text{ мм}$. Прибор снабжён нониусом для отсчёта десятых долей делений. В оправу прибора вмонтирован термометр, показаниями которого пользуются для введения тем-



Фиг. 60. Колокольный дифманометр типа КЭР



Фиг. 61. Барометр ртутный чашечный

пературных поправок. Барометр устанавливается в вертикальном положении путём подвешивания его за кольцо к крюку. Цена деления шкалы барометра 1 мм. Интервал измерения температур от -10 до $+45^\circ\text{C}$. Длина прибора 1 000 мм, диаметр чашки 80 мм. Погрешность прибора максимальная $\pm 0,3$ мм.

При пользовании барометром истинное давление может быть найдено после введения следующих поправок: 1) приведение ртутного столба к 0°C ; 2) приведение шкалы к 0°C ; 3) поправка на ускорение силы тяжести; 4) поправка на высоту (приведение к отметке уровня моря 0,0).

Барометрическое давление измеряется высотой столба h_p , выраженной в мм рт. ст. при 0°C и ускорении силы тяжести $g = 980,665 \text{ см/сек}^2$. Приведение к указанным нормальным условиям измеренного столба при иных условиях температуры, высоты и ускорения производится по табл. 31, 31а и 32.

Таблица 31

Поправки для приведения показаний ртутного барометра с латунной шкалой к 0°C

Температура, $^\circ\text{C}$	Барометрическое давление, мм рт. ст.				
	700	720	740	760	780
10	-1,14	-1,18	-1,21	-1,24	-1,27
15	-1,71	-1,76	-1,81	-1,86	-1,91
20	-2,28	-2,35	-2,41	-2,48	-2,54
25	-2,84	-2,93	-3,01	-3,09	-3,17
30	-3,41	-3,51	-3,61	-3,71	-3,80

Таблица 31а

Поправки для приведения к уровню моря

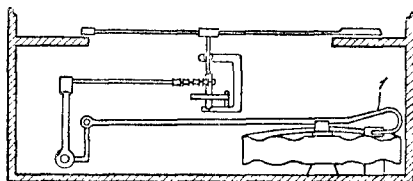
Для высот, м	Поправка, мм рт. ст.
До 500	0
От 500 до 1 200	0,1
От 1 200 до 1 500	0,2

Таблица 32

Поправки для приведения показаний барометра к географической широте 45°

Географическая широта	Барометрическое давление, приведённое к 0°C , мм рт. ст.			
	650	700	750	800
35°	-0,5	-0,7	-0,7	-0,7
45°	0,0	0,0	0,0	0,0
55°	+0,6	+0,6	+0,6	+0,7
65°	+1,1	+1,2	+1,2	+1,3

Барометры пружинные. Барометр-анероид (фиг. 62) является прибором, в котором



Фиг. 62. Схема барометра-анероида

приёмником давления служит мембранная полая (анероидная) коробка, деформации которой при изменении атмосферного давления передаются при помощи системы рычагов на стрелку прибора. Пружина 1 служит для создания равномерной шкалы барометра, так как прогиб мембраны не пропорционален изменению давления. Барометр-анероид МД-19 имеет предел измерения давления от 600 до 790 мм рт. ст. В оправу прибора вмонтирован термометр, показаниями которого пользуются для введения температурных поправок.

Барограф — самопишущий барометр, предназначенный для записи атмосферных давлений и нормально применяемый при проведении испытаний и исследований.

ИЗМЕРЕНИЕ УРОВНЯ

По характеру измерения приборы для измерения уровня можно разделить на две основные группы:

1. Приборы узкого диапазона измерений, когда преследуется цель регулирования и поддержания уровня постоянным.

2. Приборы широкого диапазона, когда измерение уровня производится для определения количества жидкостей, хранящихся в резервуарах, и уровнемер должен определять положение уровня от дна до верхнего края резервуара.

Приборы узкого диапазона обычно имеют нулевую точку, соответствующую нормальной высоте уровня в середине шкалы, и деления, показывающие величину отклонения от нормального положения уровня в обе стороны от нуля (обычно $\pm 100 \div 200$ мм).

Приборы широкого диапазона имеют нуль в начале шкалы и деления, идущие в одну сторону от нуля до максимума.

По методу измерения приборы для измерения уровня можно разделить на следующие четыре группы:

1. Визуальные указатели с непосредственным наблюдением за положением уровня.

2. Пьезометрические уровнемеры, использующие метод статического давления.

3. Поплавковые уровнемеры.

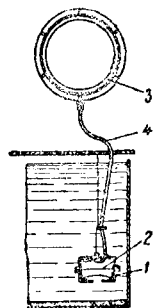
4. Уровнемеры, работающие по методу перепада давления (дифференциальные манометры).

Визуальными указателями являются: водомерные стекла в котлах, резервуарах и т. п.; поплавковые уровнемеры с рейкой или калиброванной стальной лентой.

Пьезометрические уровнемеры построены на принципе изменения статического давления в месте замера (нижняя часть резервуара) пропорционально высоте столба жидкости, определяемой положением уровня. Это позволяет пользоваться для измерения

уровня обычными методами измерения давления с применением манометрических устройств, достаточно надёжных, простых и дешёвых. Необходимо только шкалу манометра отградуировать в линейных единицах с учётом плотности измеряемой жидкости.

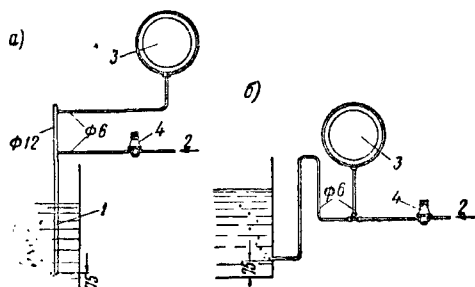
Наиболее простой является схема установки в качестве уровнемера стандартного регистрирующего или показывающего манометра.



Фиг. 63. Схема пьезометрического уровнемера с колоколом

Применяются также уровнемеры других типов. Пьезометрический уровнемер (фиг. 63) состоит из помещённого в резервуар металлического колокола 1, имеющего разделительную резиновую диафрагму 2, регистрирующего или показывающего манометра 3 и капилляра 4, соединяющего колокол с манометром. Вся система колокол — капилляр — прибор заполнена воздухом. Столб жидкости в резервуаре создаёт определённое давление на диафрагму, которая, деформируясь, сжимает воздух в системе, что и учитывается манометром. Прибор этого типа можно применять для передачи показаний на расстоянии до 150 м.

Пьезометрический уровнемер, служащий для измерения уровня жидкости в резервуаре



Фиг. 64. Схемы измерения уровня при помощи сжатого воздуха

с атмосферным или небольшим избыточным давлением (фиг. 64) требует сжатого воздуха.

Через трубку 1, погружённую в жидкость на полную высоту измеряемого уровня, в резервуар подают сжатый воздух 2, который пузырьками выходит наружу (барботирование). Показываемое манометром 3 давление сжатого воздуха будет изменяться пропорционально высоте столба жидкости. На линии сжатого воздуха должно быть установлено дросселирующее устройство 4, ограничивающее подвод воздуха, с таким расчётом, чтобы давление после него зависело только от высоты уровня.

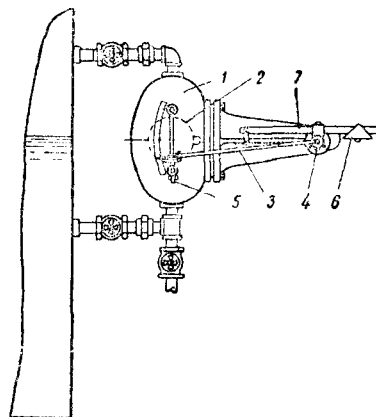
Манометр-уровнемер 3 может быть отнесён от места замера на значительное расстояние. Подвод сжатого воздуха может быть также осуществлён сбоку сосуда (фиг. 64, б).

Поплавковые уровнемеры применяются для измерения уровня жидкости в узких преде-

лах. Эти приборы получили широкое применение как регуляторы уровня.

Поплавковые уровнемеры делятся на механические приборы с непосредственным измерением отмечаемого стрелкой уровня у резервуара (визуальные указатели) и на приборы с дистанционной передачей показаний положения уровня на расстояние.

Механический уровнемер (фиг. 65) представляет собой поплавковую камеру 1, внутри которой помещён шаровой поплавок 2, соединённый со стрелкой посредством штока 3 и оси 4, выходящей через сальник наружу. На поплавковой камере укреплена шкала



Фиг. 65. Механический поплавковый уровнемер

с делениями 5, причём нуль посредине шкалы соответствует нормальному уровню. Вес поплавка уравнивается противовесом 6, могущим передвигаться по рычагу 7.

Дистанционная передача может осуществляться электрическим или пневматическим путём.

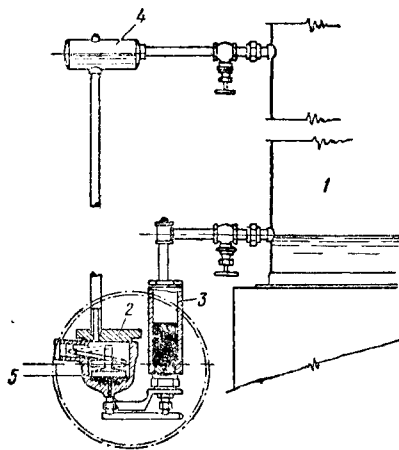
Если к уровнемеру механического типа добавить устройство для дросселирования подводимого со стороны сжатого воздуха, в зависимости от положения поплавка, то его показания могут быть переданы на расстояние. В качестве показывающего прибора устанавливается манометр, измеряющий давление дросселированного воздуха и отградуированный в линейных единицах, соответствующих определённым значениям уровня или положениям поплавка.

Для сигнализации предельных значений уровня используется сигнальное устройство с ртутными контактами, которое устанавливается на уровнемере аналогично пневматическому устройству.

Дифманометры-уровнемеры. Дифференциальные манометры применяются для измерения уровня жидкости как в открытых сосудах, так и в закрытых аппаратах под давлением. В данном случае дифманометр реагирует на разность давлений, создаваемую столбом жидкости, находящимся между двумя уровнями, причём абсолютное давление на показания прибора влияния не оказывает.

На фиг. 66 приведена схема установки уровнемера — механического дифманометра типа ДП. Во всех случаях применения диф-

манометров для измерения уровня требуется установка уравнительного сосуда 4, что необходимо для обеспечения постоянного столба жидкости в сосуде с поплавком дифманометра 2. Когда уровень жидкости в резервуаре 1 находится на минимальной отметке, постоянный столб жидкости в трубке от уравнительного сосуда вытесняет ртуть из поплавковой камеры в сменный (минусовый) сосуд 3; это должно соответствовать нулевому положению стрелки на шкале 5. С повышением уровня жидкости в резервуаре ртуть под действием веса столба жидкости будет перемещаться в поплавковую камеру. При максимальном



Фиг. 66. Измерение уровня механическим дифманометром ДП

уровне (у верхнего штуцера) перепад будет равен нулю, и ртуть в обеих камерах дифманометра (2 и 3) установится на одном уровне.

Дифманометры-уровнемеры типа ДП и ПЭС выпускаются со сменными сосудами одиннадцати номеров для измерения перепада от 750 до 12 000 мм вод. ст.

ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ, ГАЗОВ И ВОДЯНОГО ПАРА

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ

Приборы, предназначенные для измерения расхода жидкости, газов или водяного пара, протекающих по полностью заполненным трубопроводам или закрытым каналам, называются расходомерами. Расходомеры непосредственного измерения встраивают в трубопровод или канал, по которому протекает измеряемая среда, и определяют величину расхода по объему или по скорости потока измеряемой среды. Расходомеры косвенного измерения определяют величину расхода чаще всего по перепаду давления на каком-либо участке трубопровода, а также по степени охлаждения нагретой измерительной нити или по другим косвенным признакам. Для измерения расхода по перепаду давления в подавляющем большинстве случаев применяют особые дроссельные устройства, встраиваемые в трубопровод. Расходомеры косвен-

Таблица 33
Род тока, напряжение и мощности, потребляемые приборами для измерения давлений

Тип прибора	Род тока и частота	Напряжение, в	Средняя потребляемая мощность, вт
Самопишущие приборы, механические и вторичные, с индукционным приёмником, двигатель синхронный	Переменный 50	110—127	3,2÷4,4
Приборы с индукционным датчиком на один вторичный прибор, измерительные цепи	То же	110—127	25÷32
То же, с двумя вторичными приборами	» »	110—127	37÷49

СРОКИ ПОВЕРКИ ПРИБОРОВ

Таблица 34
Сроки обязательной государственной поверки приборов для измерения давления [7]

Наименование приборов	Сроки поверки
Манометры поршневые (грузовые)	Один раз в 2 года
Мановакуумметры ртутные образцовые	При выпуске из производства или ремонта
Образцовые пружинные манометры и вакуумметры. Пружинные манометры, вакуумметры и мановакуумметры	Один раз в год
Манометры жидкостные	То же
Тягомеры мембранные, колокольные, поплавковые и типа «кольцевые весы»	При выпуске из производства или ремонта
Микроманометры	Один раз в 2 года
Барометры ртутные и anerоиды	То же
	При выпуске из производства или ремонта

ного измерения, по перепаду давления на дроссельном устройстве, имеют наибольшее распространение в промышленных установках.

Измерительные приборы по отображению измеряемой величины классифицируются на приборы—показывающие, самопишущие и интегрирующие. Показывающие приборы позволяют по положению стрелки или другого отсчётного приспособления определить измеряемую величину, в частности, величину расхода, соответствующую моменту измерения. Приборы самопишущие автоматически записывают последовательные значения измеряемой величины на движущейся бумажной ленте или диске и позволяют осуществлять последующий контроль за работой объекта измерения. Приборы интегрирующие — автоматически суммируют (интегрируют) мгновенные расходы измеряемой среды во времени. Расходомеры непосредственного измерения выполняются обычно интегрирующими, либо

показывающими. Расходомеры косвенного измерения почти всегда выпускаются комбинированные, иногда даже одновременно и показывающие, и самопишущие, и интегрирующие.

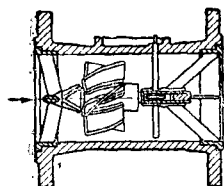
Расходомеры непосредственного измерения в большинстве случаев являются измерительными приборами местного действия, т. е. такими, у которых наблюдение или отсчёт показаний производится непосредственно на месте установки прибора. Расходомеры косвенного измерения, наоборот, являются дистанционными измерительными приборами, допускающими передачу показаний на большее или меньшее расстояние от места измерения.

РАСХОДОМЕРЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ИЗМЕРЕНИЯ

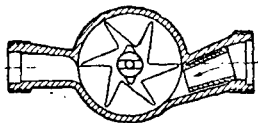
Расходомеры непосредственного измерения (скоростные, объёмные и постоянного перепада) применяются преимущественно для измерения расхода жидкостей или газов, находящихся под небольшим давлением и при невысокой температуре.

Скоростные расходомеры являются наиболее распространёнными расходомерами непосредственного измерения.

В водомере типа Вольтмана (фиг. 67) в коротком цилиндрическом корпусе вращается на оси, параллельной оси трубопровода, спи-



Фиг. 67. Схема вертушки водомера Вольтмана



Фиг. 68. Схема водомера «Космос»

ральное колесо (вертушка). Число оборотов этого колеса прямо пропорционально количеству протекающей воды. Вращение спирального колеса передается к интегрирующему (счётному) механизму. По показаниям счётчика определяется величина расхода жидкости за определённый интервал времени.

В водомере типа «Космос» (фиг. 68) расход жидкости определяется по числу оборотов крыльчатого колеса, расположенного на вертикальной оси, перпендикулярной к оси трубопровода.

Водомеры «Космос» предназначаются для измерения небольших расходов; калибр (диаметр входного отверстия) водомеров «Космос» лежит в пределах 10—40 мм. Водомеры Вольтмана выпускаются калибром от 50 мм и более.

Водомеры Вольтмана и «Космос» могут быть использованы и для измерения других жидкостей, в частности нефтепродуктов. Предельное рабочее давление водомеров этих типов составляет обычно 10 кг/см² при температуре от +4 до +30° С при целлулоидном крыльчатом колесе-вертушке и до +90° С — при латунной вертушке. Корпус водомеров с латунной вертушкой окрашивается в красный

цвет. Подбор скоростных расходомеров производится не по диаметру трубопровода, а по величинам наибольшего и наименьшего расхода (табл. 35 и 36).

Погрешность показаний скоростных расходомеров лежит в пределах $\pm 2\%$.

Таблица 35

Расчётные значения для водомеров типа «Космос» и Вольтман, выпускаемых заводом «Водоприбор» (для воды температурой до +30° С)

Тип	Условное обозначение	Калибр, мм	Расход, м ³ /час		
			наименьший	наибольший	характерный
«Космос»	ВК-3	15	0,15	1,5	3
	ВК-5	20	0,25	2,5	5
	ВК-10	30	0,5	5	10
Вольтмана	ВК-20	40	1,0	10	20
	ВВ-50	50	2,0	15	70
	ВВ-80	80	4,0	45	250
	ВВ-100	100	5,5	75	440

Таблица 36

Расчётные значения для водомеров типа «Космос» и Вольтмана довоенного отечественного производства

Тип	Калибр, мм	Расход, м³/час				характерный
		водомеров с целлулоидной вертушкой		водомеров с латунной вертушкой		
		наименьший	наибольший	наименьший	наибольший	
«Космос»	10	0,17	1,0	—	—	2
	15	0,20	1,5	—	—	3
	20	0,26	2,5	—	—	5
	25	0,36	3,5	—	—	7
	30	0,40	5,0	—	—	10
	40	0,80	10,0	—	—	20
	50	3	35	5	20	70
	80	6	110	11	60	250
	100	11	175	15	100	440
	150	16	380	25	250	1 000
Вольтмана	200	26	650	37	400	1 700
	250	50	1 000	60	600	2 600
	300	87	1 500	—	—	4 000

Характерный расход, указанный в таблицах, является условной величиной, по которой определяют величину потери напора в водомере. Характерным расходом называют количество жидкости, равномерно проходящее в течение 1 часа через расходомер, при потере напора в нём, равной 10 м вод. ст. Зная характерный расход, можно определить потерю напора ΔP при любом другом расходе Q_u по уравнению:

$$\Delta P = 10 \cdot \frac{Q_u^2}{Q_x^2} \text{ м вод. ст.}, \quad (1)$$

где Q_u — искомый расход;

Q_x — характерный расход.

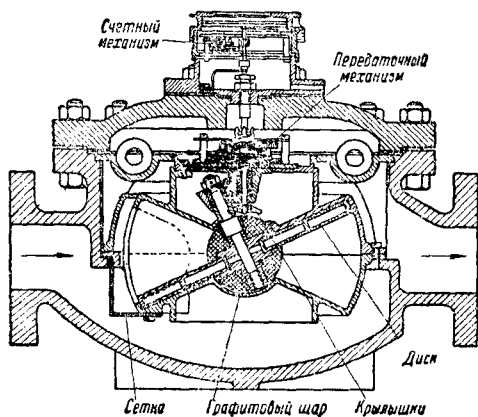
Так, например, потеря напора для расходомера Вольтмана калибром 150 мм, с ла-

тунной вертушкой при наибольшем расходе $Q_{\text{наиб}}$ будет:

$$\Delta P = 10 \frac{Q_{\text{наиб}}^2}{Q_{\text{хар}}^2} = 10 \cdot \frac{250^2}{1000^2} \approx 0,63 \text{ м вод. ст.}$$

Объёмные расходомеры определяют величину расхода по объёму проходящей через расходомер измеряемой среды: жидкости или газа.

Поршневые объёмные расходомеры (обычно водомеры) выполняются в виде поршневых гидравлических машин. Измеряемая жидкость, проходя через расходомер, перемещает поршни последнего от одного крайнего положения до другого. Перемещение поршней приводит в движение счётный механизм, отмечающий число ходов поршней, а следовательно, и количество прошедшей жидкости. Поршневые водомеры пригодны только для



Фиг. 69. Дисковый водомер

чистой холодной воды давлением до 15 кг/см^2 и температурой до 70°C и для сравнительно равномерного расхода. В промышленных установках поршневые водомеры имеют незначительное применение из-за громоздкости и большой потери напора. Точность измерения поршневых водомеров лежит в пределах $\pm 1\%$.

Ротационные объёмные расходомеры чаще всего встречаются в виде газовых счётчиков в жилищном хозяйстве. Расход газа определяется по числу оборотов измерительного ротора, отмеривающего определённые порции газа. В промышленных установках эти расходомеры применяются редко.

Наиболее распространённым в промышленности типом объёмных расходомеров являются дисковые расходомеры (фиг. 69), определяющие расход жидкости по числу колебаний диска, совершаемых за счёт разности давлений до и после диска. За каждое полное колебание диска пропускается вполне определённое количество жидкости. По сравнению со скоростными, дисковые расходомеры дают меньшую погрешность измерения порядка $\pm 1,0\%$. Дисковые расходомеры часто применяются для определения расхода жидкого топлива.

При подборе калибра дисковых расходомеров так же, как и для скоростных, руко-

водствуются не диаметром трубопровода, а допускаемым наименьшим и наибольшим расходом; так же, по характерному расходу, определяется и потеря напора (табл. 37).

Таблица 37

Расчётные значения для дисковых расходомеров

Калибр, мм	Предельное рабочее давление, кг/см²	Предельная рабочая температура, °С	Расход, м³/час				характерный
			для воды		для нефти		
			наименьший	наибольший	наименьший	наибольший	
15	6	90	0,2	1,5	0,085	2,4	3
20	6	90	0,3	2,5	0,10	3,6	5
30	6	90	0,4	5,0	0,20	6,0	10
40	6	90	0,8	10,0	0,65	10,0	20
50	16	120	1,2	15,0	1,0	15,0	30
80	16	120	2,0	25,0	3,0	33,0	50
100	16	120	4,0	50,0	5,0	66,0	100

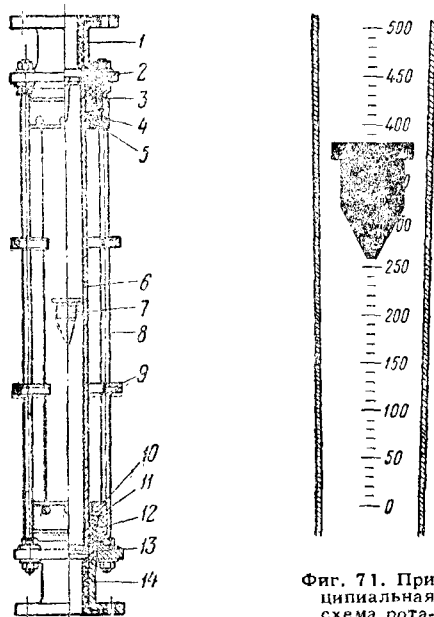
Расходомеры постоянного перепада преимущественно встречаются в виде ротаметров.

Ротаметр — показывающий прибор без счётчика, предназначенся, в основном, для местного измерения расхода прозрачной жидкости или газа. Ротаметры выполняются в виде прибора с подвижным сопротивлением — ротором, перемещающимся в конической вертикальной трубке, уширяющейся кверху (фиг. 70). Измеряемая среда, протекая в кольцевом сечении, образуемом ротором в конической трубке, создаёт перепад давления и вызывает усилие, действующее на ротор снизу вверх. Это усилие уравнивается весом ротора. В положении равновесия усилие, действующее на ротор снизу вверх, а следовательно, и перепад давления до и после ротора, будут постоянными. В зависимости от расхода измеряемой среды, для сохранения постоянного перепада давления ротор должен занимать различные положения по высоте конусной трубки. Большому расходу соответствует более высокое положение ротора и соответственно большее кольцевое сечение между трубкой и ротором. Таким образом о величине расхода судят по высоте положения ротора.

Простейшие ротаметры имеют стеклянную конусную трубку и ротор из различных материалов, в зависимости от характера измеряемой среды. Перепад давления на роторе здесь крайне мал — от 5 до 50 мм вод. ст. Величина расхода определяется по отметкам, нанесённым непосредственно на стеклянной трубке (фиг. 71). Более сложные ротаметры имеют металлическую конусную трубку. В этом случае к ротору прикрепляется хвостовик, входящий в специальную смотровую трубку или камеру. Величина расхода определяется по положению конца хвостовика.

Для того чтобы ротор располагался по середине потока и не соприкасался со стенками трубки, в верхней кольцевой части ротора предусматривают, в некоторых случаях, косые каналы, приводящие ротор во вращательное движение.

Наряду с «карманными» ротаметрами для расходов жидкости порядка $30 \text{ см}^3/\text{час}$ или газа порядка $300 \text{ см}^3/\text{час}$ встречаются рота-



Фиг. 71. Принципиальная схема ротаметра

Фиг. 70. Стекланный ротаметр: 1 и 14 — штуцеры; 2 — верхний упор; 3 и 12 — сальниковая набивка; 4 и 11 — сальниковые кольца; 5 и 10 — затяжные гайки; 6 — стеклянная трубка; 7 — ротор; 8 — крепежные стержни; 9 — ребра жесткости; 13 — нижнее седлоупор

метры, рассчитанные на расход жидкости до $200 \text{ м}^3/\text{час}$ или газа до $3400 \text{ м}^3/\text{час}$. Предельное рабочее давление достигает $350 \text{ кг}/\text{см}^2$, а температура 430°С .

Значения наибольшего расхода и рабочие параметры измеряемой среды для ротаметров со стеклянной конусной трубкой, изготовляемых в СССР, приведены в табл. 38. Погрешность измерения не превышает $\pm 2\%$ (для расходов в интервале 20—100% от наибольшего). Ротаметры изготовляются с индивидуальным тарированием каждого прибора по заданным условиям.

Таблица 38

Расчётные значения для стеклянных ротаметров

Диаметр условного прохода, мм	Предельное рабочее давление, $\text{кг}/\text{см}^2$	Предельная температура, $^\circ \text{С}$	Наибольшее значение шкалы ротаметра			
			в расчёте на воздух, $\text{м}^3/\text{час}$		в расчёте на воду, $\text{м}^3/\text{час}$	
			от	до	от	до
13	6	100	2,5	6,0	0,1	0,3
25	4	100	7,5	25,0	0,2	1,3
38	3	100	25	80	1,0	5,0
50	2	100	40	120	2,0	12,0

Ротаметры со стеклянной трубкой могут быть легко использованы для измерения расхода различных корродирующих и агрессив-

ных газов и жидкостей, как, например, аммиак, кислород, метан, азот, сероводород, фосген, хлор, хлороводород, различные кислоты всех концентраций, растворы солей, спирты, бензины, эфиры и т. п.

Ротаметры с металлической трубкой допускают рабочее давление до $12 \text{ кг}/\text{см}^2$ и несколько большие значения шкалы ротаметра — в 2—3 раза больше приведённых в табл. 38, за счёт более высокого перепада давления на роторе. Возможности измерения расхода корродирующих и агрессивных газов и жидкостей, по сравнению с ротаметрами со стеклянными трубками, здесь значительно сужены.

Расходомеры постоянного перепада других конструкций имеют весьма ограниченное применение.

Проверка показаний расходомеров

Приборы, находящиеся в эксплуатации, необходимо периодически поверять для определения величин поправок к их показаниям. Небольшие жидкостные расходомеры поверяются обычно при помощи мерных баков или путём взвешивания жидкости, прошедшей через расходомер за определённый интервал времени. Можно поверять расходомеры также путём сравнения их показаний с показаниями образцовых приборов. Поверку расходомеров в лабораториях промышленных предприятий можно считать официальной только при наличии соответствующего разрешения от организаций Комитета по делам мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР.

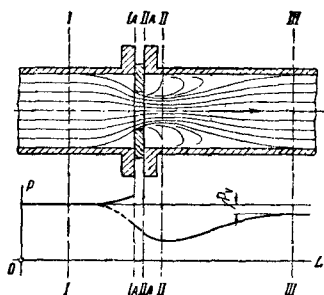
Основные правила установки расходомеров непосредственного измерения

1. Расходомер должен быть подобран не по диаметру трубопровода, а по значениям возможных наименьшего и наибольшего расходов, приведённым в табл. 35—38.
2. Установка водомеров типа «Космос» и всех объёмных расходомеров производится в строго горизонтальном положении оси присоединительных штуцеров. Установка ротаметров производится при строго вертикальном положении конусной трубки. Установка водомеров типа Вольмана допускается в любом положении.
3. При несоответствии диаметра трубопровода и диаметра (калибра) расходомера необходимо предусматривать установку конических переходных труб до и после расходомера. Угол сужения переходных труб не должен превышать 20° .
4. Необходимо для ротаметров и желательно для скоростных водомеров иметь прямые участки трубопровода до и после расходомера длиной не менее $0,5 \text{ м}$.
5. При измерении стекланным ротаметром потоков, имеющих температуру 70°С и более, следует предусматривать защитный кожух от возможного попадания холодной воды на стеклянную трубку ротаметра.
6. При установке расходомеров на линиях непрерывного технологического процесса следует предусматривать обводную линию и возможность отсоединения расходомера для осмотра, ремонта и чистки.

РАСХОДОМЕРЫ КОСВЕННОГО ИЗМЕРЕНИЯ ДРОССЕЛЬНОГО ТИПА

Метод косвенного измерения расхода по величине перепада давления на дроссельном устройстве, встраиваемом в трубопровод, является универсальным и наиболее широко распространённым методом измерения расхода любой среды и практически в любых условиях. Для дроссельных устройств вполне определённого профиля и для определённого места измерения перепада давления установлены точные зависимости между величиной перепада и расходом. Такие зависимости установлены для трубопроводов круглого сечения диаметром 40—50 мм и более. Для трубопроводов меньшего диаметра имеет значение состояние внутренней поверхности трубопровода и некоторые другие факторы, трудно оцениваемые при расчёте. Поэтому в этих случаях применение расходомеров дроссельного типа, обеспечивающих высокую точность измерения, возможно лишь при индивидуальном тарировании расходомера на месте измерения. Аналогичное положение существует в случае измерения расхода в некруглых трубопроводах и каналах.

Основы теории измерения расхода. Рассматриваемый метод измерения расхода основан на измерении изменения потенциальной энергии потока при протекании его через суженную часть трубопровода. Часть потен-



Фиг. 72. Характер потока и изменение потенциальной энергии при протекании через диафрагму

циальной энергии преобразуется в этом случае в кинетическую. Измерив величину изменения потенциальной энергии, определяют расчётным путём величину расхода. На фиг. 72 показано протекание потока через диафрагму и характер изменения потенциальной энергии по длине трубопровода. Изменение давления вдоль стенки трубы показано сплошной линией. Пунктиром показано изменение давления по оси трубопровода. Наибольшее понижение потенциальной энергии наблюдается на некотором расстоянии после диафрагмы, в месте наибольшего сужения струи и наибольшей скорости потока (сечение II). В дальней-

шем происходит частичное увеличение потенциальной энергии. Однако в результате потери энергии на завихривания возникает безвозвратная потеря потенциальной энергии P_v . Относительная величина этой потери зависит от формы дроссельного устройства и его относительных размеров.

Величина расхода определяется либо по величине наибольшей разности давления до диафрагмы и в месте наибольшего сужения струи (сечения I—I и II—II), либо по величине безвозвратной потери (сечения I—I и III—III), либо по разности давлений непосредственно до и после дроссельного устройства (сечения Ia—Ia и IIa—IIa). Соотношения между величиной расхода и перепадом давления для каждого места измерения последнего различны.

Секундный объёмный расход:

$$Q = \alpha \cdot F_0 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma_1} \cdot \Delta P}; \quad (2)$$

секундный весовой расход:

$$G = \alpha \cdot F_0 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma_1 \cdot \Delta P}, \quad (3)$$

где α — коэффициент расхода;

F_0 — проходное сечение дроссельного устройства, м^2 ;

ε — поправочный коэффициент на расширение измеряемой среды;

g — ускорение силы тяжести ($g = 9,81 \text{ м/сек}^2$);

γ_1 — удельный вес измеряемой среды до дроссельного устройства, кг/м^3 ;

ΔP — перепад давления на дроссельном устройстве, кг/м^2 .

Коэффициент расхода α не поддаётся точному теоретическому определению; его значения установлены экспериментально для дроссельных устройств определённого профиля при измерении перепада давления в строго зафиксированных сечениях трубопровода.

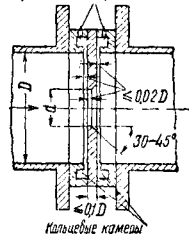
В СССР обычно осуществляют измерение расхода в соответствии с «Правилами № 169 по измерению расхода жидкостей, газов и пара при помощи острых диафрагм и сопел». В подавляющем большинстве случаев применяют нормальные острые диафрагмы, изготовляемые чаще всего из легированной стали, устойчивой к механическому износу.

Расчёт нормальных острых диафрагм

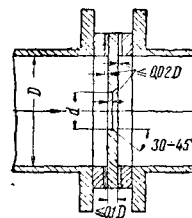
Нормальные острые диафрагмы должны иметь профиль и удовлетворять размерам, показанным на фиг. 73 и 74.

Входная кромка отверстия диафрагмы (в цилиндрической части) должна быть ост-

Отверстия для измерения перепада



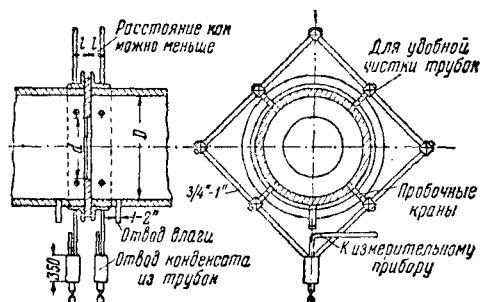
Фиг. 73. Нормальная острая диафрагма с измерением перепада давления при помощи кольцевых камер



Фиг. 74. Нормальная острая диафрагма с измерением перепада давления при помощи отверстий, просверленных у диафрагмы

рой. Фаски, скругления или заборны кромки совершенно недопустимы. Коническая рас-

точка проходного отверстия диафрагмы может отсутствовать, если толщина диафрагмы не превосходит 2% от диаметра трубопровода. Измерение перепада давления должно производиться в непосредственной близости к диафрагме: либо при помощи кольцевых камер (фиг. 73), либо при помощи отверстий, про-



Фиг. 75. Устройство для измерения перепада давления с уравнительным кольцевым трубопроводом для большого газопровода

сверленных около диафрагмы (фиг. 74). Последний способ измерения перепада давления применяют для трубопроводов большого диаметра, более 400 мм, когда изготовление кольцевых камер становится затруднительным. Сверление в этом случае осуществляется в нескольких местах, равномерно по окружности. Отдельные отверстия по окружности трубопровода переходят с внешней стороны

где G — весовой расход измеряемой среды, кг/час;

D — диаметр трубопровода, м;

μ — динамическая вязкость измеряемой среды, кг · сек/м².

Значения коэффициентов расхода α для различных отношений $d : D$ при числе Рейнольдса больше критического — $Re_{крит}$ приведены в табл. 39. Точность измерения может быть обеспечена при условии, что отношение $d : D$ лежит в интервале от 0,2 до 0,85 и что диаметр $D \geq 50$ мм.

Для практических расчетов по вычислению часового расхода через диафрагму уравнения (2) и (3) преобразуют в более удобную форму:

$$Q = 0,01252 \cdot 10^6 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot K_t \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma_1}} \text{ м}^3/\text{час}, \quad (5)$$

$$G = 0,01252 \cdot 10^6 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot K_t \cdot d^2 \cdot \sqrt{\gamma_1 \Delta P} \text{ кг/час}, \quad (6)$$

где, помимо ранее упоминавшихся обозначений,

K_t — поправочный коэффициент на тепловое расширение проходного сечения диафрагмы;

d — диаметр проходного сечения диафрагмы, м,

$$0,01252 \cdot 10^6 = \frac{\pi}{4} \cdot 3600 \cdot \sqrt{2g}.$$

Как и при всякого рода расчетах, при вычислении расхода через диафрагму крайне

Таблица 39

Коэффициент расхода α для нормальных острых диафрагм

$d : D$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	0,85
$Re_{крит}$	18 000	28 000	42 000	64 000	105 000	166 000	204 000	252 000	342 000
α	0,598	0,601	0,609	0,624	0,649	0,692	0,723	0,764	0,822

в уравнительный кольцевой трубопровод. Сечения последнего должны быть значительно больше суммы сечений отверстий для отбора давления. Подобное устройство, применяемое для измерения расхода газа, показано на фиг. 75.

При измерении давления при помощи кольцевых камер кольцевой зазор не должен быть меньше 1 мм.

Коэффициент расхода α для нормальных острых диафрагм зависит от отношения диаметра отверстия диафрагмы к диаметру трубопровода $d : D$ и числа Рейнольдса Re , характеризующего поток измеряемой среды. Если число Рейнольдса больше некоторого критического значения, то коэффициент расхода α можно считать постоянным и зависящим только от отношения $d : D$.

Число Рейнольдса:

$$Re = 36,1 \cdot \frac{G}{D \cdot \mu \cdot 10^6}, \quad (4)$$

важно строго соблюдать размерность отдельных величин, входящих в расчетные уравнения. Так, например, если в уравнениях (5) и (6) d принять не в метрах, а в миллиметрах, то коэффициент 10^6 следует заменить на 1; если измерять ΔP не в кг/м², а в кг/см², то коэффициент 0,01252 будет равен 1,252; если же ΔP измерять в мм высоты столба ртутного дифференциального манометра, у которого над ртутью находится вода при температуре 20°С, то коэффициент 0,01252 примет значение 0,04436 и т. д.

Коэффициент ε зависит от характера измеряемой среды, отношения $d : D$ и отношения $\Delta P : P_1$, где P_1 — абсолютное давление до диафрагмы. Значения этого коэффициента приведены в табл. 40 и 41.

Поправочный коэффициент K_t на тепловое расширение проходного сечения диафрагмы зависит от материала диафрагмы и температуры измеряемой среды. Значения коэффициента K_t приведены в табл. 42.

Таблица 40

Коэффициент ϵ для перегретого водяного пара и углекислоты для нормальных острых диафрагм (показатель адиабатического расширения $\kappa \approx 1,3$).

$d:D$ \ $\Delta P: P_1$	0,01	0,05	0,10	0,15	0,20
0,4	0,997	0,984	0,968	0,952	0,936
0,7	0,996	0,980	0,960	0,941	0,922
0,85	0,995	0,975	0,950	0,926	0,902

Таблица 41

Коэффициент ϵ для воздуха и двухатомных газов для нормальных острых диафрагм (показатель адиабатического расширения $\kappa \approx 1,4$).

$d:D$ \ $\Delta P: P_1$	0,01	0,05	0,10	0,15	0,20
0,4	0,997	0,985	0,970	0,955	0,941
0,7	0,996	0,982	0,963	0,945	0,927
0,85	0,995	0,977	0,955	0,932	0,909

Таблица 42

Поправочный коэффициент K_f на тепловое расширение проходного сечения диафрагмы

Температура измеряемой среды, °C	20	100	300	500
Материал диафрагмы				
Сталь	1,000	1,002	1,007	1,012
Никель	1,000	1,002	1,009	1,015
Медь	1,000	1,003	1,010	1,017
Алюминий	1,000	1,004	1,015	—

Пример. Определить расход воды в м³/час, при температуре 70° С, протекающей по трубопроводу $D = 200$ мм. Диаметр расточки нормальной острой диафрагмы из стали $d = 70$ мм, перепад давления на ней $h = 100$ мм видимого ртутного столба (над ртутью — вода). Температура окружающей среды — 20° С.

Определяем значения коэффициентов, входящих в уравнение (5):

$\alpha = 0,605$ (по табл. 39, для $d:D = 0,35$),

$\epsilon = 1$ (так как среда практически несжимаемая).

$K_f = 1,002$ (по табл. 42, для $t = 70^\circ \text{C}$).

$\Delta P = h \cdot (\gamma_{рт} - \gamma_в) \cdot t = 20^\circ = 0,1(13546 - 998) =$

$= 1254,8 \text{ кг/м}^2$,

$\gamma_1 = 977,8 \text{ кг/м}^3$.

Тогда:

$$Q = 0,01252 \cdot 10^6 \cdot 0,605 \cdot 1 \cdot 1,002 \cdot 0,07^3 \cdot \sqrt{\frac{1254,8}{977,8}} = 42,2 \text{ м}^3/\text{час}.$$

По уравнению (4) проверяем значение числа Рейнольдса:

$$Re = 36,1 \cdot \frac{G}{D \cdot \mu \cdot 10^6} = 36,1 \cdot \frac{42,2 \cdot 977,8}{0,2 \cdot 41} \approx 182 \text{ 000}.$$

Здесь $\mu \cdot 10^6$, для воды при $t = 70^\circ \text{C}$, принято равным 41.

Для отношения $d:D = 0,35$, по табл. 42, критическое значение числа Рейнольдса $Re_{крит} \approx 35 \text{ 000}$.

Таким образом, наименьший расход $Q_{наим}$, при котором допустимо считать постоянным коэффициент расхода α , будет:

$$Q_{наим} = Q \cdot \frac{Re_{крит}}{Re} = 42,2 \cdot \frac{35 \text{ 000}}{182 \text{ 000}} \approx 8 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Для определения диаметра расточки диафрагмы по заданным расходу и перепаду давления пользоваться уравнениями (5) и (6) неудобно, так как тогда в этих уравнениях будут два неизвестных: α и d . Для таких расчетов в эти уравнения вводят два множителя $d^2:D^2$ и $D^2:d^2$, не изменяющих конечного результата. Уравнение (5) при этом преобразуется следующим образом:

$$Q = 0,01252 \cdot 10^6 \cdot \alpha \cdot \epsilon \cdot K_f \cdot d^2 \cdot \frac{D^2}{d^2} \cdot \frac{d^2}{D^2} \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma_1}}$$

или

$$Q = 0,01252 \cdot 10^6 \cdot \alpha \cdot \frac{d^2}{D^2} \cdot \epsilon \cdot K_f \cdot D^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma_1}}.$$

Аналогично преобразуется и уравнение (6).

Произведение $\alpha \cdot \frac{d^2}{D^2}$ при $Re \geq Re_{крит}$

является функцией только отношения $d:D$. Поэтому, определив это произведение, можно установить соответствующее ему значение отношения $d:D$, а следовательно, и диаметр d расточки диафрагмы. Произведение $\alpha \cdot \frac{d^2}{D^2}$ обозначают через x (иногда через c).

Расчетные формулы тогда приобретают вид:

$$Q = 0,01252 \cdot 10^6 \cdot x \cdot \epsilon \cdot K_f \cdot D^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma_1}}, \quad (7)$$

$$G = 0,01252 \cdot 10^6 \cdot x \cdot \epsilon \cdot K_f \cdot D^2 \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \gamma_1}. \quad (8)$$

Значения коэффициента x в зависимости от отношения $d:D$ приведены в табл. 43.

Таблица 43

Коэффициент x для нормальных острых диафрагм

x	0,02	0,03	0,04	0,05	0,065	0,08	0,10	0,12
$d:D$	0,182	0,225	0,259	0,289	0,329	0,364	0,404	0,443
x	0,15	0,19	0,23	0,28	0,34	0,40	0,50	0,60
$d:D$	0,492	0,547	0,598	0,647	0,702	0,747	0,806	0,852

Пример. Определить диаметр расточки нормальной острой стальной диафрагмы, установленной на паропроводе диаметром $D = 76$ мм. Наибольший расход пара $G = 3 \text{ 000}$ кг/час; соответствующий этому расходу наибольший перепад давления по ртутному дифференциальному манометру должен быть равен $h = 200$ мм видимого ртутного столба (над ртутью — конденсат пара). Измеряемая среда — водяной пар — имеет давление $P = 12,5 \text{ кг/см}^2$ и температуру 300° С. Соответствующий удельный вес пара $\gamma_1 = 5,18 \text{ кг/м}^3$. Температура окружающей среды равна 30° С.

Перепад давления:

$$\Delta P = h (\gamma_{рт} - \gamma_в) \cdot t = 30^\circ \text{C} = 3,2 (13 \text{ 522} - 996) = 2705,2 \text{ кг/м}^2.$$

Примем предварительно, что $\epsilon = 1$ и $K_f = 1$.

Тогда из уравнения (8):

$$x = \frac{G}{0,01252 \cdot 10^3 \cdot D^2 \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \gamma_1}} = \frac{3000}{0,01252 \cdot 10^3 \cdot 0,076^2 \cdot \sqrt{2705 \cdot 5,18}} = 0,351.$$

Отсюда по табл. 43:

$$d : D \approx 0,710 \text{ и } d^* = 0,710 \cdot 76 \approx 54 \text{ мм.}$$

Проверяем найденный диаметр по прямой формуле [ур. (6)], с уточнениями:

$$\alpha = 0,992 \text{ (по табл. 40) для } \Delta P : P_1 = 0,02 \text{ и } d : D = 0,71,$$

$$K_1 = 1,007 \text{ (по табл. 42),} \\ \alpha = 0,6975 \text{ (по табл. 39) для } d : D = 0,71, \\ G^* = 0,01252 \cdot 10^3 \cdot 0,6975 \cdot 0,992 \cdot 1,007 \cdot 0,054^2 \cdot \sqrt{2705 \cdot 5,18} = 3012 \text{ кг/час.}$$

Уточняем диаметр из отношения:

$$\frac{d}{d^*} = \sqrt{\frac{G}{G^*}}, \text{ или } d = d^* \cdot \sqrt{\frac{G}{G^*}} = 54 \cdot \sqrt{\frac{3000}{3012}} \approx 53,9 \text{ мм.}$$

Проверяем значение числа Рейнольдса (по уравнению 4)*:

$$Re \approx 36,1 \cdot \frac{G}{D \cdot \mu \cdot 10^3} = 36,1 \cdot \frac{3000}{0,076 \cdot 2,02} \approx 706000.$$

Для отношения $d : D = 0,71$ критическое значение числа Рейнольдса (см. табл. 39) $Re_{крит} \approx 173000$.

Наименьший расход $Q_{мин}$, при котором допустимо считать постоянным коэффициент расхода α , будет:

$$Q_{мин} = Q \cdot \frac{Re_{крит}}{Re} = 3000 \cdot \frac{173000}{706000} \approx 735 \text{ кг/час,}$$

или $\sim 24,5\%$ от наибольшего расхода.

Измеряемый перепад давления ΔP на диафрагме, как уже отмечалось, частично восстанавливается. Относительная величина безвозвратной потери давления $P_v : \Delta P$ зависит от отношения $d : D$ (табл. 44).

Таблица 44

Относительная величина безвозвратной потери давления для нормальных острых диафрагм

$d:D$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85
$P_v : \Delta P$	0,96	0,90	0,82	0,72	0,61	0,50	0,37	0,30

Расчёт протечных дроссельных устройств

Дисковые диафрагмы. Для измерения расхода среды, находящейся под небольшим давлением, применяются упрощённые бескамерные диафрагмы, с измерением перепада давления либо по наибольшему значению — «по сужению струи», либо, когда это трудно по конструктивным соображениям, по величине безвозвратной потери давления — «по потерянному перепаду». Для трубопроводов небольшого диаметра применяются сплошные диски обычно из легированной стали (фиг. 76). Для трубопроводов большего диаметра применяют составные дисковые диафрагмы (фиг. 77), внутренняя часть 1 которых изготавливается из легированной, а внешняя 2 из обычной

стали или других металлов. Толщина диска обычно составляет для трубопроводов:

при диаметре D , мм	толщина диска, мм
300	6
125—250	3
100 и менее	2

Длина цилиндрической части S_0 должна удовлетворять условиям:

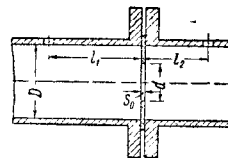
$$S_0 \leq \frac{1}{30} D,$$

$$S_0 \leq \frac{1}{8} d,$$

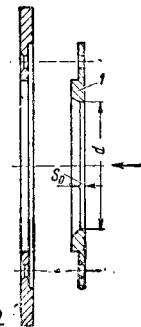
$$S_0 \leq \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{D-d}{2} \right).$$

Если эти условия не могут быть выдержаны, то после цилиндрической части делается коническая расточка под углом $30-45^\circ$ к оси так же, как и у нормальных диафрагм.

Порядок расчёта дисковых диафрагм в общем сохраняется такой же, как и для нормальных, и отличается применением иных коэффициентов расхода, но с обязательным соблюдением вполне определённого расстояния от диафрагмы до мест измерения давления.



Фиг. 76. Простейшая дисковая диафрагма. Отверстия для измерения перепада давления располагаются на расстояниях l_1 и l_2 от диафрагмы



Фиг. 77. Составная дисковая диафрагма

Значение коэффициентов расхода α дисковых диафрагм, при точных измерениях, считают зависящим не только от отношения $d : D$, как у нормальных острых диафрагм, а помимо того, также от диаметра трубопровода D и от числа Рейнольдса Re . Однако и здесь, после некоторого критического числа Рейнольдса, допустимо для технических расчётов считать коэффициент расхода постоянным. В табл. 45 и 46 приведены средние значения коэффициентов расхода для трубопроводов двух диаметров после критических чисел Рейнольдса $Re_{крит}$.

Дисковые диафрагмы применяют для отношений $d : D$ от 0,1 до 0,8 и для трубопроводов диаметром $D \geq 40$ мм, при давлении измеряемой среды $P_{уд} \leq 25 \text{ кг/см}^2$.

Расстояние от мест измерения давления до диафрагмы l_1 и l_2 (фиг. 76) зависят от $d : D$ и D ; их значения при измерении перепада давления «по сужению струи» приведены в табл. 47. При измерении «по потерянному перепаду» необходимо принимать: $l_1 = 2,5 \cdot D$ и $l_2 = 8 \cdot D$.

* Значение $\mu \cdot 10^3$ для водяного пара при $t = 300^\circ$ и $P \approx 13,5 \text{ атм}$ принято равным 2,02.

Таблица 45

Средние коэффициенты расхода α для дисковых диафрагм при измерении перепада давления «по сужению струи»

$d:D$		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
D мм	Re _{крит}	50 000	45 000	40 000	50 000	70 000	100 000	150 000	250 000
	α	0,604	0,600	0,602	0,612	0,627	0,654	0,703	0,787
250	Re _{крит}	50 000	50 000	50 000	70 000	100 000	200 000	500 000	750 000
	α	0,596	0,596	0,599	0,609	0,624	0,651	0,700	0,784

Таблица 46

Средние коэффициенты расхода α для дисковых диафрагм при измерении перепада давления «по потериному перепаду»

$d:D$		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
D мм	Re _{крит}	50 000	60 000	75 000	100 000	150 000	200 000	250 000
	α	0,607	0,615	0,637	0,675	0,732	0,825	0,977
250	Re _{крит}	150 000	170 000	200 000	300 000	500 000	1 000 000	10 000 000
	α	0,599	0,609	0,635	0,673	0,731	0,823	0,975

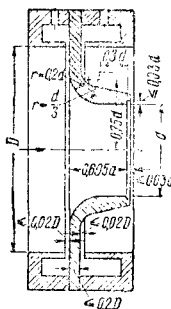
Таблица 47

Расстояния до мест измерения давления «по сужению струи» для дисковых диафрагм в мм

$d:D$	0,3		0,5		0,7	
	l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2
50	65	60	65	45	—	—
70	90	80	90	60	90	40
100	105	70	110	70	110	65
200	240	143	250	130	212	90
300	415	215	310	200	390	135

Сопла. Нормальные сопла (фиг. 78) являются вторым типом дроссельных устройств, узаконенных в СССР Правилами № 169. Нормальные сопла имеют строго очерченный профиль и рассчитаны на измерение перепада давления непосредственно около сопла с помощью кольцевых камер, как показано на фиг. 78, либо при помощи сверлений, так же как и у нормальных диафрагм. Сопла дают несколько более высокую точность измерения расхода, чем диафрагмы, особенно для сжи-

маемых сред (пар, газ). Однако значительно более высокая стоимость изготовления сопел

Фиг. 78.
Нормальное сопло

служит серьезным препятствием к их применению.

Расчет нормальных сопел ничем не отличается от расчета нормальных диафрагм, за исключением необходимости применять иные коэффициенты расхода α (табл. 48) и иные коэффициенты ϵ на расширение измеряемой среды (табл. 49 и 50). Нормальные сопла

Таблица 48

Коэффициент расхода α для нормальных сопел

$d:D$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8
Re _{крит}	69 000	72 000	82 000	100 000	147 000	180 000	197 000	200 000
α	0,987	0,988	0,994	1,007	1,030	1,076	1,116	1,171

применяются для трубопроводов диаметром $D \geq 50$ мм при отношении диаметров сопла и трубопровода $d:D$, в пределах от 0,2 до 0,8.

Таблица 49

Коэффициент ϵ для перегретого водяного пара и углекислоты для нормальных сопел (показатель адиабатического расширения $\kappa \approx 1,3$)

$d:D$ \ $\Delta P:P_1$	0,01	0,05	0,10	0,15	0,20
0,4	0,994	0,969	0,938	0,906	0,873
0,6	0,993	0,965	0,931	0,895	0,860
0,7	0,992	0,959	0,919	0,879	0,838

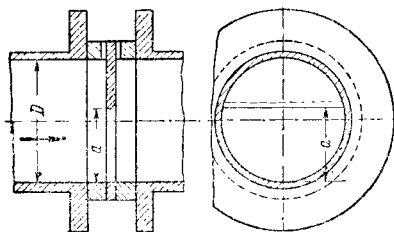
Таблица 50

Коэффициент ϵ для воздуха и двухатомных газов для нормальных сопел (показатель адиабатического расширения $\kappa \approx 1,4$)

$d:D$ \ $\Delta P:P_1$	0,01	0,05	0,10	0,15	0,20
0,4	0,994	0,971	0,942	0,912	0,882
0,6	0,993	0,967	0,934	0,902	0,869
0,7	0,992	0,962	0,924	0,887	0,850

Сегментные и эксцентричные диафрагмы.

Для измерения расхода загрязнённых и заплёканных сред, протекающих по горизонтальным трубопроводам, применение нормальных концентрично расположенных диафрагм и сопел становится невозможным из-за отложений твёрдых частиц у дроссельного устройства. В таких случаях применяют сегментные (фиг. 79) или эксцентричные (фиг. 80) диа-



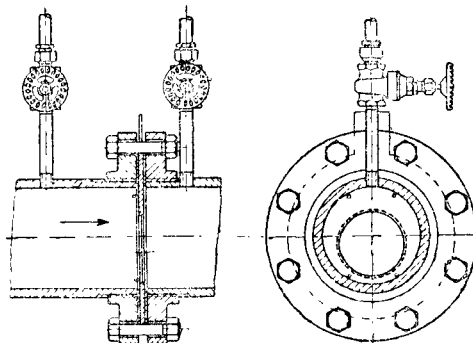
Фиг. 79. Сегментная диафрагма

фрагмы. Сегментные диафрагмы находят применение также в случае измерения расхода сред, протекающих по трубопроводам большого диаметра.

Расчёт сегментных и эксцентричных диафрагм по существу не отличается от расчётов нормальных острых диафрагм. Коэффициенты расхода α зависят от профиля диафрагмы и места измерения перепада давления. При расчёте сегментных диафрагм исходят из уравнений (2) и (3). Для удобства расчёта проходное сечение дроссельного устройства F_0 заменяют сечением трубопровода F , с соответствующим коэффициентом m :

$$F_0 = m \cdot F.$$

Значения коэффициента расхода α для сегментных диафрагм, выполненных по типу фиг. 79, приведены в табл. 51.



Фиг. 80. Эксцентричная диафрагма; показаны штифты для центрирования диафрагмы

Безвозвратная потеря давления P_v для сегментных диафрагм определяется в зависимости от измеряемого перепада ΔP и отношения m по уравнению:

$$P_v = (1 - m) \cdot \Delta P. \quad (9)$$

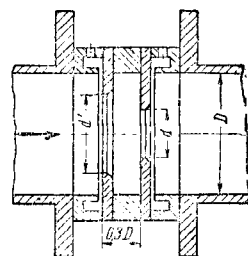
Таблица 51

Коэффициент расхода α и отношение $m = F_0:F$ для сегментных диафрагм с измерением перепада давления непосредственно около диафрагмы

$\alpha:D$	0,1767	0,2457	0,3554	0,5005	0,6405	0,7690	0,8380
$F_0:F$	0,1196	0,1908	0,3185	0,5005	0,6765	0,8252	0,8930
α	0,615	0,620	0,633	0,673	0,746	0,838	0,910
$m \cdot \alpha$	0,0736	0,1183	0,2017	0,3396	0,5045	0,6913	0,8130

Коэффициенты расхода α для сегментных диафрагм иного профиля и для эксцентричных диафрагм, а также при ином месте измерения перепада давления будут другие, чем в табл. 51.

Сдвоенные диафрагмы. Сдвоенные острые диафрагмы выполняются в виде двух последовательно расположенных на определённом расстоянии диафрагм (фиг. 81). Первая диафрагма имеет несколько больший диаметр расточки. Профиль диска диафрагм соответствует профилю нормальной острой диафрагмы. Перепад давления измеряется в непосредственной близости перед первой и после второй диафрагмы при помощи камер или сверлений. Сдвоенные диафрагмы допускают возможность считать коэффициент расхода α постоянным при числах Рейнольдса, в 10—15 раз меньших критических значений для нормальных острых диафрагм. Это позволяет использовать сдвоенные диафрагмы для измерения расхода



Фиг. 81. Сдвоенные диафрагмы

вязких жидкостей и при малых скоростях измеряемой среды.

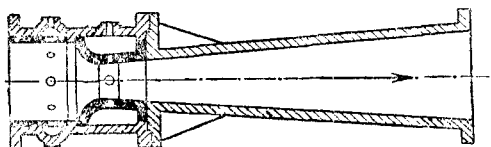
Расчёт двоянных диафрагм ведётся обычным путём для диаметра второй, основной диафрагмы. Диаметр первой диафрагмы определяется в зависимости от относительного диаметра второй.

Таблица 52

Коэффициенты расхода α и диаметры первой диафрагмы d' для двоянных острых диафрагм, при расстоянии между диафрагмами $l=0,3 \cdot D$

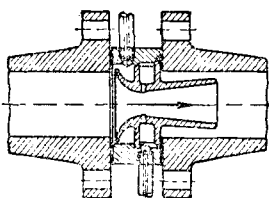
$d:D$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75
$Re_{крит}$. . .	1 800	2 950	4 250	6 300	9 500	20 000
α	0,694	0,697	0,703	0,721	0,754	0,780
$d':D$	0,50	0,64	0,76	0,86	0,93	0,96

Трубы Вентури. Трубы Вентури характеризуются наличием конического диффузора после сужающейся части (фиг. 82), а иногда



Фиг. 82. Труба Вентури с нормальным диффузором

и до неё. Такой профиль трубы обеспечивает минимальные завихривания потока измеряемой среды, а следовательно, и минимальную безвозвратную потерю напора. У правильно сконструированной трубы Вентури безвозвратная потеря напора не превосходит 10—15% от измеряемого перепада давления. Последний измеряется обычно до начала сужения струи и в месте максимального её сужения.



Фиг. 83. Укороченная вставка Вентури

Профиль труб Вентури не стандартизован. Наряду с трубами с нормальным диффузором (фиг. 82), имеющим большую строительную длину, применяются укороченные вставки Вентури (фиг. 83) и трубы иного профиля. Для точных измерений необходимо применять индивидуальное их тарирование. Трубы Вентури применяются в случаях, когда недопустима большая потеря напора за счёт установки дроссельного устройства.

Основные правила монтажа дроссельных устройств

Неправильный монтаж дроссельных приборов может значительно исказить условия измерения и вызвать большие (до 60%), трудно учитываемые погрешности. Ниже приведены основные правила монтажа наиболее распространенных нормальных острых диафрагм. Остальные дроссельные устройства должны устанавливаться с учётом подобных соображений.

1. Диафрагмы могут устанавливаться на вертикальном, горизонтальном и наклонном участках трубопровода, при наличии прямых участков трубопровода L_1 до и L_2 после диафрагмы (табл. 53).

Конусообразные расширения значительно увеличивают ошибки измерения и требуют больших прямых участков. Конусообразные сужения допустимы при наличии прямого участка, равного $5 \cdot D$.

2. Расточка диафрагмы должна быть расположена строго концентрично по отношению к трубопроводу, цилиндрической частью навстречу потоку.

3. Внутренний диаметр камеры должен точно равняться внутреннему диаметру трубопровода.

4. Не допускаются выступающие прокладки, наплывы сварки, выступающие заклёпки и т. п.

5. При невозможности создать до диафрагмы прямые участки необходимой длины допускается установка струевыпрямителей (фиг. 84). При этом между струевыпрямителем и диафрагмой также обязателен прямой участок трубопровода при $d:D=0,3$ — длиной $6 \cdot D$, а при $d:D=0,7$, длиной $17 \cdot D$.

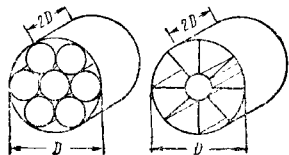
Таблица 53

Длины прямых участков трубопровода L_1 до и L_2 после диафрагмы

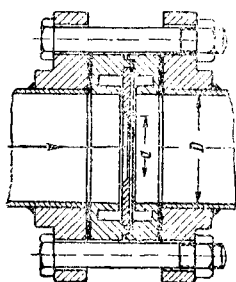
Что расположено до (после) прямого участка	Способ измерения перепада давления	$d:D=0,3$		$d:D=0,5$		$d:D=0,7$	
		$L_1:D$	$L_2:D$	$L_1:D$	$L_2:D$	$L_1:D$	$L_2:D$
Колено	—	5	5	12	5	25	5
Двойное колено в одной плоскости	камерный сверлением	5	5	6	5	12	5
		5	5	6	5	15	12
Двойное колено в двух плоскостях	камерный сверлением	5	5	8	5	12	5
		26	5	28	5	28	5
Вентиль	камерный сверлением	5	5	12	5	23	5
		14	5	38	5	72	5
Задвижка, открытая на 80%	камерный сверлением	10	5	10	5	15	5
		15	5	18	5	20	5
Задвижка, открытая на 20%	камерный сверлением	10	5	16	5	27	5
		16	5	35	5	60	5
Гильзы для термометра диаметром $0,02 \cdot D$	—	4	5	4	5	6	5
То же $0,04 \cdot D$	—	10	5	10	5	15	5
» » $0,15 \cdot D$	—	20	5	30	5	45	5

Наибольшее расстояние по сечению струевыпрямителя не должно превышать $\frac{1}{3} D$.

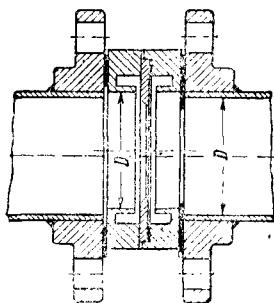
На фиг. 85 показана правильно смонтированная камерная диафрагма. Внутренний диаметр кольцевых камер в точности соответствует диаметру D трубопровода. Внешний



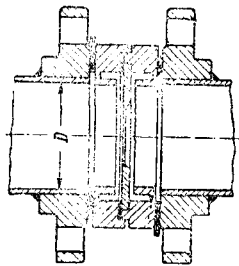
Фиг. 84. Струевыпрямители



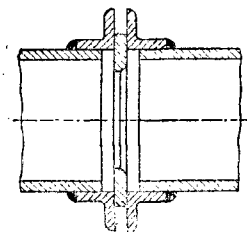
Фиг. 85. Правильно смонтированная, но неверно установленная диафрагма



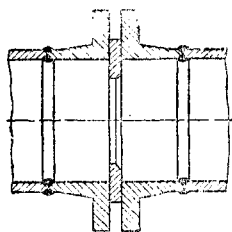
Фиг. 86. Неправильно смонтированная диафрагма



Фиг. 87. Неправильно смонтированная диафрагма



Фиг. 88. Неправильно смонтированная диафрагма



Фиг. 89. Неправильно смонтированная диафрагма

диаметр кольцевых камер подобран в соответствии с отверстиями для болтов во фланцах, что облегчает условия центрирования диафрагмы. Конструкция кольцевых камер и диафрагмы безошибочно обеспечивает их взаимное центрирование. Однако по отношению к потоку диафрагма поставлена неправильно — конической расточкой навстречу потоку.

На фиг. 86, 87 показаны различные случаи неправильного монтажа камерных диафрагм, а на фиг. 88 и 89 — неправильные случаи монтажа бескамерных диафрагм. На фиг. 86 отверстия прокладок не соответствуют внутреннему диаметру трубопровода. Диафрагма

не отцентрирована. На фиг. 87 прокладки плохо центрированы. Внутренний диаметр кольцевых камер меньше внутреннего диаметра трубопровода. На фиг. 88 недопустимо образование мёртвых углов из-за неправильной приварки фланцев. На фиг. 89 недопустимы наплывы сварки на внутренней поверхности трубопровода около диафрагмы. Погрешности из-за неправильного монтажа особенно возрастают при больших скоростях измеряемого потока и при больших отношениях $d : D$.

Приборы для измерения расхода по перепаду давления

Расходомер косвенного измерения, определяющий величину расхода при помощи дроссельного устройства, по существу является прибором для измерения перепада давления, но отградуированным в единицах расхода.

В качестве расходомеров применяются дифференциальные манометры с жидкостным заполнением, стеклянные (двухтрубные, U-образные и чашечные), поплавковые (механические — ДП и с электрической передачей — ДПЭС), колокольные с электрической передачей — КЭР, дифференциальные манометры типа «кольцевые весы» и дифференциальные манометры сильфонного (мембранного) типа — ДМ. Все дифференциальные манометры, кроме сильфонных, широко используются не только как расходомеры, но и как приборы для измерения давления, и рассмотрены в главе измерения давления.

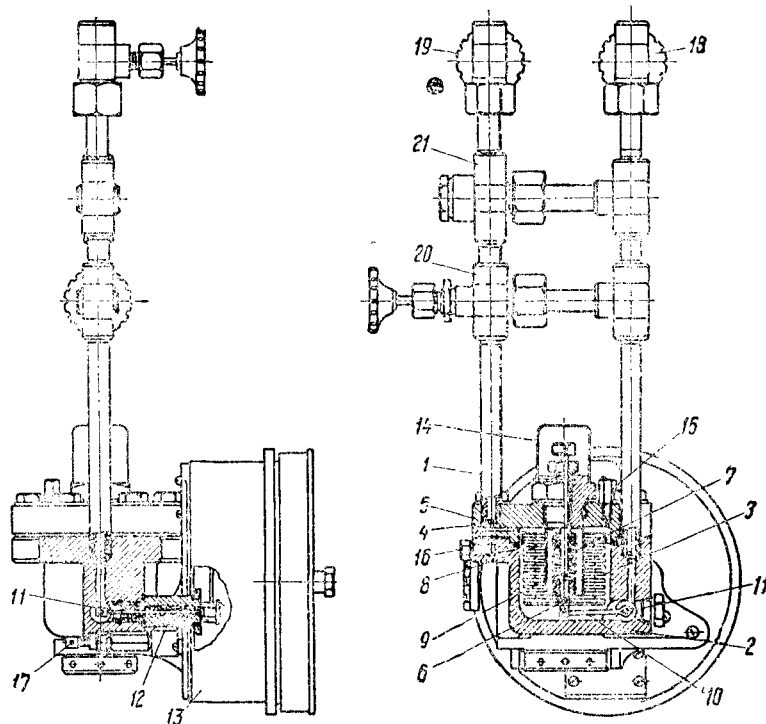
Сильфонные дифференциальные манометры типа ДСВ используются обычно только как расходомеры. Измеряемая разность давлений в этом приборе уравнивается силой упругой деформации сильфона и винтовой пружины.

Измеряемая разность давлений подводится к запорным вентилям 18 и 19 (фиг. 90). Большее давление подводится в полость между сосудом 2 и сильфоном 3, а меньшее — по трубке 1 в полость между крышкой 4 и сильфоном. Верхний конец сильфона припаян к фланцу 5, зажатому между сосудами и крышкой. Под действием разности давлений нижнее дно сильфона, в которое впаян конус 6, перемещается вверх и сжимает винтовую пружину 7, укрепленную во втулках 8. Для ограничения прогиба сильфона (при перегрузке) служит упор 9. Перемещение дна сильфона передаётся рычагу 10, укрепленному на оси 11, через уплотнительную муфту 12 в корпус 13 прибора, и в последнем от оси 11 к стрелочному механизму. Под съёмным колпачком 14 располагается головка корректора установки прибора на нуль. Пробки 15 и 16 служат для выпуска воздуха при заполнении прибора. Маслénка 17 служит для заполнения уплотнительной муфты набивкой.

Прибор снабжён вентиляльной головкой, состоящей из трёх вентилях 18, 19 и 20 и предохранителя 21. К вентилям подключаются соединительные линии от дроссельного устройства (маховичок вентиля 18, к которому подводится большее давление, окрашен в красный цвет). Уравнительным вентилем 20 пользуют-

ся при включении прибора; во время работы вентиль 20 закрыт. Для предохранения прибора от случайной односторонней нагрузки во время работы служит предохранитель 21.

125; 0—16; 0—20; 0—25; 0—32; 0—40; 0—50; 0—63 и 0—80 и могут иметь множитель 10^n , где n — любое целое положительное или отрицательное число. Таким образом, множи-



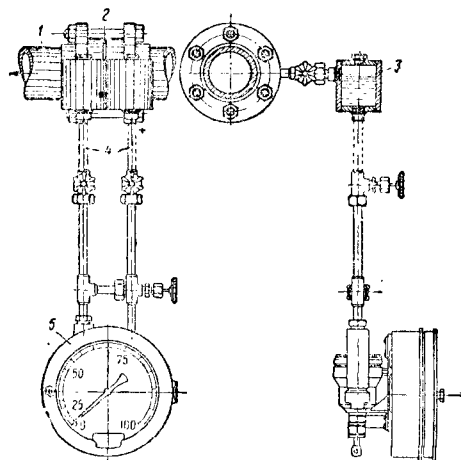
Фиг. 90. Сифонный дифференциальный манометр

Дифференциальные манометры — расходомеры, предназначенные для промышленной эксплуатации, имеют обычно, кроме стрелочного указателя расхода или самопишущего устройства, интегрирующий механизм со счетчиком.

Наибольшее применение в промышленности имеют дифференциальные манометры поплавкового типа ДП и ДПЭС с ртутным заполнением; реже применяются колокольные — типа КЭР и сифонные приборы — типа ДСВ. Приборы поплавкового типа рассчитаны на статическое давление до 160 кг/см^2 и на максимальный перепад давления в 40, 63, 100, 160, 250, 400, 630 и 1 000 мм рт. ст. Приборы колокольного типа предназначены только для измерения газовых и воздушных сред и рассчитаны на статическое давление до 3 кг/см^2 и на максимальный перепад давления в 40, 63, 100, 160, 250 и 400 мм вод. ст. Приборы сифонного типа рассчитаны на статическое давление до 160 кг/см^2 и на максимальный перепад давления в 100, 160, 250, 400, 630 и 1 000 мм рт. ст.

Все дифференциальные манометры, используемые в качестве расходомеров, имеют неравномерные (квадратичные) шкалы (см. фиг. 91), градуированные в часовых расходах в тоннах, килограммах, литрах, кубических метрах или «нормальных кубических метрах». Шкалы размечены на одно из следующих предельных цифровых значений: 0—100, 0—

10, 100 и т. д. или 0,1, 0,01 и т. д. Шкалы имеют диаметр рабочей части 276 мм или 190 мм. В последнем



Фиг. 91. Схема установки парометра.

случае приборы не могут иметь интегрирующего механизма.

Погрешность показаний механических поплавковых расходомеров типа ДП не превосходит:

$\pm 2\%$ от верхнего значения шкалы прибора, для расходов до 30% от максимального;

$\pm 1,5\%$ от верхнего значения шкалы прибора, для расходов в интервале 30—100% от максимального.

Погрешность показаний механических сифонных приборов типа ДСВ не превосходит:

$\pm 3\%$ от верхнего значения шкалы прибора, для расходов в интервале 10—50% от максимального;

$\pm 2\%$ от верхнего значения шкалы прибора, для расходов в интервале 50—70% от максимального;

$\pm 1,5\%$ от верхнего значения шкалы прибора, для расходов в интервале 70—100% от максимального.

Погрешность показаний по счётчику при нормальной частоте тока в 50 гц не должна превосходить $\pm 2,5\%$ для расходов в интервале 20—100% от максимального у приборов типа ДП и в интервале 50—100% от максимального у приборов типа ДСВ.

Погрешность показаний вторичных приборов у дифференциальных манометров типа ДПЭС и КЭР с электрической передачей не должна превосходить $\pm 4\%$ от верхнего значения шкалы прибора.

Механические поплавковые и сифонные приборы выпускаются серийно следующих разновидностей:

ДП-280 и ДСВ-280 — показывающие, со стрелочным указателем;

ДП-281 и ДСВ-281 — показывающие, со счётчиком;

ДП-610 и ДСВ-610 — самопишущие;

ДП-410 и ДСВ-410 — самопишущие, с приводом от часового механизма;

ДП-612 и ДСВ-612 — самопишущие, со счётчиком;

ДП-630 — самопишущие, с добавочной записью статического давления;

ДП-430 — самопишущие, с добавочной записью статического давления, с приводом от часового механизма.

Приборы ДП и ДСВ-281, 610, 612 и 630 имеют электрический привод переменного тока (50 гц, 127 в). Дифференциальные манометры типов ДПЭС и КЭР, с электропередачей на вторичные приборы, не имеют шкалы. Шкалы у вторичных приборов такие же, как и у механических приборов.

Вторичные приборы к дифференциальным манометрам типа ДПЭС и КЭР выпускаются следующих разновидностей, аналогичных вышеприведённым: Э-280, Э-281, Э-610, Э-612. Кроме того, выпускаются приборы Э-618 — самопишущие, с контактным устройством для целей сигнализации или регулирования. Система электропередачи и вторичные приборы питаются переменным током — 50 гц, 127 в.

Тарирование и поверка расходомеров

Сначала тарируют или рассчитывают дроссельный прибор, устанавливая зависимость между величиной расхода G (или Q) и величиной перепада давления ΔP . Затем тарируют или проверяют измерительный прибор — дифманометр, путём сравнения его показаний с показаниями образцового дифференциаль-

ного манометра. На шкале измерительного прибора могут быть нанесены эквивалентные перепаду давления величины расхода. Очевидно, что последние будут действительны только для дроссельного прибора вполне определённого профиля и размеров и для измеряемой среды вполне определённых параметров.

Официальная поверка расходомеров может быть осуществлена только в лабораториях, имеющих соответствующее разрешение от организаций Комитета по делам мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР.

Основные правила монтажа расходомеров и соединительных линий между ними и дроссельными устройствами

1. Расстояние между дроссельным устройством и механическим расходомером или датчиком расходомера с электропередачей должно быть не менее 3 и не более 50 м.

2. Расходомеры устанавливаются строго по вертикали.

3. Соединительные линии выполняются обычно из медных труб диаметром 10×12 мм, при большом давлении — из стальных труб, а при измерении расхода воздуха и газов низкого давления — из газовых труб диаметром $\frac{3}{4}$ " или для очищенных газов и воздуха — диаметром $\frac{1}{2}$ " или $\frac{3}{8}$ ". У мест измерения давления обязательна установка запорного вентиля.

4. Присоединение соединительных линий к местам измерения давления (около дроссельного устройства) должно производиться в случае горизонтального расположения трубопровода:

а) при измерении расхода воздуха или газов — к верхней части трубопровода (для предотвращения попадания влаги);

б) при измерении расхода жидкостей — к нижней части трубопровода (для предотвращения попадания воздуха);

в) при измерении расхода пара — к середине трубопровода.

5. При измерении расхода пара у мест измерения давления на каждой соединительной линии строго на одном уровне устанавливаются конденсационные сосуды. На фиг. 91 показана схема установки паромера, где 1 — трубопровод, 2 — диафрагма, 3 — конденсационные сосуды, 4 — соединительные линии, 5 — дифференциальный манометр.

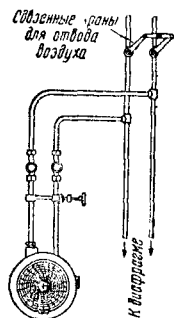
6. В случае, если при измерении расхода жидкости дифференциальный манометр устанавливается выше диафрагмы, то для удаления воздуха из соединительных трубок предусматривается устройство для отвода воздуха (фиг. 92).

7. При измерении расхода воздуха или газов предусматривается установка водоотделителей (фиг. 75).

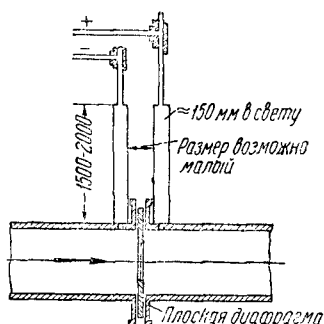
8. При измерении расхода запыленного газа или воздуха присоединение соединительных линий производится с приспособлением, дающим возможность избежать засорения трубок (фиг. 93).

9. Для измерения расхода газов или жидкостей, разрушающе действующих на резину или на детали дифференциального манометра,

метра, а также при измерении расхода масел и нефтепродуктов, между дифференциальным манометром и дроссельным устройством уста-

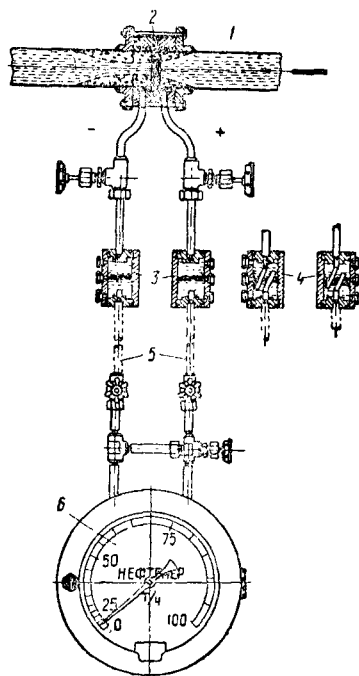


Фиг. 92. Устройство для удаления воздуха из соединительных линий



Фиг. 93. Устройство для измерения давления запыленных газов или воздуха

навливаются разделительные сосуды. На фиг. 94 показана эта установка: 1 — трубопровод, 2 — диафрагма, 3 — разделительные сосуды для случая, когда удельный вес измеряемой среды меньше удельного веса пре-



Фиг. 94. Установка расходомера с разделительными сосудами

дoхранительной жидкости, 4 — разделительные сосуды для случая, когда удельный вес измеряемой среды больше удельного веса предохранительной жидкости, 5 — соединительные линии, 6 — дифференциальный манометр. Разделительные сосуды вместе с дифференциальным манометром и соединительными линиями между ними заполняются нейтральной предохранительной жидкостью. В ка-

честве последней может служить раствор соды в чистой воде (5 г на литр). При заливании предохранительной жидкости необходимо следить, чтобы уровни её в обоих разделительных сосудах находились на одинаковой высоте.

10. Соединительные линии прокладываются с уклоном не менее $1/10$, направленным:

- а) при измерении расхода воздуха и газов — в сторону водоотделителя;
- б) при измерении расхода пара — в сторону измерительного прибора;
- в) при измерении расхода жидкостей — в сторону измерительного прибора или от наивысшей точки, где предусматривается устройство для отвода воздуха.

11. Соединительные линии должны прокладываться с плавными изгибами и должны быть плотными.

Возможные ошибки измерения для расходомеров косвенного измерения дроссельного типа

Условия точного измерения расхода требуют правильной установки дроссельного устройства, соединительных линий и измерительного прибора. Однако даже при правильной установке всего комплекса измерительных устройств измерение расхода связано с рядом погрешностей, устранение которых полностью практически невозможно.

Общая погрешность измерения расхода по перепаду давления на дроссельных устройствах, в частности на нормальных острых диафрагмах, связана с пятью отдельными вероятными погрешностями.

Первая, основная вероятная погрешность связана с неточностью определения коэффициента расхода α . Величина этой погрешности x_1 считается равной $\pm 0,5\%$ для диафрагм с отношением $d:D = 0,7$ и менее. С увеличением $d:D$ погрешность постепенно увеличивается, достигая при $d:D = 0,85$ величины $x_1 = \pm 1,0\%$.

Вторая вероятная погрешность x_2 возникает из-за неправильной оценки шероховатости трубопровода и остроты входной кромки диафрагмы. Эта погрешность зависит от диаметра D и отношения $d:D$ (табл. 54).

Таблица 54

Вероятная погрешность x_2 для нормальной острой диафрагмы из-за неправильной оценки шероховатости трубопровода и остроты входной кромки диафрагмы

$d:D$	Погрешность $\pm x_2\%$ для трубопровода диаметром D мм			
	50	100	200	300
0,3	1,5	0,9	0,5	0,0
0,5	1,7	0,9	0,4	0,0
0,7	2,1	1,5	0,9	0,3

Третья вероятная погрешность x_3 возникает из-за неточности оценки коэффициента ϵ при измерении расхода сжимаемых сред. Величина этой погрешности зависит от отно-

шения перепада давления ΔP к абсолютному давлению до диафрагмы P_1 . Эту погрешность считают равной:

$\Delta P : P_1$	$< 0,01$	0,02	0,20
$x_2\%$	0	$\pm 0,5$	$\pm 1,5$

Четвёртая вероятная погрешность x_4 связана с погрешностью измерительного прибора — дифференциального манометра. Для приборов, рассмотренных выше, эта погрешность лежит в пределах от $\pm 1,5$ до $\pm 4\%$.

Пятая вероятная погрешность x_5 зависит от неточности измерения удельного веса измеряемой среды. Это, в свою очередь, связано с погрешностями измерения давления и температуры измеряемой среды. Кроме того для водяного пара зависимость между удельным весом пара и давлением и температурой пара вычислена с точностью $\pm 0,7\%$. С учётом всех обстоятельств следует считать погрешность x_5 равной:

для жидкостей $x_5 = \pm 0,5 \div 1,0\%$
 » газов и воздуха $x_5 = \pm 0,7 \div 1,8\%$
 » водяного пара $x_5 = \pm 1,0 \div 2,6\%$

Суммарная вероятная погрешность X определяется как корень квадратный из суммы квадратов отдельных вероятных погрешностей. При этом погрешности x_4 и x_5 принимаются в половинном размере, так как перепад давления и удельный вес входят в расчётном уравнении расхода под знак радикала. Таким образом, суммарная вероятная погрешность измерения расхода будет:

$$X = \sqrt{x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + (0,5 \cdot x_4)^2 + (0,5 \cdot x_5)^2}. \quad (10)$$

Если для примера положим, что:

$x_1 = \pm 0,5\%$; $x_2 = \pm 0,9\%$; $x_3 = \pm 0,5\%$;
 $x_4 = \pm 3,6\%$ и $x_5 = \pm 1,5\%$, то суммарная вероятная погрешность будет:

$$X = \sqrt{0,5^2 + 0,9^2 + 0,5^2 + 1,5^2 + 0,75^2} = \pm 2,03\%.$$

Суммарная вероятная погрешность измерения расхода оказывается меньше погрешности дифференциального манометра.

Неправильная установка дроссельного устройства, соединительных линий и прибора может резко увеличить эту погрешность.

Большие погрешности могут возникнуть при изменении давления и температуры измеряемой среды по сравнению с расчётными. Это особенно резко проявляется при измерениях сжимаемых сред, за счёт значительного изменения удельного веса. Так, в первом приближении можно считать, что для водяного пара уменьшение давления на 1% вызывает погрешность измерения весового расхода $+0,5\%$, а уменьшение температуры перегрева на 10°C — погрешность $\sim -1,5\%$. Поэтому при измерениях расхода сжимаемых сред надо одновременно контролировать величины давления и температуры измеряемой среды.

ПНЕВМОМЕТРИЧЕСКИЙ МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА

Этот метод основан на измерении разности между полным и статическим давлением потока измеряемой среды. Измерение полного давления P_n производят при помощи трубки, отверстие которой направлено навстречу движению потока, а статического давления P_c — трубкой, отверстие которой лежит в плоскости движения потока. Разность давлений $P_n - P_c$ по уравнению Бернулли, зависит от скорости потока v :

$$P_n - P_c = \frac{\gamma}{2g} v^2,$$

откуда:

$$v = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot (P_n - P_c)} \text{ м/сек}, \quad (11)$$

где g — ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$;

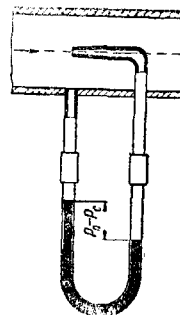
γ — удельный вес измеряемой среды, кг/м^3 ;

$P_n - P_c$ — разность давлений, кг/м^2 .

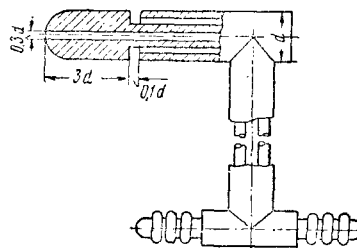
В простейшем случае измерение разности давления $P_n - P_c$ можно произвести, как показано на фиг. 95. Статическое давление измеряют трубкой, которая не вызывает возмущения потока.

На практике обычно применяют комбинированные пневмометрические трубки, посредством которых можно легко определить скорость потока в любой точке сечения трубопровода или канала. Наиболее распространена пневмометрическая трубка Прандтля (фиг. 96). Преимуществом этой трубки является практическое отсутствие погрешности при некотором несовпадении положения трубки с направлением потока. Отклонение оси трубки от направления потока до 15° практически не требует введения поправок.

Для определения расхода измеряемой среды необходимо знать среднюю скорость по-



Фиг. 95. Схема измерения расхода при помощи простых пневмометрических трубок Пито



Фиг. 96. Пневмометрическая трубка Прандтля

тока, в то время как пневмометрическая трубка определяет скорость только в точке измерения. Поэтому для точных измерений расхода необходимо осуществить измерение скорости в различных точках сечения трубо-

провода, с тем чтобы установить среднюю скорость. Однако это возможно только в том случае, если скорость потока, в течение периода всех измерений в отдельных точках сечения трубопровода или канала, сохраняется постоянной. Так как это условие выдерживается далеко не всегда, то в практических измерениях определяют скорость v_n в центре сечения трубопровода или канала и для определения средней скорости вводят поправочный коэффициент K .

Тогда расход измеряемой среды будет:

$$Q = K \cdot v_n \cdot F \text{ м}^3/\text{сек},$$

где F — сечение трубопровода или канала, м^2 ; v_n — скорость, $\text{м}/\text{сек}$.

Коэффициент K для круглых труб зависит от числа Re (табл. 55).

Таблица 55

Поправочный коэффициент K для определения средней скорости потока по скорости в центре потока (для круглых труб)

Re . .	до 2 200	4 000	10 000	100 000	1 000 000
K . . .	0,50	0,70	0,78	0,83	0,87

Коэффициент K для прямоугольных каналов в первом приближении можно считать таким же.

ТЕРМОАНОМЕТРИЧЕСКИЙ МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА

Этот метод измерения расхода основан на определении зависимости между скоростью потока и температурой, расположенной в потоке нагретой металлической нити. Для измерения расхода в потоке измеряемой среды располагают металлическую нить, нагреваемую электрическим током. В зависимости от скорости потока теплоотдача от нити к потоку будет изменяться, и при постоянной силе тока будет меняться температура нити, а следовательно, и её электрическое сопротивление.

Для измерения скорости потока можно также поддерживать постоянной температуру нити (её электрическое сопротивление) и определять, в зависимости от скорости потока, силу тока, необходимую для поддержания постоянной температуры нити.

Термоанометрический метод измерения может быть применён для измерения газовых и воздушных потоков при скоростях до 10—12 $\text{м}/\text{сек}$ и для измерения жидких сред при скоростях до 1—1,5 $\text{м}/\text{сек}$. При больших

скоростях потоков точность измерения значительно понижается.

Определение средней скорости потока, необходимое для точного измерения расхода, может быть произведено за счёт соответствующего расположения нити по сечению трубопровода (например зигзагообразно).

КАЛОРИМЕТРИЧЕСКИЙ МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА

Этот метод применяется для измерения малых расходов. Метод измерения основан на определении изменения температуры потока при нагревании его постоянным источником тепла. Нагревание производится чаще всего электрическим током. Определение разности температуры наиболее удобно производить электрическим путём при помощи термпар или термометра сопротивления. Тогда, очевидно, разность температур:

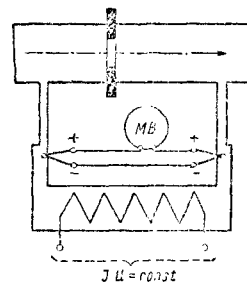
$$\Delta t = \frac{Q_1 - Q_2}{G} \cdot k, \quad (12)$$

где G — расход измеряемой среды; Q_1 — количество вводимого тепла; Q_2 — потери тепла в окружающую среду; k — переводной коэффициент.

При конструировании расходомера Q_2 необходимо делать относительно небольшой. Обычно эту величину приходится определять экспериментально.

Для измерения больших расходов калориметрический расходомер можно установить на байпасной линии, определив расчётном или экспериментом соотношение расходов по основной и байпасной линии. Это соотношение будет для каждого прибора постоянным при любых расходах, при условии, что вязкость потока будет сохраняться постоянной.

На фиг. 97 показана схема байпасного калориметрического расходомера с электрическим подогревателем и измерением температур при помощи термпар, электродвижущие силы которых направлены навстречу друг другу; температура отсчитывается по милливольтметру.



Фиг. 97. Схема калориметрического измерения расхода на байпасной линии

АНАЛИЗ ГАЗОВ

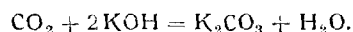
Для определения состава газов применяются приборы, называемые газ а н а л и з а т о р а м и. Газоанализаторы подразделяются на три основные группы: химические, электрические и механические.

ХИМИЧЕСКИЕ ГАЗОАНАЛИЗАТОРЫ

В газоанализаторах этой группы из анализируемого газа определённого объёма удаляется тот или иной компонент; содержание

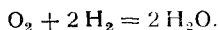
последнего измеряется по уменьшению объёма анализируемого газа. Существуют три способа удаления компонента.

Метод поглощения (абсорбции). Например, при пропускании газа через едкий калий последний полностью поглощает CO_2 :



Метод дожигаия. Например, кислород в смеси с водородом пропускается через печь с катализатором, где кислород вступает

в реакцию с водородом. Уравнение этой реакции:



Образовавшиеся при сгорании водяные пары конденсируются и, следовательно, уменьшение объема равно трёхкратному содержанию кислорода.

Метод дожигания с последующим поглощением. Дожигание производится в печи, нагретой до $\sim 300^\circ\text{C}$ в присутствии катализатора, ускоряющего процесс сгорания: $2\text{CO} + \text{O}_2 = 2\text{CO}_2$. После дожигания газ пропускается через едкий калий, поглощающий образовавшуюся из CO углекислоту. В этом случае уменьшение объема равно полуторному содержанию CO.

Ручные химические газоанализаторы

Эти газоанализаторы служат для спорадического определения состава газа. Наиболее распространёнными являются:

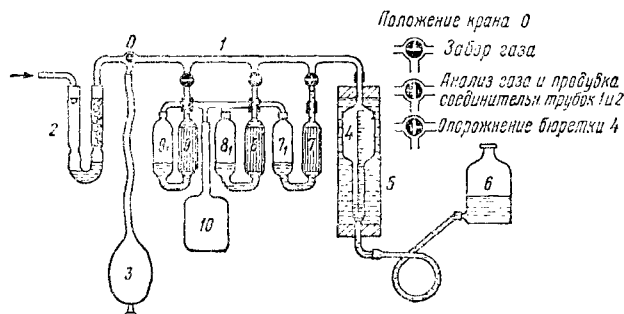
а) Газоанализатор для определения процентного содержания по объёму углекислого газа (CO_2), окиси углерода (CO) и кислорода (O_2) в анализируемом газе.

б) Газоанализатор (полного анализа) для определения процентного содержания по объёму CO_2 , CO, O_2 , водорода (H_2), азота (N_2), непредельных углеводородов (C_nH_m) и метана (CH_4) в анализируемом газе.

в) Газоанализатор системы Норзе (Кнорре, Зимина, Платонова) — для определения CO_2 , CO, O_2 , H_2 и CH_4 .

г) Газоанализатор ВТИ (Всесоюзного Теплотехнического института им. Дзержинского) — для определения процентного содержания по объёму CO_2 , CO, C_nH_m , O_2 , H_2 , CH_4 , C_2H_6 , N_2 .

Газоанализатор ручной на CO_2 , CO и O_2 (фиг. 98) является одним из самых прос-

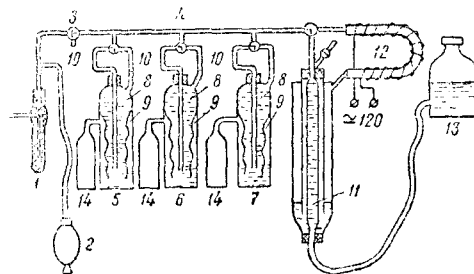


Фиг. 98. Схема ручного газоанализатора

тых и распространённых газоанализаторов. Он состоит из трубки (гребёнки) 1 с тремя отрезками и кранами на них. Трёхходовым краном 0 трубка может соединяться через служащий фильтром U-образный сосуд 2 с трубкой для подвода анализируемого газа или через резиновую грушу 3 — с атмосферой. Другой конец трубки соединён с измерительной бюреткой 4, имеющей в нижней части узкое сечение для возможности точного отсчёта. Для охлаждения анализируемого газа бюретка помещена в за-

полненный водой сосуд 5. Нижний конец бюретки соединён резиновой трубкой со склянкой 6. К гребёнке резиновыми трубочками присоединены абсорбционные сосуды 7, 8 и 9 с реактивами. Стекланые трубочки в сосудах служат для увеличения площади смачиваемой реактивами поверхности и более интенсивного поглощения газов. Во время анализа при входе в основные сосуды газ вытесняет реактивы в вспомогательные сосуды 7, 8 и 9. Сосуды 7 и 7₁ служат для поглощения из анализируемого газа углекислоты (CO_2) раствором едкого калия (KOH); сосуды 8 и 8₁ — для поглощения кислорода (O_2) раствором пирогалловой кислоты в едком калие; сосуды 9 и 9₁ — для поглощения окиси углерода (CO) аммиачным или кислым раствором хлористой меди. Вспомогательные сосуды соединены с резиновым мешочком 10 для предохранения поглощения воздуха реактивами. Все элементы газоанализатора помещены в деревянном футляре.

Анализ газа происходит в следующем порядке: в бюретку 4 ёмкостью 100 см³ вса-



Фиг. 99. Схема газоанализатора Норзе

сывается анализируемый газ путём опускания склянки 6. После закрытия крана 0 и открытия крана у сосуда 7, соединяют с последней склянкой и подниманием и опусканием её прогоняют газ несколько раз в сосуд 7 и затем, отключив сосуд, измеряют объём оставшегося газа в бюретке. По уменьшению объёма определяют количество поглощённого газа CO_2 в процентах. Прогоняя таким же образом поочерёдно оставшийся газ в сосуды 8 и 9, определяют по уменьшению объёма газа за счёт поглощения состав O_2 и CO в процентах.

Газоанализатор Норзе (фиг. 99) имеет приспособление для дожигания 12, которое представляет собой трубку (с катализатором), нагреваемую электрическим током. Газоанализатор позволяет определять CO_2 , O_2 и CO поглощением, а H_2 и CH_4 — дожиганием. Если в газе имеются тяжёлые углеводороды, то последние определяются поглощением, а CO, H_2 и CH_4 — дожиганием. На схеме указаны: фильтр 1, резиновая груша 2, трёхходовый кран 3, распределительная гребёнка 4, поглотительные сосуды 5, 6 и 7, рабочая камера 8, вспомогательная камера 9, капиллярные трубки 10, измерительная бю-

решетка 11, дожигательная петля 12, уравнительный сосуд 13 и резиновые мешочки 14.

Газоанализаторы ВТИ имеют по сравнению с другими аналогичными приборами ряд преимуществ: а) вредное пространство сведено к минимуму; б) возможен учёт изменения объёма газов в зависимости от давления и температуры; в) осуществляются более точные отсчёты при измерениях объёма газов; г) стеклянные части прибора несложны, сборка и обслуживание прибора простые. Газоанализатор ВТИ имеет семь поглотительных сосудов и сосуд для дожигания.

Реактивы. Наиболее употребительными реактивами для газоанализаторов являются следующие:

1. Для поглощения CO_2 берут 100 г едкого калия, растворённого в 200 г дистиллированной воды; 1 см³ этого раствора допускает практически поглощение 40 см³ CO_2 .

2. Для поглощения O_2 берут 80 г едкого калия, растворённого в 160 г дистиллированной воды с добавлением 35 г пирогаллола к раствору, нагретому до 60° С. Применяется также раствор 35 г гипосульфита натрия и 13 г едкого калия в 200 см³ дистиллированной воды. 1 см³ раствора поглощает 4 см³ O_2 .

3. Для поглощения CO_2 берут 200 г полухлористой меди с 250 г хлористого аммония, растворённых в 750 г дистиллированной воды. Перед заливкой этого раствора в поглотительный сосуд газоанализатора к нему добавляют 1/3 объёма 25%-ного раствора аммиака.

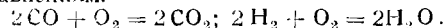
Автоматические химические газоанализаторы

Эти приборы служат для систематического непрерывного контроля и регистрации. Они подразделены на три группы: 1) симплекс — для одного анализируемого компонента; 2) дуплекс — для двух; 3) триплекс — для трёх анализируемых компонентов. Газоанализаторы триплекс слишком громоздки, мало удобны для эксплуатации, а потому устанавливаются редко.

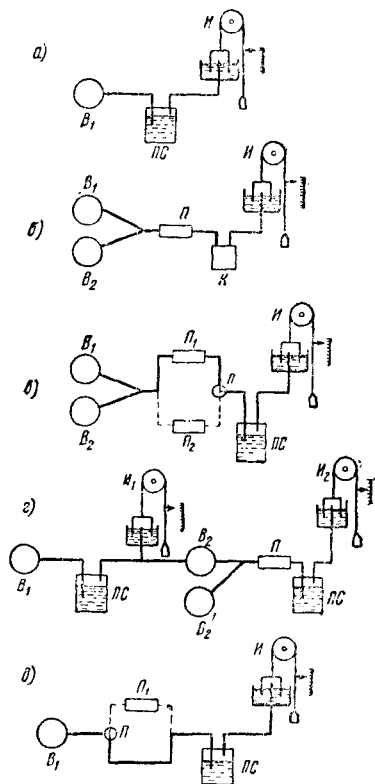
Принципиальная схема газоанализатора на CO_2 дана на фиг. 100, а. Определённый объём исследуемого газа засасывается в сосуд B_1 , называемый волюметром. Затем объём газа (обычно 100 см³) пропускается через поглотительный сосуд ПС с раствором едкого калия. Непоглощённый остаток поступает в газоизмерительное устройство И, где измеряется уменьшение объёма, соответствующее поглощённому CO_2 . По этой схеме работают газоанализаторы ГУ-40 и др.

Принципиальная схема газоанализатора на O_2 дана на фиг. 100, б. Кроме волюметра B_1 , имеется волюметр B_2 для отмеривания водорода, подаваемого из небольшого баллона. Прибор имеет электрическую печь П и охлаждающий сосуд К. В печи происходит реакция по уравнению $\text{O}_2 + 2\text{H}_2 = 2\text{H}_2\text{O}$. Образовавшиеся водяные пары конденсируются в сосуде К. Измеренное прибором И уменьшение объёма второе больше определяемого объёма O_2 . Такой газоанализатор может быть использован и для определения H_2 . В этом случае в волюметр B_2 будет подаваться кислород или воздух. Уменьшение объёма будет соответствовать полуторному объёму определяемого водорода.

Принципиальная схема газоанализатора для определения CH_4 с отдельным дожиганием приведена на фиг. 100, в. Определение метана в присутствии CO и H_2 возможно благодаря различным температурам дожигания (CO и H_2 при 300° С; CH_4 при 800° С). В печи Π_1 в присутствии катализатора при 300° С происходит сгорание CO и H_2 по уравнениям:



Уменьшение объёма после первого цикла равно $\Delta v_1 = 1,5 \text{ CO} + 1,5 \text{ H}_2$. В печи Π_2 в присутствии катализатора при 800° С сгорает CH_4 по уравнению $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$. Уменьшение объёма при этом равно



Фиг. 100. Принципиальные схемы химических автоматических газоанализаторов: а — на CO_2 ; б — на O_2 ; в — на CH_4 ; г — на CO_2 и $\text{CO} + \text{H}_2$; д — на CO_2 и $\text{CO} + \text{H}_2$.

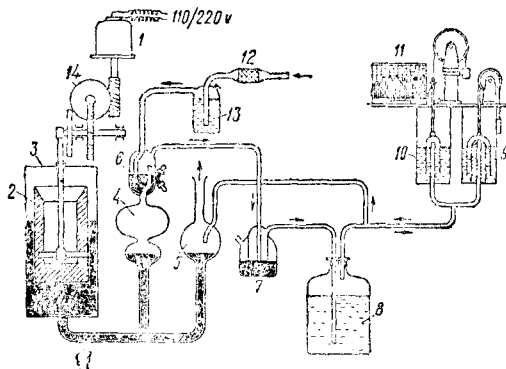
$\Delta v_2 = 1,5 \text{ CO} + 1,5 \text{ H}_2 + 3 \text{ CH}_4$. Содержание метана равно разности между двумя последовательными анализами $\text{CH}_4 = \frac{1}{3} (\Delta v_2 - \Delta v_1)$.

Принципиальная схема газоанализатора на CO_2 и $\text{CO} + \text{H}_2$ приведена на фиг. 100, г.

Содержание CO_2 в анализируемой смеси, учитываемое газоизмерительным устройством Π_1 , определяется по аналогии со схемой фиг. 100, а. Остаток анализируемого газа засасывается в волюметр B_2 и подсосыванием в волюметр B_1 дополнительного воздуха доводится до прежнего объёма, затем поступает в печь Π . Здесь CO и H_2 сгорают в CO_2 и H_2O , которые поглощаются или конденса-

руются в сосуде ПС. Уменьшение объёма, отмечаемое прибором И₂, составляет полуторное количество определяемого содержания CO + H₂. Так как регистрация результатов анализа раздельная, то обе диаграммы отградуированы непосредственно в процентах CO₂ и CO + H₂. В некоторых типах приборов анализы на CO₂ и CO + H₂ совершаются последовательно во времени. Анализ производится на двух различных пробах газовой смеси, что достигается путём соответствующего переключения (схема на фиг. 100, б).

Химический автоматический газоанализатор «Стахановец» служит для определения содержания CO₂ в газовых смесях и записи показаний. Газоанализатор (фиг. 101) со-



Фиг. 101. Схема химического автоматического газоанализатора «Стахановец» на CO₂.

стоит из силовой, вольметрической и самопишущей частей. Цикл анализа происходит следующим образом: электродвигатель переменного тока 1 мощностью 17 вт сообщает при помощи редуктора и эксцентрика поступательное движение плунжеру 2, который, перемещаясь в цилиндре 3, вытесняет ртуть в вольметр 4 и выхлопной клапан 5. При повышении уровня ртути в вольметре газ вытесняется через клапаны 6 и 7 в поглотительный сосуд 8, где газ прогоняется через раствор щёлочи, в результате чего вся углекислота поглощается, а оставшийся газ улетает в атмосферу через клапан 5. Как только ртуть в вольметре достигнет узкой трубки, соединяющей два шарика, клапан 5 перекроется поднимающейся в нём ртутью. Газ, оставшийся в верхнем шарике вольметра, имеет объём 100 см³. Пройдя через поглотительный сосуд, этот газ выходит под колокол 9 и 10 самопишущей части газоанализатора. Колокола погружены в жидкость и уравновешены грузиками. Первым поднимается колокол 9, — он принимает постоянный объём. Остаток газа поступает под колокол 10, который поднимается на высоту, соответствующую объёму непоглощённого газа. Высота подъёма колокола 10 записывается на бумажной ленте в виде отрезка вертикальной прямой линии. Бумажная лента закреплена на барабане, вращающемся при помощи часового механизма. Расстояние от верхней точки отрезка прямой до нулевой линии, проходящей горизонтально на верхней части ленты, показывает концентрацию CO₂.

При обратном ходе плунжера 2 ртуть в клапане 5 и вольметре 4 опускается, и в вольметр поступает свежая порция газа, проходя последовательно через фильтр 12, увлажнитель 13 и клапан 6. Одновременно открывается клапан 5, через который газ из-под колоколов 9 и 10 уходит в атмосферу. Плунжер, пройдя верхнюю рабочую точку, снова опускается вниз, повторяя анализ.

Продолжительность одного анализа 5 мин. Точность измерения $\pm 2\%$ от максимального предела измерения. Пределы измерений: 0—20%, 0—40% и 0—100% CO₂.

Самопишущая часть газоанализатора рассчитана на работу без смены диаграммы в течение полных суток. Часовой механизм для вращения барабана имеет 12-суточный завод.

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ГАЗОАНАЛИЗАТОРЫ

По принципу действия они разделяются на две группы: 1) газоанализаторы для определения CO₂ или H₂ методом сравнения теплопроводности анализируемой газовой смеси и воздуха и 2) газоанализаторы для определения суммы CO + H₂ методом учёта количества тепла, выделяющегося при дожигании CO + H₂.

Газоанализаторы на CO₂. Принцип действия их заключается в следующем. Дымовые газы содержат N₂, O₂, CO₂, CO, CH₄, H₂, SO₂ и водяные пары. Теплопроводности N₂, O₂, CO почти одинаковы с воздухом (табл. 56).

Таблица 56

Теплопроводности газов (по отношению к теплопроводности воздуха, принятой за 100)

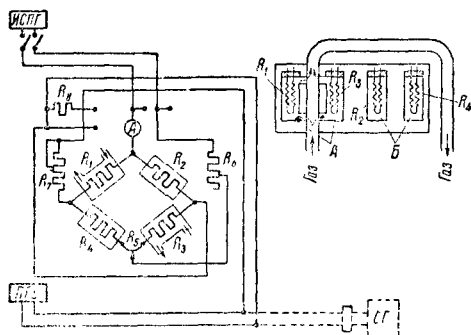
Газ	N ₂	O ₂	CO	CO ₂	CH ₄	H ₂	SO ₂	Водяные пары
Теплопроводность	100	101	96	59	136	730	34	75

Присутствие метана (CH₄) в дымовых газах незначительно, а потому влияния на теплопроводность смеси он практически не оказывает. Наличие H₂ и SO₂, теплопроводность которых сильно отличается от теплопроводности воздуха, оказывает значительное влияние на теплопроводность смесей. Кроме того SO₂ вызывает коррозию металлических частей газоанализатора. В связи с этим в некоторых конструкциях газоанализаторов предусматривается печь для дожигания H₂ и сернистый фильтр. Для уменьшения влияния водяных паров последние удаляют из смеси газов путём установки холодильников и конденсационных горшков на пути газа перед газоанализатором.

Содержание CO₂ в газовой смеси определяется при помощи моста Уитстона.

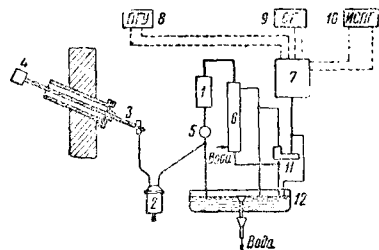
Газоанализатор автоматический электрический на CO₂ ГЭУК-21. Принципиальная электрическая схема автоматического газоанализатора ГЭУК-21 прикреплена на фиг. 102. Плечи моста выполнены из тонкой платиновой проволоки — материала с большим температурным коэффициентом электрического сопротивления. Плечи R₁ и R₂ помещены в камеры А приёмника, через которые проте-

кает анализируемая газовая смесь, а R_2 и R_4 — в камеры B с воздухом. Плечи моста нагреты до вполне определённой, заранее установленной температуры электрическим током постоянной величины, подводимым от источника питания. Мост рассчитан на полное электрическое равновесие (отсутствие тока в цепи показывающего прибора) при протекании через газовые камеры воздуха, что достигается нулевым реостатом R_5 . При протекании через газовые камеры газа



Фиг. 102. Принципиальная электрическая схема газоанализатора ГЭУК-21 на CO_2 и газовая схема приёмника

с содержанием CO_2 изменяются условия теплоотдачи от плеч моста к стенкам этих камер, так как CO_2 обладает значительно меньшей теплопроводностью по сравнению с теплопроводностью воздуха и остальных компонентов, входящих в состав газовой смеси. Это вызывает изменение теплового состояния соответствующих плеч моста. Электрическое сопротивление их возрастёт, вследствие чего нарушится равновесие электрической схемы моста и через указывающий прибор пойдёт ток. Величина тока определяет процентное содержание CO_2 в анализируемой смеси, в силу чего прибор может быть отградуирован в процентах CO_2 .



Фиг. 103. Схема установки электрического автоматического газоанализатора типа ГЭУК-21 на CO_2

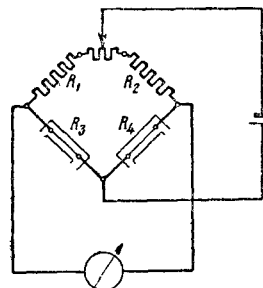
Сопротивление R_6 служит для регулировки, R_7 — градуированное сопротивление, а R_8 — сопротивление, эквивалентное самопишущему гальванометру СГ, включаемое при отсутствии прибора СГ в комплекте.

Схема газоанализатора ГЭУК-21 с указанием основных элементов приведена на фиг. 103.

Для удаления H_2 и SO_2 из газовой смеси (при наличии их) могут быть установлены печь для дожигания водорода 1 и сернистый фильтр 2. Газоанализатор рассчитан на непрерывный анализ газов. Движение газа создаётся при помощи водоструйного насоса, работающего от водопроводной магистрали. Анализируемая газовая смесь при помощи газозаборной трубки 3, очищенная от механических примесей в керамическом 4 и контрольном 5 фильтрах и охлаждённая в холодильнике 6, поступает в приёмник 7. Комплект газоанализатора ГЭУК-21 включает также показывающий прибор 8 — магнитоэлектрический милливольтметр ПГУ со шкалой 0—200% CO_2 , самопишущий гальванометр СГ 9 и источник питания 10 — аккумуляторная батарея напряжением 10 в или источник сетевого питания (ИСПГ) с первичным напряжением 127—220 в, 50 гц. Напряжение выпрямленного тока 10—12 в. Максимально отдаваемая мощность 10 вт.

Вода из водопроводной магистрали подводится сначала к холодильнику, затем проходит через эжектор 11 и конденсационный сосуд 12 и через дренаж по сточной трубе сливается в канализацию.

Газоанализатор на $\text{CO} + \text{H}_2$, схема которого изображена на фиг. 104, состоит из моста Уитстона, в котором плечи R_3 и R_4 помещены внутри газовой и воздушных камер и нагреты до температуры примерно 400—500° С. Плечи R_1 и R_2 выполнены из материала с малым температурным коэффициентом сопротивления. При просасывании газовой смеси через камеру с плечом R_3 газы CO и H_2 будут сгорать благодаря наличию в газовой смеси свободного кислорода. Выделяемое тепло вызывает повышение температуры в камере и изменение величины электрического сопротивления плеча R_3 , что приводит к нарушению равновесия моста. По величине протекающего через гальванометр тока определяют значение $\text{CO} + \text{H}_2$.



Фиг. 104. Принципиальная электрическая схема электрического газоанализатора на $\text{CO} + \text{H}_2$

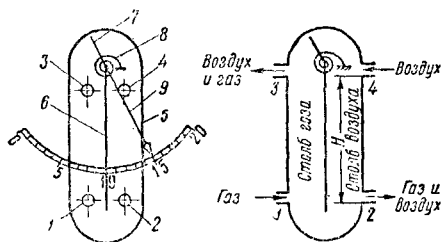
МЕХАНИЧЕСКИЕ ГАЗОАНАЛИЗАТОРЫ

Газоанализатор системы Л. К. Якимова является стационарным автоматическим прибором для непрерывного определения по объёму процентного содержания CO_2 в анализируемой газовой смеси. Прибор основан на принципе сопоставления между собою молекулярных весов воздуха и газовой смеси и потому может быть назван «газовыми весами».

Принцип действия прибора состоит в следующем. Если в замкнутую полость заключить два одинаковых по высоте столба газа и воздуха, то веса этих столбов при одинаковой температуре будут пропорциональны соответ-

ствующим им молекулярным весом. Подвешенное в этой полости лёгкое подвижное крыло — заслонка под давлением, создаваемым разностью веса столбов воздуха и газа — будет отклоняться на некоторый угол, величина которого пропорциональна содержанию в газах CO_2 .

Схема работы газоанализатора представлена на фиг. 105. Газ входит в прибор через отверстие 1, расположенное за прибором, и отсасывается дымососом через отверстия 2 и 3. Воздух, с которым при одинаковой температуре сопоставляется газ по весу, всасывается через отверстие 4 и отсасывается так же, как и газ, через отверстия 2 и 3.



Фиг. 105. Схема газоанализатора «газовые весы» системы Якимов.

Вверху замкнутого контура 5, над перегородкой 6 находится крыло 7, снабжённое указателем содержания CO_2 9, движущимся по шкале. На оси крыла имеется подвеска 8 (изображена на схеме условно в виде спиральной пружины), которая закручивается тем сильнее, чем больше давление воздуха на крыло 7.

Прибор состоит из измерительной системы, подводящей системы и корпуса.

Прибор может быть указывающим и самопишущим. Предел измерения CO_2 до 20%. Точность отсчёта $\pm 0,5\%$ CO_2 .

Наименьший расход воздуха через прибор — 250 л в час; расход газа может быть меньше на 30% и составлять 200 л в час. При меньших расходах газа прибор работает неустойчиво.

Наличие в составе дымовых газов H_2 и SO_2 искажает показания прибора; так, 1%

по объёму H_2 искажает показания в сторону уменьшения на 1,8% CO_2 ; содержание 1% SO_2 искажает показания на 2,3% CO_2 . Таким образом, содержание H_2 и SO_2 не должно превышать соответственно 0,2 и 0,6% по объёму, чтобы дополнительная погрешность прибора не превышала $\pm 0,5\%$ CO_2 .

Время запаздывания показаний прибора составляет 0,5—2 мин. (у химического 5—10 мин.) и зависит от диаметра и длины заборной газовой линии.

ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К УСТАНОВКЕ СТАЦИОНАРНЫХ ГАЗОАНАЛИЗАТОРОВ

При монтаже газозаборного устройства всех автоматических газоанализаторов необходимо соблюдать следующее:

1. Место забора газов должно быть выбрано из расчёта наименьшего расстояния до места установки газоанализатора, во избежание запаздывания показаний последнего.

2. Температура газов в месте забора должна быть в пределах от 200 до 600° С. При температуре газов ниже 200° С возможно быстрое загрязнение фильтра смолами. Температура выше 600° недопустима из-за быстрого разрушения металлической арматуры фильтра, а также вследствие возможного частичного восстановления CO_2 в CO за счёт сажи.

3. Керамический фильтр должен быть установлен в прямом потоке газов на $1/3$ длины диагонали сечения газохода прямоугольной формы или $1/3$ диаметра круглого газохода.

Газозаборная трубка должна быть установлена под углом в 20—25° к горизонту, обеспечивая этим сток конденсата в конденсационный сосуд или сернистый фильтр.

СРОКИ ПОВЕРКИ ГАЗОАНАЛИЗАТОРОВ

Сроки обязательной государственной поверки приборов для определения состава газов согласно [7] установлены:

1. Газоанализаторы ручные стеклянные — при выпуске из производства или ремонта.
2. Газоанализаторы автоматические, химические и электрические — один раз в 2 года.

ИЗМЕРЕНИЕ СИЛ

Динамометры (приборы для измерения сил) различаются:

по принципу действия — на механические, гидравлические и электрические,

по характеру показаний — на указывающие, самопишущие или регистрирующие (динамографы), с дистанционной передачей показаний или без неё;

по роду действия усилий — на работающие только на сжатие или растяжение или на сжатие и растяжение;

по величине допускаемого усилия — в килограммах или тоннах;

по характеру допускаемого усилия — для измерения спокойных или колеблющихся усилий.

Регистрирующие динамометры, кроме измеряемой силы, могут также отмечать пройденный путь, скорость, число оборотов и т. п.

Некоторые конструкции динамометров имеют контрольную стрелку, указывающую наибольшее усилие, имевшее место при испытании.

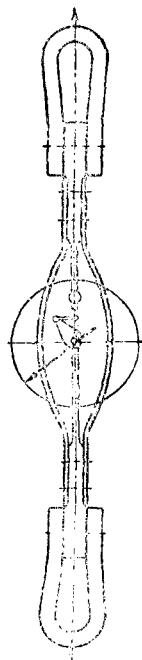
МЕХАНИЧЕСКИЕ ДИНАМОМЕТРЫ

Измерение сил производится на основании наблюдения за вызванной деформацией пружин.

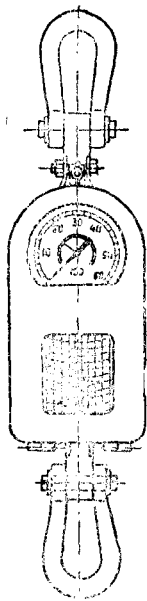
На фиг. 106 показана схема одного из типов механического динамометра. Две скобы, изогнутые в форме рессоры, соединены по концам с пластинами, имеющими серьги. Под действием приложенных сил скоба деформи-

руется, расстояние между пластинами изменяется, что передаётся через систему рычагов на ось стрелки прибора.

На фиг. 107 показан динамометр, указывающий и одновременно регистрирующий.



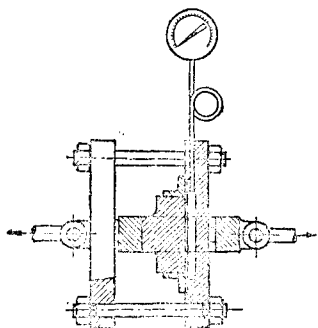
Фиг. 106. Схема механического динамометра со скобами



Фиг. 107. Схема динамометра, указывающего и регистрирующего

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДИНАМОМЕТРЫ

Измерение сил производится на основании наблюдения за давлением жидкости, вызванным действующей на неё силой. Применяются для измерения больших сил, причём изменение последних, ввиду большой инерции жидкости и механизма манометра, не должно происходить очень быстро.



Фиг. 108. Схема гидравлического динамометра

Манометры градуируются в килограммах или тоннах и показывают, непосредственно измеряемое усилие

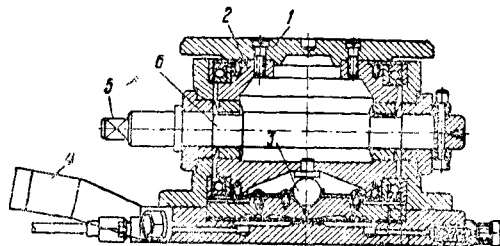
В поршневых динамометрах измеряемая сила, действуя на поршень, сжимает заполняющую цилиндр жидкость (глицерин, масло)

В диафрагменных (мембранных) динамометрах, называемых также месдозами, сжатие жидкости производится при помощи перегородки (диафрагмы), на которую воздействует

через поршень измеряемая сила (фиг. 108). Эти динамометры применяются в динамометрических вагонах (см. «ТСЖ», т. V, раздел «Подвижной состав»).

К диафрагменным динамометрам относятся гидравлические весы и динамограф тяговый.

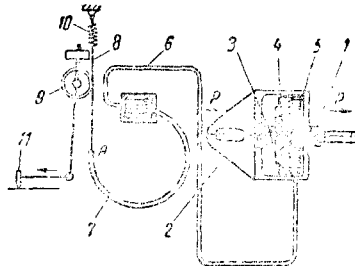
Гидравлические весы (фиг. 109) служат для



Фиг. 109. Гидравлические весы

измерения давлений колёс и опор машин путём установки каждого колеса на отдельные весы. Платформа 7 опирается на поршень 2, в свою очередь опирающийся на шарик 3 масляной месдозы. Последняя передаёт усилие к манометру 4. Включение и выключение прибора производится при помощи вала 5 и эксцентриковых выступов 6. Предел измерения — от 100 до 2 000 кг при погрешности $\pm 1,5\%$.

Динамограф тяговый гидравлический (фиг. 110) служит для измерения и регистрации тяговых сопротивлений. Сила растяже-



Фиг. 110. Схема тягового гидравлического динамометра

ния при помощи скоб 1 и 2 и шарика 3 воздействует на опорный диск 4 месдозы. Последняя через диафрагму 5 давит на масло. По маслопроводу 6 давление передаётся трубчатой пружине 7, заставляя её распрямляться. Прикреплённая к пружине лента 8 перекинута через ролик 9 и присоединена к пружине 10. Запись измеряемых сил производится пером 11 на диаграммную ленту. Кроме сил на ленту наносятся отметки времени, пути и оборотов, что позволяет определить скорость и буксование. Предел измерения сил — до 6 000 кг при погрешности $\pm 1\%$.

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ДИНАМОМЕТРЫ

Измерение сил производится на основании наблюдения за изменением электрических величин, вызванным действием сил на соответствующие части прибора. Применяются следующие методы:

пьезоэлектрический, основанный на принципе использования эффекта возникновения электрических зарядов на поверхности некоторых кристаллов, подвергнутых растяжению или сжатию в определённом направлении;

ёмкостный, основанный на принципе изменения ёмкости конденсатора под действием приложенных сил вследствие изменения расстояния между пластинами или площади их;

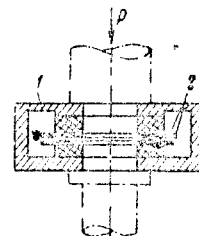
угольного сопротивления, основанный на принципе изменения сопротивления некоторых проводников под воздействием приложенных сил, вызывающих растяжение или сжатие;

жидкостного сопротивления, основанный на принципе изменения сопротивления жидкости под воздействием приложенных сил, вызывающих изменение площади поперечного сечения или длины слоя жидкости;

индуктивный, основанный на принципе изменения силы тока или напряжения вторичной катушки, при постоянном напряжении на первичной, в зависимости от величины воздушного зазора, изменяющегося под действием измеряемой силы;

магнитный, основанный на принципе изменения самоиндукции, а тем самым и силы тока, в зависимости от магнитного силового поля, изменяющегося от возникающих в материале сердечника напряжений, вызванных приложенными силами.

Динамометр сжатия ёмкостный (фиг. 111). Прибор служит для измерения сил, действующих вдоль оси. Под действием силы прогибается мембрана 1 датчика, происходит сближение обкладок 2 конденсатора и изменение его ёмкости. Датчик присоединяется к преобразующему аппарату, при помощи которого изменение ёмкости превращается в соответственное изменение тока, действующего на шлейф осциллографа.



Фиг. 111. Схема динамометра ёмкостного сжатия

Соленоидный автоматический динамометр конструкции Яковлева (ЦАГИ) служит для измерения сил, уравновешиваемых силами взаимодействия соленоидов, причём процесс взвешивания автоматизирован.

Необходимо отметить, что при измерении вертикальных сил можно также пользоваться весами любой конструкции. Однако широкое распространение этот метод получил лишь при измерении мощности.

СРОКИ ОБЯЗАТЕЛЬНОЙ ПОВЕРКИ

Приборы для измерения сил поверяются согласно [7]. Динамометры поверяются один раз в два года, а образцовые — один раз в год.

ИЗМЕРЕНИЕ ВЕСА

Весы (приборы, служащие для взвешивания) различаются:

по принципу действия — рычажные, пружинные и комбинированные;

по типу, определяемому степенью требующейся точности взвешивания, областью применения, родом и характером взвешиваемых тел, — аналитические, микровесы, образцовые, технические, торговые, почтовые, медицинские, столовые, гомарные, автомобильные, крановые, вагонеточные, вагонные, паровозные, порционные, ленточные, элеваторные, для твёрдых, жидких и сыпучих тел, для взвешивания труб, прутков и т. п.;

по грузоподъёмности или предельной нагрузке, допустимой для взвешивания на данных весах;

по методу осуществления процесса взвешивания и регистрации веса — ручные, полуавтоматические и автоматические.

По точности взвешивания весы разделяются по ГОСТ 798-41 на 13 классов (табл. 56 и 57).

Таблица 56

Предельные погрешности в % от предельных для данных весов нагрузок в зависимости от класса точности весов

Класс точности весов	1	2	3	4	5	6
Предельная погрешность в %	0,0002	0,0005	0,001	0,002	0,005	0,01

Продолжение табл. 56

Класс точности весов	7	8	9	10	11	12	13
Предельная погрешность в %	0,02	0,05	0,1	0,2	0,5	1	2

Таблица 57

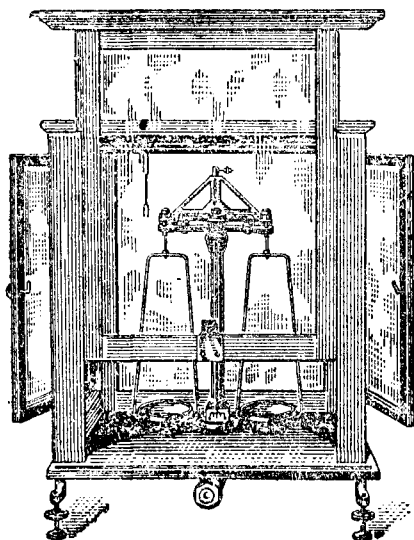
Классы точности весов в зависимости от типа и предельной нагрузки

Тип	Предельная нагрузка	Класс точности
Автомобильные	5 ÷ 20 т	9
Аналитические 1-го класса	200 г	1
» 2-го	200 г	2
Вагонные обыкновенные	20 ÷ 100 т	9
» образцовые	25 ÷ 50 т	7
Крановые	200 кг ÷ 100 т	10
Образцовые 1-го разряда	2 г ÷ 20 кг	4-1
» 2-го	2 г ÷ 20 кг	6-3
» 3-го	20 г ÷ 50 кг	8-5
Паровозные	15 ÷ 25 т	10-12
Столовые	1 ÷ 20 кг	9
Технические 1-го класса	20 г ÷ 50 кг	4-2
» 2-го	1 г ÷ 50 кг	11-6
» 3-го	2 ÷ 100 кг	9
Товарные	100 кг ÷ 15 т	9

ТИПЫ ВЕСОВ

Аналитические весы. Аналитическими весами называются равноплечие весы высокой чувствительности, предназначенные для взвешивания

шивания грузов не более 200 г. Весы применяются главным образом в лабораториях. Коромысло этих весов выполняется в виде лёгкой, но жёсткой фермы с тремя призмами (одной опорной и двумя грузоприёмными) и имеет приспособление для регулирования равновесия ненагруженных весов (фиг. 112). Коромысло имеет особую шкалу для поме-



Фиг. 112. Аналитические весы

щения и передвижения по ней при помощи специального приспособления гири — рейтера, служащей для уравнивания малых долей груза. Колебания коромысла происходят на опорной плоской подушке, неподвижно укрепленной в колонке весов. Серьги, при помощи которых к коромыслу подвешиваются чашки, опираются на грузоприёмные призмы посредством таких же плоских подушек, изготовляемых, как и призмы, из полудрагоценных камней.

Аналитические весы всегда снабжаются арретиром — приспособлением для остановки колебания весов и отделения призм от подушек с целью предохранения их от износа в то время, когда весы не работают.

Для защиты весов от пыли, сырости, воздушных потоков и тепловых лучей весы всегда помещаются в застеклённой витрине с дверцами.

В некоторых типах весов (например С-200) отсчёт производится по положению стрелки коромысла на шкале, прикреплённой к основанию стойки. Чувствительность весов — 0,4 мг.

В аналитических весах АДБ-200, предназначенных для особо точного взвешивания, на коромысле укреплен стрелка с прозрачной микрошкалой. Специальное устройство с подсветкой от электрической лампы проецирует увеличенную в 12 раз рабочую часть шкалы на экран, что позволяет производить точный отсчёт показаний. Чувствительность весов — 0,1 мг.

Микровесы отличаются от аналитических меньшими размерами, меньшей грузоподъём-

ностью (не более 20 г) и наличием оптических устройств (микроскоп, лупа) для отсчёта по микрошкале, укрепляемой на стрелке. Микровесы обладают чувствительностью до 0,01 мг при нагрузке 20 г.

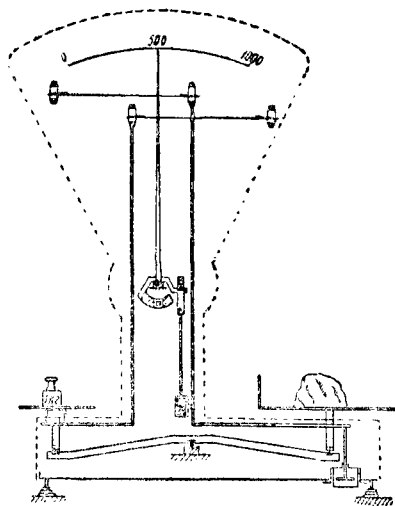
Образцовыми весами называются равноплечные весы с подвесными чашками, предназначенные для точных и контрольных взвешиваний; применяются в поверочных учреждениях для проверки гирь, а также в лабораториях.

Образцовые весы разделяются в зависимости от точности на три разряда (табл. 57).

Технические весы отличаются от аналитических большей простотой устройства и, следовательно, большей допустимой погрешностью.

Столловые настольные (торговые) весы с верхними чашками применяются для взвешивания грузов до 20 кг.

Настольные весы циферблатные представляют собой рычажные весы, в которых вес тела, действующий на одно плечо коромысла, определяется по углу отклонения коромысла от положения начального равновесия. Циферблатные весы бывают простого типа — определение веса производится только по шкале весов, и смешанного типа — определение веса производится при помощи гирь и по шкале (фиг. 113).

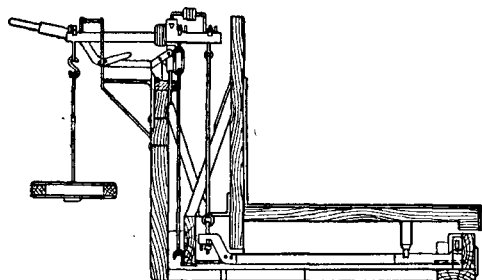


Фиг. 113. Схема настольных циферблатных весов

Товарные платформенные весы, применяемые для взвешивания тяжёлых грузов, представляют собой неравноплечные весы, количество разновеса в которых равняется $\frac{1}{10}$ или $\frac{1}{100}$ положенного на платформу груза (десятичные и сотенные весы) (фиг. 114). Для взвешивания на чашку накладывают разновес или по градуированному плечу коромысла передвигают особый груз или же оба способа применяются совместно.

Автомобильные весы предназначаются для взвешивания гружённых и порожних автомашин. Выполняются такие весы неравноплечными с отношением рычагов $\frac{1}{500}$ и $\frac{1}{1000}$ (пятисотенные и тысячные весы).

Крановые весы служат для взвешивания грузов, поднятых краном. Весы выполняются циферблатного типа. Крановые весы имеют преимущества перед стационарными, так как не занимают площади и упрощают процесс взвешивания.



Фиг. 114. Весы товарные

Вагонные весы, применяемые для определения веса вагонов, изготавливаются: для широкой и узкой железнодорожной колеи; одинарными, двойными и строенными, т. е. с одной, двумя и тремя платформами; автоматическими и неавтоматическими. Наличие двух или трёх платформ позволяет производить взвешивание вагонов различной длины без их отцепки и откатки. Применение автоматических вагонных весов позволяет практически не останавливать вагонов на платформе весов и, тем самым, ускорить процесс взвешивания.

Паровозные весы применяются для определения величины давления, производимого каждым колесом паровоза в отдельности. Весы выполняются передвижными и стационарными.

Автоматическими весами называются такие весы, в которых процессы взвешивания и записи показаний производятся автоматически. Это исключает возможность ошибки весовщика, которая может иметь место при ручном или полуавтоматическом взвешивании. Кроме того, применение автоматических весов ускоряет процесс взвешивания и уменьшает тем самым необходимое количество весов и обслуживающего персонала.

По своему назначению различаются следующие основные типы автоматических весов:

порционные — для отвешивания порций сыпучих и жидких тел;

непрерывного взвешивания, — при применении которых взвешиваемый материал проходит через весы на ленточном или ковшевом транспортерах;

по роду взвешиваемых тел — для легкосыпучих, трудносыпучих, кусковых и твердых тел, вязких и невязких жидкостей;

по характеру показаний регистрируется вес пропущенного через весы материала при условии, что всё время отвешиваются одинаковые порции однородного материала, или число порций, отвешенных весами, если вес порций неодинаков и через весы пропускаются неоднородные материалы.

Разновесы. Тела, служащие для измерения массы, называются гирями, или разновесами. Они обладают вполне определённым весом и в зависимости от веса и назначения имеют определённую форму. Наборы гирь, составленные так, чтобы при наименьшем числе гирь можно было получить любой вес, называются разновесами. Инструкцией № 12-39 Комитета по делам мер и измерительных приборов установлены следующие два состава разновесов:

1) 1, 2, 2, 5, 10, 10, 20, 50, 100, 100, 200, 500 и т. д. единиц веса;

2) 1, 2, 2, 5, 10, 20, 20, 50, 100, 200, 200, 500 и т. д. единиц веса.

СРОКИ ОБЯЗАТЕЛЬНОЙ ПОВЕРКИ ВЕСОВ

Приборы для измерения веса проверяются согласно [7].

Весы всех назначений — стационарные и передвижные, рычажные и циферблатные, автоматические и полуавтоматические, а также гири аналитические и технические поверяются один раз в два года.

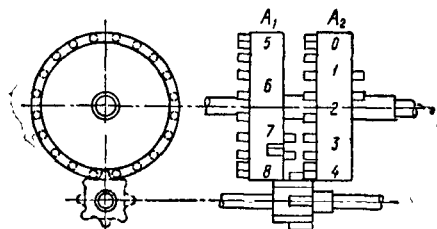
Весы и гири, принадлежащие Министерству путей сообщения, Министерству заготовок СССР и Министерству земледелия СССР, на которых производится сдача МПС для перевозок зерновых продуктов, поверяются один раз в шесть месяцев и клеймятся один раз в год.

ИЗМЕРЕНИЕ ЧИСЕЛ ОБОРОТОВ

Для измерения чисел оборотов применяются счётчики оборотов, указывающие число оборотов двигателя за определённый промежуток времени, и тахометры, указывающие непосредственно число оборотов в минуту в соответствующий момент времени.

Счётчики оборотов. В счётчике оборотов (фиг. 115) первое колесо A_1 приводится от двигателя так, что через каждый один оборот вала двигателя оно поворачивается на один зубец. По ободу колеса нанесены цифры от 0 до 9 с таким расчётом, чтобы через каждый оборот вала двигателя одна из цифр по порядку приходилась перед отверстием для наблюдения. При вращении первого колеса от цифры 9 к цифре 0 промежуточной шестерней поворачивается следующее колесо десят-

ков A_2 на один зубец, что равно $1/10$ окружности. От второго колеса десятков подобным



Фиг. 115. Схема суммарного счётчика оборотов

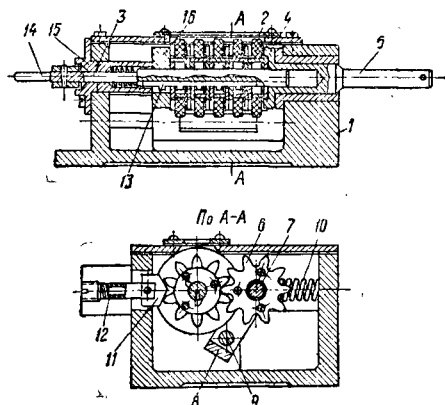
образом движение передаётся третьему колесу сотен и т. д.

Как стационарный, так и переносный счётчики оборотов выполняются:

с гашением, т. е. возможностью установки перед измерением всех зубчатых колёс в начальное положение с отметкой 0. В этом случае показание счётчика определит число оборотов за время измерения;

без гашения. В этом случае число оборотов определяется разностью показаний счётчика в конце и начале измерения.

Счётчик СУ-2 (фиг. 116) заключён в корпус 1. Пять цифровых колёс 2 с шестернями собраны на оси гашения 3. С шестерней первого колеса 4 соединён ведущий вал 5, выходящий наружу через правую стенку корпуса.



Фиг. 116. Схема счётчика числа оборотов СУ-2

Промежуточные шестерни 6 сидят свободно на оси 7, закреплённой в планке 8. Планка насажена на ось 9 и при помощи двух пружин 10 вводит промежуточные шестерни в зацепление с шестернями цифровых колёс. Фиксаторы 11 входят во впадины между зубьями шестерён цифровых колёс под действием пружин 12 и удерживают колёса в определённом положении после поворота.

Барашек 14 при повороте оси гашения одновременно смещает её вдоль оси благодаря скошенному выступу на муфте 15. При этом шпонка 13 входит в зацепление с шестернями цифровых колёс и поворачивает их, погашая показания до нуля. При гашении планка с промежуточными шестернями отжимается кулачком 16 и выходит из зацепления с шестернями цифровых колёс.

Пределы измерения числа оборотов 0—9999,9 при максимальной угловой скорости — 200 об/мин.

Тахоскоп — прибор, сочетающий ручной счётчик с секундомером, пуск которых осуществляется одновременно. Это позволяет определять число оборотов в единицу времени более точно, чем при применении двух отдельных приборов — счётчика и секундомера.

Тахометр — прибор, служащий для определения угловой скорости вращения и указывающий непосредственно число оборотов в минуту в соответствующий момент времени.

По принципу действия чувствительной части прибора тахометры можно разбить на следующие типы: центробежные; магнитные;

электрические постоянного, переменного и импульсного тока; вибрационные; стробоскопические.

Центробежный тахометр. Действие прибора основано на использовании центробежной силы вращающегося груза, прямо пропорциональной квадрату угловой скорости.

Центробежные тахометры изготавливаются переносными и стационарными. Последние выполняются с дистанционной передачей показаний (чаще всего электрической) или без неё.

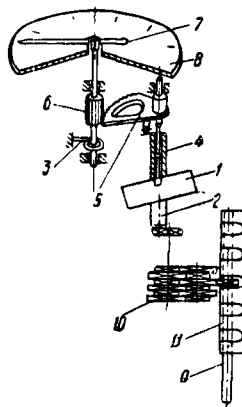
Тахометр центробежный промышленный ИО-11 переносный (фиг. 117) имеет баланс — груз 1 в форме кольца, в спокойном состоянии образующий угол с вертикальной осью 2, на которой он закреплён. Вращение вала испытуемой машины передаётся приводному ведущему валу 9 тахометра при помощи соединительного приспособления (наконечник, шкив со шнуром и т. п.). Через редуктор 10, переключаемый при помощи рейки 11, вращение передаётся балансу 1. Для любого числа оборотов момент центробежной силы уравновешивается моментом упругой силы пружины, при этом в каждом случае баланс занимает вполне определённое положение. Волосок 3 предназначен для уничтожения люфтов в передающем механизме.

Положение баланса 1 через муфту 4, зубчатый сектор 5 и трубку 6 фиксируется стрелкой 7, угол поворота которой отсчитывается по циферблату 8.

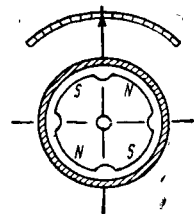
Данным тахометром измеряются угловые скорости шести пределов, устанавливаемых путём переключения редуктора: 25—100; 75—300; 250—1 000; 750—3 000; 2 500—10 000; и 7 500—30 000 об/мин.

Предельная погрешность показаний, отнесённая к наибольшему значению шкалы соответствующего предела, составляет $\pm 2\%$.

Магнитный тахометр. Принцип действия основан на явлении наведения токов Фуко



Фиг. 117. Схема переносного центробежного тахометра ИО-11



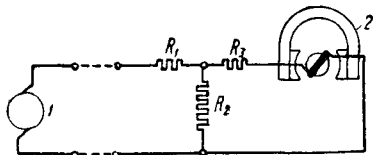
Фиг. 118. Схема магнитного тахометра

в металлическом теле, вращающемся в магнитном поле. Обычно постоянный магнит вращается со скоростью испытуемого объекта, а металлическое тело, выполненное в виде полого цилиндра, удерживается от вращения спиральной пружиной (фиг. 118). Момент взаимодействия между цилиндром и постоянным магнитом пропорционален скорости вра-

нения, что позволяет строить шкалу прибора равномерной.

Достоинствами магнитных тахометров являются: простота конструкции, малые габариты и вес, равномерность шкалы, большой диапазон измеряемых скоростей и естественное успокоение подвижной системы. К недостаткам следует отнести зависимость показаний от температуры и необходимость применения специальных устройств для передачи показаний на расстояние.

Электрический тахометр постоянного тока. На фиг. 119 дана принципиальная схема

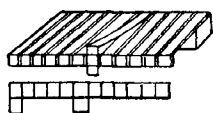


Фиг. 119. Схема электрического тахометра постоянного тока

прибора, состоящего из генератора постоянного тока 1, приводимого во вращение от испытуемого двигателя, вольтметра 2, измеряющего напряжение генератора, пропорциональное скорости вращения, и сопротивлений R_1 , R_2 и R_3 , включаемых для компенсации влияния температуры на показание прибора.

Простота конструкции, равномерная шкала и большой предел измеряемых скоростей являются достоинствами данных приборов. Однако наличие коллектора и щеток не обеспечивает постоянства показаний прибора.

Электрический тахометр переменного тока состоит из генератора переменного тока, соединительных проводов и вольтметра. Так как частота переменного тока, получаемого от генератора, пропорциональна скорости вращения,



Фиг. 120. Тахометр вибрационный

то вместо вольтметра могут применяться также приборы для измерения частоты.

Однофазные тахометры измеряют только скорость вращения, а двухфазные позволяют определять также направление вращения.

Отсутствие коллектора и щеток является достоинством данного прибора, а отсутствие достаточно чувствительных измерителей на переменном токе — недостатком.

Электрический тахометр импульсного тока основан на измерении частоты импульсов электрического тока, пропорциональной скорости вращения испытуемого вала.

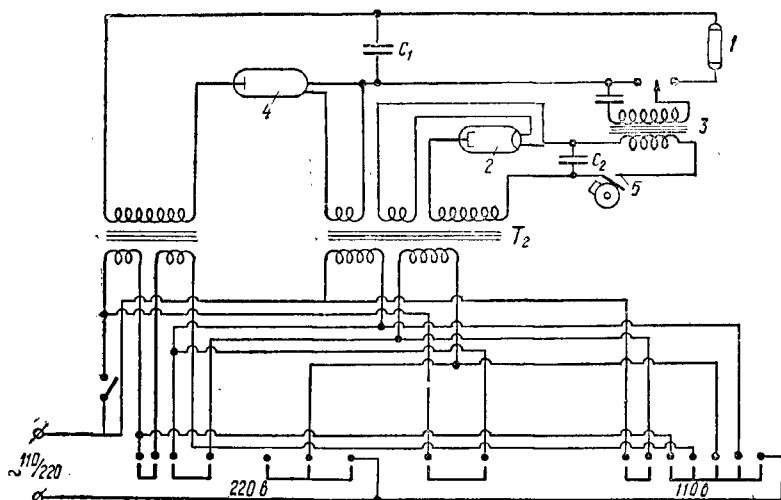
Вибрационный тахометр (фиг. 120) представляет набор тонких листовых стальных пружин с коротким изгибом на конце, к которому припаяно небольшое припойное кольцо. Длина пружин и вес припоя подбираются так, чтобы каждая пружинка имела точно заданное число собственных колебаний в минуту. Набор таких пружин, смонтированных в одну линию на общей подставке, прикрепляется к испытуемой машине. Так как машина колеблется в такт с числом оборотов, то наибольшую амплитуду колебаний получит та пружинка, у которой число собственных колебаний соответствует вынужденным.

Тахометр стробоскопический. Стробоскопический метод наблюдения быстрых периодических движений заключается в том, что наблюдаемый объект освещается или делается видимым в одной и той же фазе своего движения, весь остальной свой путь проделывая в темноте или будучи скрытым от наблюдения. Если период движения точно совпадает с периодом освещения, то объект кажется наблюдателю неподвижным. Это достигается также в том случае, когда частота движения составляет целое кратное по отношению к частоте освещения.

Если между частотой освещения и частотой движения объекта будет хотя бы ничтожная по величине разность, то объект будет казаться наблюдателю медленно движущимся в прямом направлении (частота освещения меньше частоты движения объекта) или обратном (частота освещения больше частоты движений объекта).

Стробоскопический метод наблюдения может быть осуществлен двумя способами:

1) освещение объекта производится при помощи неоновой лампы, число вспышек которой регулируется синхронизатором;



Фиг. 121. Схема стробоскопа

2) наблюдение за исследуемым движущимся объектом производится через прорези (щели)

во вращающемся диске. Изменением числа оборотов диска в единицу времени можно достичь кажущейся неподвижности наблюдаемого объекта.

Приборы, работающие по первому принципу, состоят из синхронизатора и стробоскопа.

Принципиальная схема стробоскопа показана на фиг. 121. Главной его частью является неоновая трубка 1, через которую мгновенно разряжается конденсатор C_1 . Действие стробоскопа следующее: через выпрямительное устройство, состоящее из трансформатора T_2 и лампы 2 типа ВО-116, заряжается конденсатор C_2 . Когда кулачок синхронизатора замыкает соответствующие контакты 5, конденсатор разряжается через первичную обмотку катушки 3. Импульс, возникающий на вторичной обмотке катушки, пробивает искровой промежуток и, ионизируя его, даёт возможность конденсатору C_1 разрядиться на неоновую трубку 1. Конденсатор C_1 заряжается через выпрямительное устройство, состоящее из трансформатора T_1 и газотрона 4 типа ВГ-129. Таким образом, вспышка света в неоновой лампе происходит каждый раз

при замыкании контактов синхронизатора.

В стробоскопе средней мощности завода «Буревестник» синхронизатор рассчитан на диапазон частот 600—3 000 периодов в минуту. При стробоскопировании объектов, число движений которых превосходит 3 000 периодов в минуту, нужно освещать объект с частотой вспышек в целое число раз меньше движения объекта. Работа на частотах ниже 600 периодов в минуту технически возможна, но в этом случае глаз человека уже не получает слитного впечатления равномерного движения и резко ощущает раздельность вспышек.

Шкала синхронизатора позволяет судить о числе оборотов вала в единицу времени, так как последнее будет соответствовать числу вспышек, при котором вал как бы останавливается.

СРОКИ ОБЯЗАТЕЛЬНОЙ ПОВЕРКИ

Приборы для измерения числа оборотов поверяются согласно [7]. Тахометры, тахографы и счётчики оборотов поверяются один раз в два года, а образцовые — один раз в год.

ИЗМЕРЕНИЕ МОЩНОСТИ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

ПО КРУТЯЩЕМУ МОМЕНТУ И ЧИСЛУ ОБОРОТОВ

Эффективная мощность

$$N_e = \frac{M_{кр} n}{716,2} \text{ л. с.},$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент в кг/м;

n — число оборотов двигателя в минуту.

Крутящий момент определяется:

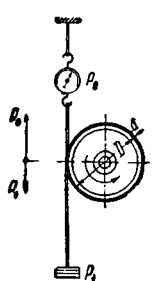
- 1) при помощи тормозов, поглощающих мощность, развиваемую двигателем;
- 2) по деформации передающего вала;

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ПРИ ПОМОЩИ ТОРМОЗОВ

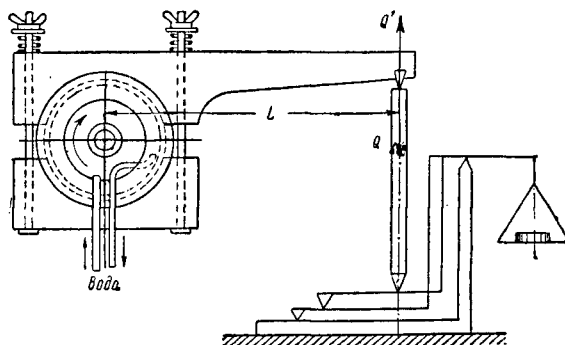
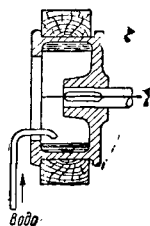
Механические тормозы — самые простые и дешёвые, применяются для испытаний двигателей малых мощностей (20—60 л. с.). Мощность двигателя поглощается трением колодок или ленты о вращающийся на валу двигателя тормозной диск. Ввиду непостоянства коэффициента трения между колодками и шкивом из-за температурных изменений тормоз приходится непрерывно регулировать.

При применении ленточного тормоза (фиг. 122)

$$M_{кр} = \frac{(P_2 - P_1) \cdot (D + d)}{2} \text{ кгм},$$



Фиг. 122. Схема ленточного тормоза



Фиг. 123. Схема колодочного тормоза

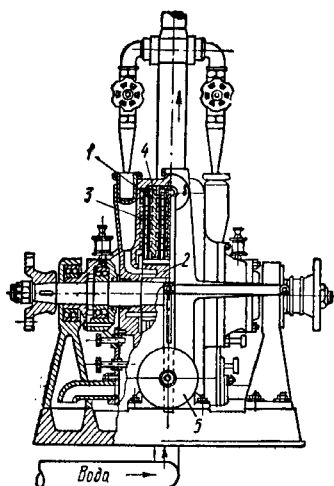
- 3) по усилиям на невращающихся деталях, пропорциональным крутящему моменту;
- 4) по давлению, создаваемому в гидравлической системе при передаче крутящего момента (гидравлические динамометры).

где P_1 — вес груза и P_2 — показания динамометра в кг; D — диаметр шкива и d — толщина ленты в м.

При применении колодочного тормоза (фиг. 123) момент сил трения уравни-

вешивается моментом реакции опоры $Q'L$. Так как Q' равно давлению Q , отсчитываемому по показанию весов, то $M_{кр} = QL$. Необходимо вводить поправку на момент, создаваемый самим тормозом вследствие несовпадения центра тяжести его с осью вращения.

Гидравлические тормозы (водяные и воздушные). Тормозящий момент создается за



Фиг. 124. Дисковый гидротормоз

счёт сопротивления жидкости (или воздуха) вращающемуся в ней телу.

Водяные тормозы (гидротормозы) применяются для испытаний двигателей больших и средних мощностей. Мощность двигателя затрачивается в тормозе на трение движущихся частей в жидкости, зависящее от коэффициента трения и поверхности соприкосновения движущихся дисков с водой. Это позволяет легко менять тормозящий момент в широких пределах без остановки двигателя путём изменения наполнения кожуха тормоза водой.

Расход воды на тормоз составляет 10—15 л на 1 л. с.-ч. при температуре отводимой воды 50—60° С.

Для поддержания постоянства момента торможения необходимо подводить воду к тормозу при постоянном давлении (1—2 кг/см²).

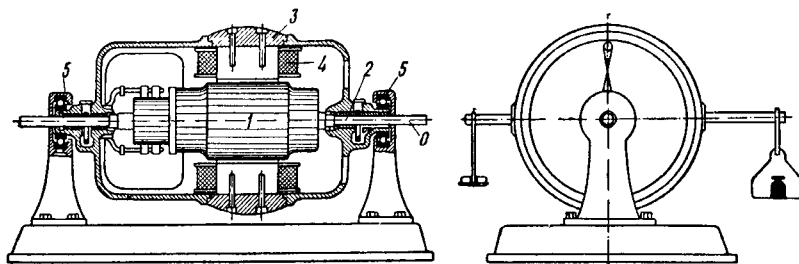
Дисковый гидротормоз СТБ МАИ (фиг. 124) имеет ротор, диски 1 которого закреплены во втулке 2 на валу тормоза. Балансирный кожух-статор выполнен в виде двух круглых чугунных крышек 3 и неподвижных дисков 4. Измерение крутящего момента производится при помощи маятниковых весов 5, соединённых с кожухом тормоза. Для получения большого тормозного момента при небольших габаритах тормоза внутренние поверхности крышек и неподвижных дисков сделаны ячейкообразными.

Воздушные тормозы (винт, мулнетка) имеют органиченную область применения (испытание авиационных и быстроходных двигателей), так как шум, подсос воздуха винтом и наличие вращающихся с большими окружными скоростями деталей создают неудобства и опасность для персонала. Кроме того, регулировка тормоза возможна только путём смены винта или мулнетки, что требует остановки двигателя.

Электрические тормозы. При использовании электрического генератора для определения N_e необходимо знать зависимость к. п. д. генератора от нагрузки и числа оборотов, что не всегда представляется возможным осуществить. Поэтому часто эффективную мощность определяют при помощи балансирующей динамомашин, которая служит электрическим тормозом.

По принципу действия электрические тормозы несколько напоминают гидравлические тормозы: роль жидкости играет магнитное поле, вращающихся дисков — якорь динамо, кожуха тормоза — магнитные полюсы.

Балансирная динамомашина (фиг. 125) соединяется с испытуемым двигателем при помощи эластичной муфты. Вал 0 с ротором 1 тормоза вращается в подшипниках 2, закреплённых в кожухе 3. Последний вместе с полюсами 4 может качаться вокруг оси вала в шариковых подшипниках 5, установленном



Фиг. 125. Электрический тормоз (балансирующая динамомашина)

ных в стойках, укрепленных на фундаментной плите.

При вращении испытуемым двигателем ротора тормоза вследствие сил реакции, возникающих между магнитными полями ротора и полюсов, кожух с полюсами будет стремиться повернуться в сторону вращения якоря. Момент, возникающий при этом на кожухе уравновешивается противодействующим моментом, создаваемым грузами.

Электрический тормоз обладает хорошей устойчивостью при всех возможных для него режимах работы и обеспечивает лёгкую и плавную регулировку нагрузки.

Сравнение тормозов

К тормозам предъявляются следующие требования.

1. Тормоз должен допускать изменение нагрузки в широком диапазоне чисел оборотов в единицу времени.

2. Режим работы двигателя, нагруженного тормозом, должен быть устойчивым, т. е. небольшие изменения мощности двигателя должны вызывать лишь небольшие изменения чисел оборотов в единицу времени.

3. Тормоз должен обеспечить поддержание постоянного тормозного момента при установленном числе оборотов без изменения регулировки.

4. Характеристика предназначенных к испытанию двигателей должна полностью вписываться в характеристику тормоза.

Характеристикой тормоза называется зависимость поглощаемой им мощности $N_{тр}$ от числа оборотов в единицу времени.

Для механических тормозов

$$N_{тр} = a \cdot n,$$

для электрических

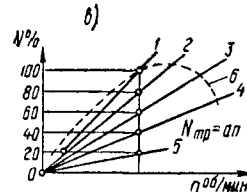
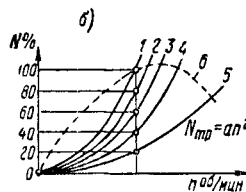
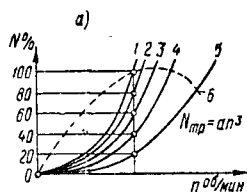
$$N_{тр} = a \cdot n^2,$$

для гидравлических

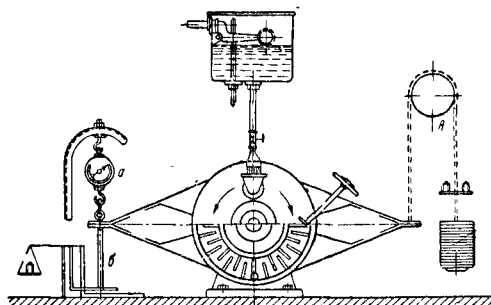
$$N_{тр} = a \cdot n^3,$$

где a — постоянная тормоза.

На фиг. 126 кривые 1, 2, 3, 4 и 5 представляют зависимость мощности, затрачиваемой двигателем на вращение тормоза, от числа оборотов в минуту, но при неизменных его регулировках. Семейство этих кривых называется характеристикой тормоза при разных его регулировках. На фиг. 126 даны характеристики гидравлических a , электрических b



Фиг. 126. Характеристики тормозов: a —гидравлических; b —электрических; $в$ —механических



Фиг. 127. Способы измерений крутящего момента с весами пружинными (а), десятичными (б) и грузом (в)

и механических $в$ тормозов. Кривая 6 представляет внешнюю характеристику двигателя.

По признаку устойчивости работы лучшими являются гидравлические тормозы, затем электрические и худшими — механические.

По признаку постоянства тормозного момента лучшими являются электрические, затем гидравлические и худшими — механические.

Измерение усилий при определении крутящих моментов производится при помощи динамометров. Простейшими видами динамометров являются пружинные a и десятичные $б$ весы, а также грузы $в$ (фиг. 127). Недостатком их является громоздкость, а также склонность весов к колебаниям показаний.

Кроме того, необходимость иметь два комплекта весов при применении электрических гидравлических тормозов, так как последние могут работать при любом направлении вращения.

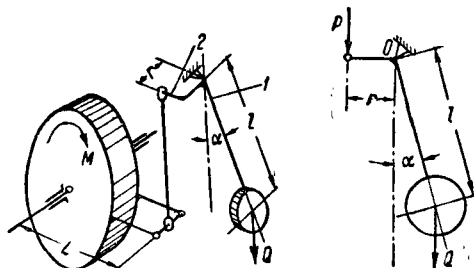
Принцип действия маятникового динамометра (фиг. 128), не имеющего указанных недостатков, заключается в следующем.

Стержень 1 составляет одно целое с кривошипом 2, имеющим центр качания в точке O . Груз Q , расположенный на конце стержня, образует маятник, который отклоняется на угол α под действием силы P , приложенной к кривошипу на радиусе r . Сила $P = \frac{M_{кр}}{L}$.

Из равенства моментов сил P и Q , взятых относительно точки O , следует $Pr = Ql \sin \alpha$, т. е.

$$P = Q \frac{l}{r} \sin \alpha = C \sin \alpha,$$

где $C = Q \frac{l}{r}$ — величина, зависящая от конструкции механизма.



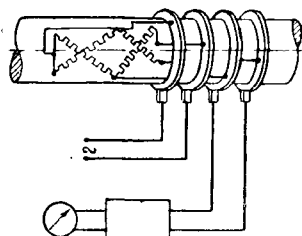
Фиг. 128. Схема маятникового динамометра

Значение силы P в каждый данный момент времени определяется величиной угла отклонения маятника. Угол отсчитывается по шкале, градуированной в килограммах, имеющей нуль в середине и деления в обе стороны.

ПРИБОРЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ПО НАБЛЮДЕНИЮ ЗА ДЕФОРМАЦИЕЙ ВАЛА

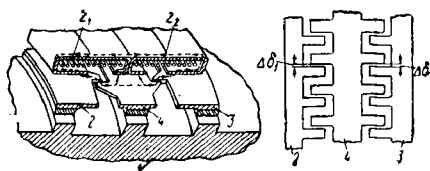
Проволочный датчик основан на свойстве тонких (порядка 30 микронов) металлических проводников изменять при растяжении или

сжатии своё электрическое сопротивление вследствие изменения длины, поперечного сечения и структуры материала. Проволочные датчики (фиг. 129) выполняются из тонкой проволоки, приклеиваемой на бумажной полоске к валу, деформация которого определяется. При соединении датчика к усилителю и источнику питания осуществляется при помощи колец и щёток.



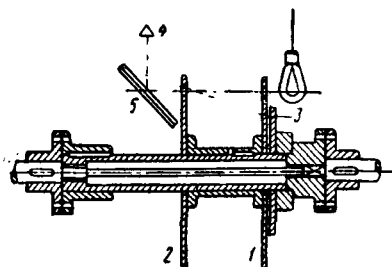
Фиг. 129. Схема установки проволочного датчика для измерения деформации вала

Индуктивный датчик, в котором используется магнитная связь между вращающимися и неподвижными частями (фиг. 130), имеет три зубчатых кольца 2, 3 и 4 из магнитного материала, установленных на валу 1. Для экранирования этих колец от стального вала между кольцами и валом прокладываются шайбы из немагнитного материала.



Фиг. 130. Схема индуктивного измерителя деформации вала

Перекрывающиеся выступы от каждого из трёх колец образуют зазоры $\Delta \delta_1$ и $\Delta \delta_2$ между кольцами 2—4 и 3—4. При кручении вала один из зазоров, например $\Delta \delta_1$, уменьшается, а $\Delta \delta_2$ увеличивается. Это вызывает увеличение индуктивности катушки z_1 и уменьшение индуктивности катушки z_2 . Индуктивный датчик может быть соединён по схеме моста или по другой дифференциальной схеме.



Фиг. 131. Схема динамометра крутильного с упругим валиком

Ёмкостные датчики основаны на том, что при деформации вала, на котором они установлены, изменяется ёмкость вследствие изменения зазора между обкладками конденсатора или эффективная площадь обкладок.

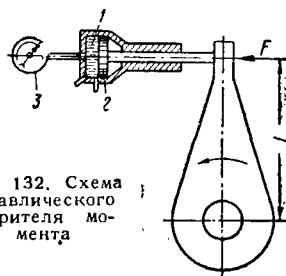
Динамометр с упругим валом, с измерением угла закрутки (не менее $15-20^\circ$) на вращающейся шкале посредством стробоскопического эффекта показан на фиг. 131. Силовая часть динамометра состоит из тонкого и длинного валика с двумя квадратами на концах, входящими во втулки, присоединённые к ведущему и ведомому валу.

Два диска 1 и 2 представляют кинематически одно целое с левым квадратом упругого валика, а диск 3 — с правым. На диске 3 по окружности нанесена прозрачная шкала, освещаемая лампой. В прорези диска 1 укреплена прозрачная пластинка с риской. Глаз 4 смотрит на неподвижное, находящееся под углом 45° , зеркало 5 и при быстром вращении видит шкалу 3 неподвижной.

Динамометр может применяться в случаях, когда установка его не ограничена местом в осевом направлении.

ПРИБОРЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ПО УСИЛИЯМ НА НЕВРАЩАЮЩИХСЯ ДЕТАЛЯХ

Этот способ основан на том, что неподвижные элементы передачи испытывают реактивный момент, равный крутящему. Реакция



Фиг. 132. Схема гидравлического измерителя момента

может быть измерена непосредственно или при помощи замера деформации, вызываемой этим усилием в упругом элементе.

Гидравлический измеритель (фиг. 132). Измеряемое манометром 3 давление масла в цилиндре 1 на поршень 2 уравнивает реакцию $F \cdot M_{кр} = F \cdot l$.

Индуктивный измеритель (фиг. 133,а) состоит из катушек Z_1 и Z_2 , намотанных на сердечник 1, и якоря 3, связанного с упругим элементом 2. Перемещение якоря, пропорциональное деформации, а следовательно, и крутящему моменту вызывает изменение индуктивного сопротивления катушек.

На фиг. 133,б приведена одна из возможных электрических схем индуктивного измерителя. Напряжение на зажимах выходной диагонали

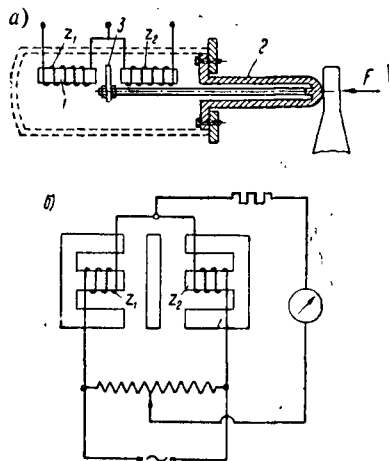
$$U_1 = k U \Delta \delta,$$

где k — коэффициент, зависящий от параметров катушек, образующих мост;

U — напряжение питающего источника;
 $\Delta \delta$ — перемещение якоря (измеряемая деформация).

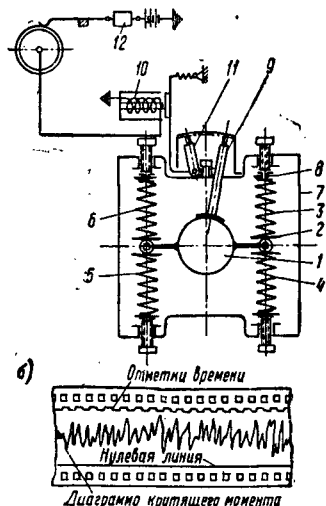
Динамограф ротационный вальный служит для измерения и регистрации передаваемых крутящих моментов и регистрации скорости вращения.

Одна часть динамографа (фиг. 134, а), состоящая из коромысла 1, шарнирных опор 2 и пружин 3, 4, 5 и 6, связана жёстко с валом испытуемой машины, а вторая часть, состоящая из корпуса 7 динамографа, в котором находятся вторые опоры 8 пружин, жёстко



Фиг. 133. Схема индуктивного измерителя момента

связана с валом двигателя. Крутящий момент от вала двигателя к коромыслам передается через пружины. При вращении вала двигателя вместе с корпусом 7 по часовой стрелке пружины 3 и 5 сжимаются, а пружины 4 и 6 разжимаются и коромысло смещается относи-



Фиг. 134. Схема ротационного динамографа

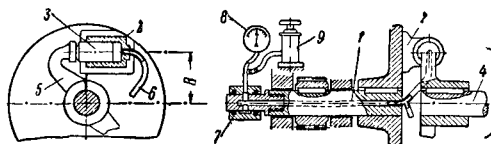
тельно корпуса против часовой стрелки. Наоборот, при вращении вала двигателя против часовой стрелки коромысло сместится по часовой стрелке. Угол закручивания записывается на киноплёнке пишущей иглой 9, жёстко связанной с коромыслом. Динамограф имеет четыре пружинные секции, которые

могут выключаться, что позволяет быстро изменять пределы измеряемых крутящих моментов.

Кроме кривой крутящих моментов, на диаграмму (фиг. 134, б) наносятся отметки времени. Электроотметчик времени состоит из электромагнита 10, притягивающего при замыкании иглу 11. Замыкание тока в цепи создается контактным механизмом времени 12, находящимся вне прибора. Передача к пишущей ленте осуществляется от вращения самого динамографа.

ПРИБОРЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ПО ДАВЛЕНИЮ, СОЗДАВАЕМОМУ В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

Гидравлические динамометры (фиг. 135). На фланце вала 1 привёрнуто два цилиндра 2 с плунжерами 3, на которые давит площадка 4, сидящая на валу 4 крестовины 5. С другой



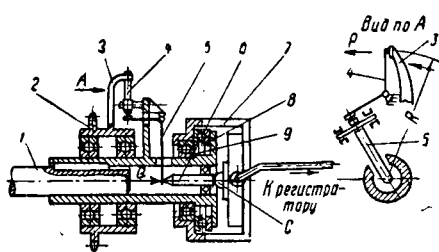
Фиг. 135. Схема гидравлического динамометра стороны к цилиндрам присоединены трубки 6, соединяющие их с просверленным в валу 1 отверстием. В вал ввёрнута деталь 7 с просверленными осевыми и радиальными отверстиями. На ней свободно посажен невращающийся корпус сальника, соединённый с манометром 8 и ручным компенсационным насосом 9. Гидравлическая система заливается маслом.

При передаче крутящего момента плунжер создаёт давление во всей масляной системе, учитываемое манометром, соответственно отградуированным и показывающим передаваемый крутящий момент

$$M_{кр} = FR \text{ в кгм,}$$

где F — усилие, кг,
 R — радиус, м.

Динамограф ротационный гидравлический применяется для измерения и регистрации крутящих моментов. Динамограф (фиг. 136)



Фиг. 136. Схема ротационного гидравлического динамографа

устанавливается на конце вала 1 машины. На корпусе 2 имеется палец 3. Под действием крутящего момента палец 3 давит на рычаг 4, передающий давление на рычаг 5, и таким

образом тангенциальное усилие P преобразуется в осевое усилие Q . Усилие Q через стержень 6 передаётся на шарик мессозы, укрепленной на неподвижной скобе 7, связь которой с вращающейся частью прибора осуществляется через шарикоподшипники 8 и 9. В точке C происходит соприкосновение вращающегося стержня с шариком. Для записи показаний применяется регистрирующий прибор.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОЙ МОЩНОСТИ ПО МОЩНОСТИ, ОТДАВАЕМОЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ГЕНЕРАТОРОМ, СОЕДИНЁННЫМ С ДВИГАТЕЛЕМ

Мощность подсчитывается из выражения

$$N_e = \frac{1,36 \cdot W}{1000 \cdot \eta_r \eta_e} \text{ л. с.},$$

где W — мощность электрического генератора в $вт$,

η_r — к. п. д. генератора,

η_e — к. п. д., учитывающий потери от клемм генератора до распределительного щита.

Этот способ имеет преимущества по сравнению с другими, а именно:

1) мощность испытуемого двигателя может быть полезно использована. При этом для поддержания мощности испытуемого двигателя постоянной необходимо наличие сети и агрегата, работающего параллельно с испытуемым и воспринимающего на себя колебания в нагрузке сети;

2) электрический генератор вследствие возможности обратимости его в мотор может быть использован для прокрутки испытуемого двигателя.

К недостаткам нужно отнести следующее:

1) необходимость определения к. п. д. генератора в зависимости от нагрузки и числа оборотов;

2) электрический генератор занимает больше места, чем гидравлический тормоз;

3) первоначальная стоимость установки электрического генератора больше, чем гидравлического тормоза.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ МОЩНОСТИ

Индикаторная мощность N_i определяется по индикаторной диаграмме и числу оборотов n в минуту из выражения:

$$N_i = \frac{F P_i S n K}{60 \cdot 75} \text{ л. с.},$$

где F — площадь поршня в $см^2$, с учётом площади штока;

P_i — среднее индикаторное давление в $кг/см^2$;

S — ход поршня в $м$;

K — коэффициент, учитывающий число тактов двигателей внутреннего сгорания или число рабочих сторон поршня в паровых машинах.

Индикаторами называются приборы, применяемые при испытаниях поршневых машин для снятия индикаторной диаграммы. Последняя позволяет:

1) определить работу, совершаемую в цилиндре машины, и тем самым индикаторную мощность N_i ;

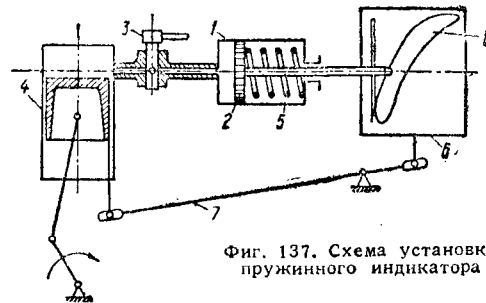
2) судить о протекании процесса в цилиндре машины;

3) определить механический к. п. д. двигателя η_m , если помимо индикаторной N_i известна эффективная мощность N_e ,

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}.$$

Индикаторная диаграмма снимается при испытании тихоходных двигателей в координатах pV (давление и объём), при испытании быстроходных двигателей в координатах $p\theta$ (давление и угол поворота коленчатого вала). При координатах $p\theta$, представляющих большое удобства для суждения о протекании теплового процесса в цилиндре двигателя, необходимо всё же полученную диаграмму перестроить в координаты pV для определения среднего индикаторного давления или работы.

Пружинный индикатор. Схема установки индикатора приведена на фиг. 137. Цилиндр 1



Фиг. 137. Схема установки пружинного индикатора

индикатора с поршнем 2 сообщается при помощи трубки и индикаторного крана 3 с цилиндром двигателя 4.

При открытом индикаторном кране в цилиндре двигателя и цилиндре индикатора устанавливаются одинаковые давления. Изменение давления в цилиндре двигателя вызывает перемещение поршня индикатора и сжатие пружины 5. Связанный с поршнем индикатора пишущий механизм перемещается по горизонтали, параллельной оси барабана 6 с намотанной на него бумагой. Барабан связан с поршнем двигателя ходоуменьшителем 7, который поворачивает барабан пропорционально перемещению поршня.

При одновременном перемещении пишущего механизма и барабана с бумагой на последней вычерчивается кривая 8 изменения давления в цилиндре двигателя в зависимости от хода поршня.

Поршневые индикаторы со стержневой пружиной выпускаются трёх моделей. Самый меньший (№ 3) позволяет индицировать двигатели, делающие до 500 об/мин.

Для исследования быстроходных двигателей применяются специальные индикаторы, которые по принципу работы можно разбить на следующие группы:

1) механические с уменьшенной массой движущихся деталей и с высокой частотой

свободных колебаний регистрирующей системы;

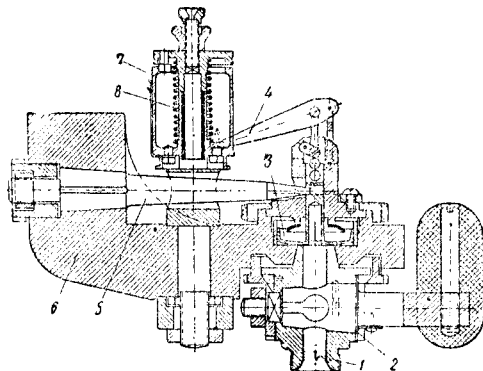
2) оптические, в которых изменение давления в рабочем цилиндре передаётся поршеньку индикатора; перемещение последнего передаётся при помощи пружины и рычагов к оси с зеркальцем, угол поворота которого пропорционален давлению. Световой луч, отражаясь от зеркала, даёт изображение индикаторной диаграммы на экране или фотопластинке;

3) стробоскопические, в которых специальный механизм как бы замедляет частоту процесса в двигателе и позволяет снять диаграмму с быстроходного двигателя обыкновенным пружинным индикатором;

4) электропневматические, принцип работы которых заключается в том, что отмечается время равновесия давлений в цилиндре двигателя и в баллоне со сжатым воздухом, которые действуют по одну и другую сторону лёгкого клапана индицирующего приспособления. В момент равенства давлений появляется искра у штифта регистрирующего механизма, которая даёт отметку на бумаге, натянутой на барабан индикатора. Изменяя давление в воздушной системе от минимального до максимального давления в цилиндре, можно получить ряд точек, характеризующих рабочий процесс;

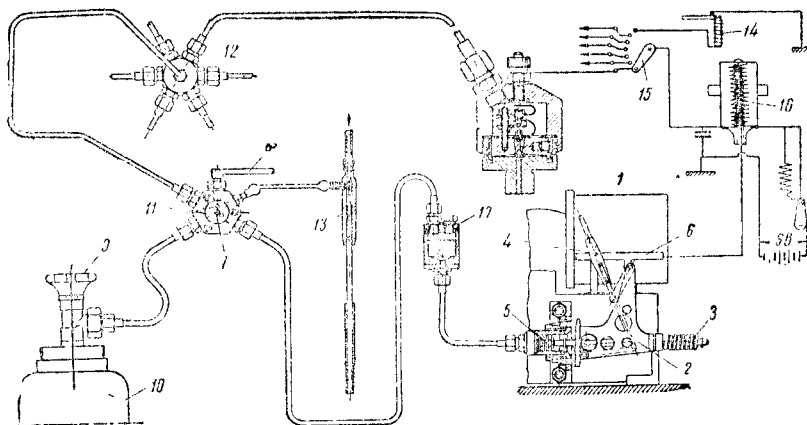
5) электрические индикаторы, которые основаны на изменении некоторых электрических величин под влиянием давления газа в цилиндре двигателя. Наиболее распространёнными являются индикаторы электросопротивления, ёмкостные, индукционные и диэзокварцевые.

бана и соединённым с ходоуменьшителем и пружиной 8, которая возвращает барабан в первоначальное положение.



Фиг. 138. Индикатор для быстроходных двигателей

Электропневматический индикатор тепло-возной лаборатории МВТУ имени Баумана ТЛ-2 (фиг. 139). Лёгкий барабан 1 приводится в движение от вала двигателя. Давление сжатого воздуха на поршень 5 цилиндра передаётся через масло, которым заполняется масляный резервуар 17 и цилиндр индикатора, что обеспечивает смазку поршня и гарантирует надёжную работу прибора. Воздушный переключательный кран 11 имеет два клапана. Центральный клапан, входящий в отверстие 7, применяется для впуска в систему индикатора сжатого воздуха из баллона 10 при по-



Фиг. 139. Схема электропневматического индикатора

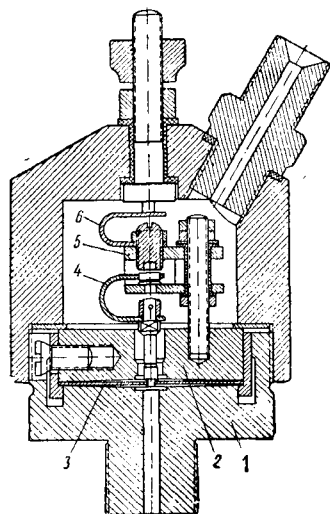
Механический индикатор для быстроходных двигателей (фиг. 138). Канал штуцера 1 через кран 2 соединяется с цилиндром двигателя и полостью цилиндра индикатора с поршеньком 3. Шток поршенька связан с концом пружины 5, выполненной в виде стержня равного сопротивления, укреплённого другим концом в массивном корпусе 6 индикатора. Перемещение поршенька передаётся пишущему рычажку 4. Колебательно-вращательное движение барабана 7 вызывается шнурком, охватывающим нижний желобок бара-

мощи маховика 9. Верхний клапан с рукояткой 8 служит для выпуска воздуха из воздушной сети индикатора в атмосферу. При наполнении воздушной системы индикатора верхний клапан должен быть плотно закрытым. То же самое относится и к центральному клапану во время выпуска воздуха. Рычаг 4 разрядника приводится системой рычагов от штока поршня в движение, пропорциональное давлению в воздушной системе как вдоль оси барабана, так и вдоль оси скобы 6, подводящей ток высокого напряжения.

Положение пробитой точки по высоте диаграммы определяется давлением в воздушной сети, а по длине бумаги — положением барабана индикатора. Пружина 3 индикатора надавливается на шток поршня и одним концом укрепляется на стойке 2.

При снятии части индикаторной диаграммы ниже атмосферного давления применяется эжектор 13 для создания разрежения в системе индикатора. Для большего удобства и надёжности в отметке атмосферной линии на диаграмме индикатор имеет специальный прерыватель — трамблер 14.

Индикатором ТЛ-2 возможно снимать диаграммы поочередно с шести цилиндров при наличии шести индицирующих элементов. Для этого воздушный распределитель 12 снабжён шестью ответвлениями воздушных трубопроводов и имеется переключатель пре-



Фиг. 140. Мембранный прерыватель

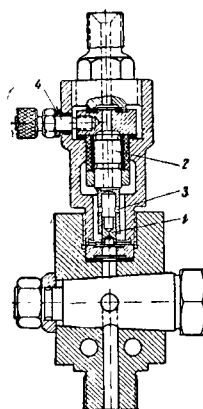
рывателя 15. Ток низкого напряжения подводится через первичную обмотку bobины 16 от одной клеммы аккумулятора к центральному электроду индицирующего элемента (прерывателя), а от другой клеммы — на массу. При исследованиях индикатором Л-2 применяются индицирующие элементы.

Мембранный индицирующий элемент (фиг. 140) предназначен для снятия диаграмм при небольших давлениях и исследований линий впуска и выпуска. Мембрана 3 находится между двумя опорными дисками 1 и 2, из которых верхний имеет одно центральное отверстие. Таким образом, внутренняя полость элемента разделена на две камеры. Нижняя камера соединяется через индикаторный кран с камерой сгорания двигателя, верхняя — с воздушной системой индикатора. Давление сжатого воздуха на мембрану и поршень цилиндра индикатора одинаково, так как воздушная сеть наполняется воздухом через центральный клапан переключательного крана. В центре мембраны укреплен стержень, на вершине которого закреплен вибратор 4 с контактом. Контакт вибратора может перемещаться вверх и вниз, прижимаясь к поверхностям контактной стойки 5, которая

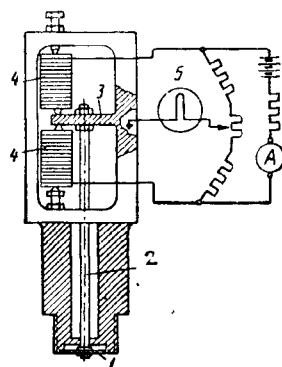
50 Гом II

изолирована от корпуса и соединяется пластинчатой пружиной 6 только с центральным электродом. Разрыв первичной цепи имеет место в тот момент, когда мембрана перемещается от верхнего опорного диска к нижнему, или наоборот.

Клапанный индицирующий элемент (фиг. 141) применяется для снятия переменных давлений в двигателях внутреннего сгорания. Воздух к клапану 1 подводится через центральное отверстие электрода 2 и далее, проходя в небольшие отверстия, заполняет пространство 3 над клапаном. Центральный электрод изолирован от корпуса. Ток низкого напряжения подводится к клемме 4, соединённой с электродом. Кран индицирующего элемента соединяет полость под клапаном с камерой сгорания двигателя. Роль клапана такая же, как и мембраны в мембранном прерывателе.



Фиг. 141. Клапанный прерыватель



Фиг. 142. Схема индикатора электросопротивления

Для ряда специальных исследований применяются также дифференциальные индицирующие элементы.

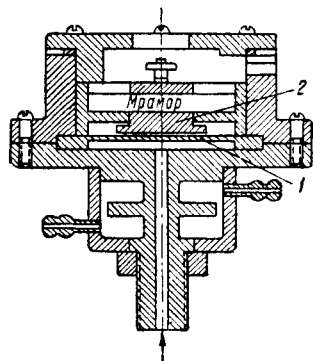
Электропневматические индикаторы получили большое распространение, особенно при исследовательских работах, вследствие следующих преимуществ:

- а) большая величина диаграммы и достаточная её точность;
- б) возможно применение индикатора при любых практически достижимых угловых скоростях двигателей;
- в) возможно устанавливать индикатор сравнительно далеко от рабочего цилиндра;
- г) отсутствует влияние температуры на воспринимающий и пишущий механизмы;
- д) записывающий механизм и поршень индикатора движутся только в одном направлении и настолько медленно, что их массы на точность диаграммы не оказывают никакого влияния;
- е) барабан индикатора вращается непосредственно от пала двигателя, вследствие чего избегаются все ошибки, связанные с применением приводного устройства.

К недостаткам этого типа индикаторов следует отнести то, что точки получаются не от одного, а от нескольких циклов.

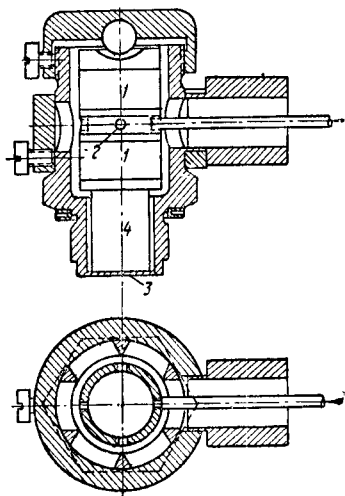
Индикатор электросопротивления (фиг. 142). Давление газа передаётся через мембрану ;

и стержень 2 консоли 3, в конец которой вставлены два угольных столбика 4. Последние меняют своё электрическое сопротивление вследствие изменения давления, произ-



Фиг. 143. Схема емкостного индикатора

водимого на них консолю. Изменение сопротивления регистрируется при помощи мостика, в котором вместо гальванометра включён шлейф осциллографа 5.

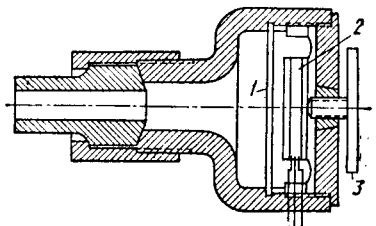


Фиг. 145. Пьезокварцевый индикатор и электрическая схема его установки

Ёмкостный индикатор (фиг. 143) имеет диафрагму 1, на которую передаётся давление газа. Диафрагма вместе с изолированным от корпуса диском 2 является конденсатором, включённым в настроенный контур сетки ка-

тодной лампы. Изменение давления газа вызывает изменение расстояния между диафрагмой и диском, и тем самым меняется ёмкость данного конденсатора. Изменение ёмкости регистрируется осциллографом.

Индукционный индикатор (фиг. 144) имеет мембрану 1, прогиб которой под действием давления газа вызывает изменение самоин-

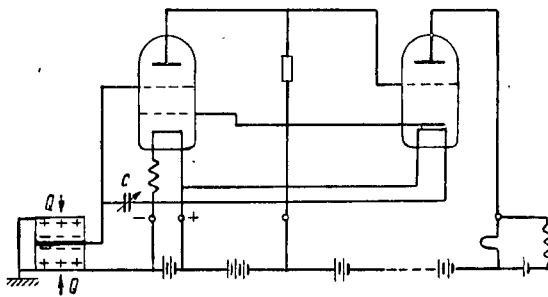


Фиг. 144. Индукционный индикатор

дукции катушки 2, включённой в колебательный контур катодной лампы. Положение катушки относительно мембраны может регулироваться микрометрическим винтом 3. Изменение самоиндукции катушки регистрируется осциллографом.

Пьезокварцевый индикатор (фиг. 145) основан на пьезоэлектрических свойствах кристаллов кварца, выражающихся в том, что на двух противоположных гранях кристалла при действии на него в определённом направлении переменных усилий появляются одинаковые по величине, но противоположные по знаку электрические заряды, пропорциональные приложенным усилиям.

Индикатор представляет собой измерительную камеру, в которой установлены два кристалла кварца 1, разделённых промежуточной металлической пластинкой 2. Давление газа передаётся кристаллам через диафрагму 3 и стержень 4. Возникающие на гранях кварца электрические заряды отводятся проводником к сетке первой лампы электронного усилителя, а в анодную цепь выходной лампы включается измерительный шлейф осциллографа.



Определение среднего индикаторного давления

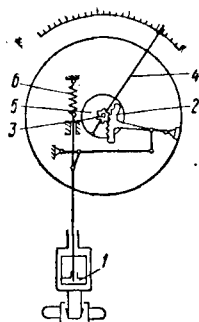
1. Длину индикаторной диаграммы, взяв между двумя вертикальными линиями,

касательными к её крайним точкам, делят на 10 частей и из середины каждой части проводят ординаты p_1, p_2, \dots, p_{10} . Среднее индикаторное давление при этом:

$$p_i = \frac{p_1 + p_2 + \dots + p_{10}}{10}.$$

2. Среднее индикаторное давление определяется как частное от деления определённой при помощи планиметра площади индикаторной диаграммы на её длину.

Как в первом, так и во втором способах необходимо учитывать масштаб пружины индикатора.



Фиг. 146. Принципиальная схема пиметра

Пиметр — прибор, дающий возможность определять непосредственно среднее индикаторное давление, а потому удобный при эксплуатации и регулировке поршневых машин. Недостатком пиметра является невозможность суждения по его показанию о характере процесса, происходящего в цилиндре двигателя.

Пиметр в отличие от индикатора должен обладать малой частотой собственных колебаний движущихся частей по сравнению с изменением давления в цилиндре и, таким образом, не должен реагировать на колебания давления в цилиндре. В силу этого поршень прибора занимает положение, соответствующее среднему давлению, существующему в цилиндре в данный момент.

На фиг. 146 дана принципиальная схема пиметра. Перемещение поршня 7 прибора под действием измеряемого давления передается при помощи штока и системы рычагов зубчатому сектору 2, шестеренке 3 и связанной с ним указательной стрелке 4. На одной оси с шестеренкой сидит маховичок 5, масса которого воспринимает колебания давления, действующего на поршень. Поршень устанавливается в положении, соответствующем среднему давлению, уравниваемому пружиной 6.

Пиметр может применяться для всех поршневых машин с числом оборотов не ниже 80 в минуту.

ПРИВЕДЕНИЕ МОЩНОСТИ К НОРМАЛЬНЫМ УСЛОВИЯМ

Для возможности сравнения эффективной мощности, измеренной при различных состояниях окружающей среды (давлении, температуре и влажности воздуха), приводят мощность к стандартным атмосферным условиям ($p = 760$ мм рт. ст., $t = +15^\circ \text{C}$, сухой воздух). Такая мощность называется **приведенной**.

Эмпирические формулы для приведения мощности, зависящие от типа машины, числа оборотов, нагрузки и пр., даны в пособиях по проведению испытаний (см. список литературы).

СРОКИ ОБЯЗАТЕЛЬНОЙ ПОВЕРКИ

Приборы для измерения мощности поверяются согласно [7]. Индикаторы и индикаторные пружины, весы, тахометры, тахографы и счетчики оборотов проверяются один раз в два года.

ИЗМЕРЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ

ИЗМЕРЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ

Для определения степени неравномерности и записи колебаний угловой скорости двигателей применяются приборы, называемые **тахографами**.

Ниже приводится краткое описание одного из типов тахографа.

Горизонтальный вал тахографа приводится во вращение от испытуемого двигателя при помощи ремённой передачи. Вместе с валом тахографа приводится во вращение прикрепленная к втулке вала рама, несущая шарнирно два симметрично расположенных груза, соединённых между собой стальной винтовой пружиной. При вращении вала грузы под действием центробежной силы расходятся и передвигают при помощи ряда рычагов и шарниров иглу с пером. Пружины рассчитываются так, чтобы при определённом (среднем) числе оборотов тахографа n в минуту перо прибора стояло посредине бумажной ленты (на нулевой линии). При отклонении от средней угловой скорости перо займёт положение вправо или влево от нулевой линии, т. е. покажет на тахограмме колебания угловой скорости вала.

В зависимости от изменения колебаний применяются различные пружины, дающие возможность регистрировать изменения угловой скорости: тугие до $\pm 12\%$ от нормального (среднего) значения, средние $\pm 6\%$ и слабые $\pm 3\%$. Для регулирования центробежных регуляторов применяются тугие и средние пружины, для измерения неравномерности угловых скоростей при применении маховых колёс — слабые.

Бумажная лента приводится от вала тахографа при помощи фрикционного привода.

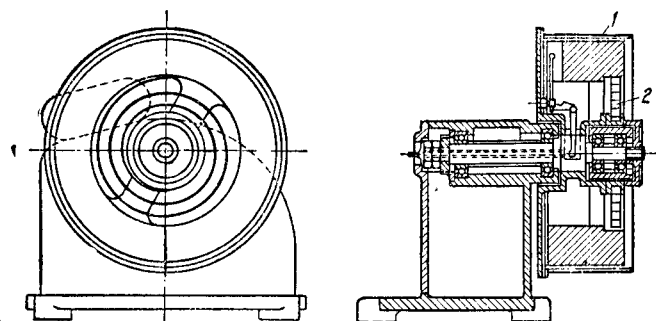
ИЗМЕРЕНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Для исследования крутильных колебаний, возникающих в валу двигателей вследствие непостоянства крутящего момента, применяется прибор, называемый **торсиографом**.

На фиг. 147 даны основные элементы одного из типов торсиографа. Лёгкий шкив 1 приводится во вращение от исследуемого вала при помощи ремня, который должен иметь минимальное удлинение для возможности точной передачи всех колебаний угловой скорости вала по величине и фазе. Внутри шкива помещён насаженный на вращающуюся ось

шкива маховик 2, соединённый со шкивом посредством спиральной пружины. Собственная частота колебаний маховика мала и составляет нормально около 50 в минуту, а при помощи добавочной массы может быть ещё более снижена. Вследствие этого при всех частотах колебаний испытуемого вала выше 100—150 в минуту маховик вращается равномерно. Между неравномерно вращающимся шкивом и равномерно вращающимся маховиком возникают, таким образом, относительные скручивания, которые непосредственно представляют угловые отклонения исследуемого вала в месте измерения.

Эти тангенциальные относительные скручивания при помощи двух угловых рычагов преобразовываются сначала в радиальные, а затем в аксиальные движения, происходящие в пустотелой оси, причём эти движения посредством иглы переносятся из вращающегося пространства в неподвижное и пишущим рычагом записываются на бумажной



Фиг. 147. Схема торсиографа

ленте. Последняя приводится в движение от ремённого шкива или от пружинного механизма.

Для возможности исследования диаграммы на бумажной ленте (торсиограмме) при помощи специальных отметчиков наносятся также отметки времени, оборотов и мёртвых точек испытуемого вала. Это позволяет определить: точное число оборотов, соответствующее любой точке торсиограммы; число колебаний за один оборот вала; величину амплитуды колебаний; угловое отклонение в градусах; степень неравномерности. При одновременном пользовании двумя торсиографами и снятии двух торсиограмм имеется возможность определить, кроме того, относительное скручивание вала и напряжение, возникающее при этом.

ИЗМЕРЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ

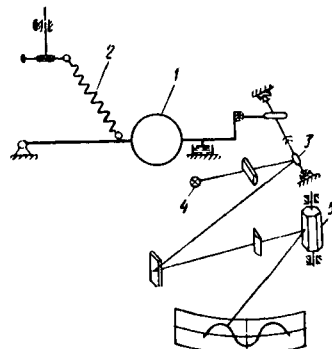
Приборы для измерения колебаний фундаментов, машин и пр. называются **виброметрами**, а для измерения и регистрации — **вибрографами**.

Виброметр ЦНИЭЛ (фиг. 148) позволяет измерять амплитуду как вертикальной, так и горизонтальной вибрации машин. Виброметр состоит из сейсмической массы 1, подвешенной на специальных металлических шарнирах. Для противодействия силе тяжести

сейсмической массы применяется специальная спиральная нулевая пружина 2. Относительное движение между основанием прибора и сейсмической массой перемещает маленькое зеркальце 3, освещаемое электрической лампой 4. Луч света от зеркальца падает на развёртывающийся барабан 5 и от него отражается на экран. Если развёртывающийся барабан вращается синхронно с частотой вибрации, то на экране проектируется кривая вибраций.

Виброметр позволяет измерять частоту вибрации от 60 до 6 000 в минуту с амплитудой от 0,01 до 0,5 мм при кратности увеличения амплитуды на экране от 100 до 500.

Виброграф. На фиг. 149 дан эскиз одного из типов вибрографа. Внутри полого кожуха 1, который закреплён неподвижно при помощи хомута 2 и натяжных винтов 3, помещена инертная эксцентрическая масса 4, подвешенная на двух шариковых подшипниках. Масса не участвует в колебаниях окружающих её



Фиг. 148. Принципиальная схема виброметра

частей, с которыми она соединена слабой пружиной.

Относительные движения, возникающие между инертной массой и кожухом прибора, участвующим в движениях окружающих частей, непосредственно изображают в зависимости от положения массы горизонтальные или вертикальные вибрации окружающих инертную массу частей. Указанные относительные движения, так же как и у торсиографа, превращаются в движение в аксиальном направлении, которое регистрируется на бумажной ленте.

Прибор применяется для измерения колебаний в пределах от 300 до 20 000 в минуту. Измерение частот более низких может быть достигнуто путём присоединения добавочной массы к основной, а также установкой более слабых пружин.

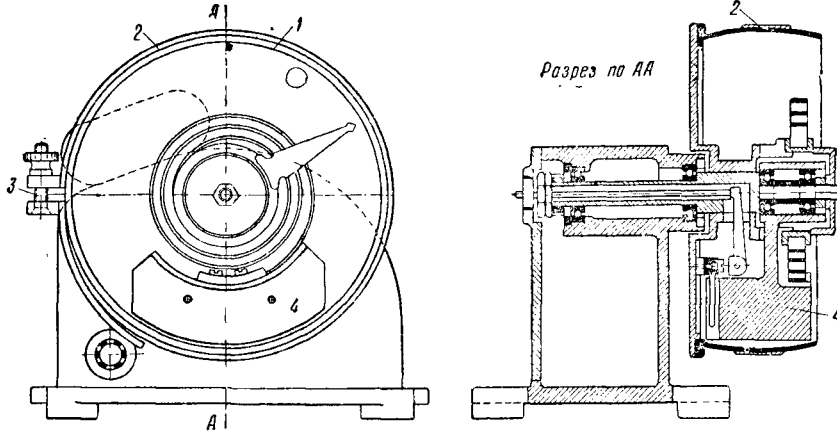
Установка вибрографа производится непосредственно на исследуемом объекте (фундаменте, здании и т. п.) в наклонном, горизонтальном и вертикальном положениях, что позволяет регистрировать колебания в любом направлении.

Виброграф ручной (фиг. 150) предназначен для измерения амплитуд вибраций машин в условиях их эксплуатации и при балансировке роторов вращающихся механизмов.

Шток 1 воспринимает колебания объекта, которые передаются стальному перу 2, представляющему собой рычаг, вращающийся вокруг оси 3. Связь штока с пером осуществляется посредством шарнирного соединения 4. Конец пера наносит кривую вибрации

писи кривых быстро изменяющихся электрических величин.

У инерционных осциллографов подвижная часть выполняется в виде тонкой проволоки, и поэтому она обладает инерцией; у безинерционных подвижная часть обра-



Фиг. 149. Схема вибрографа

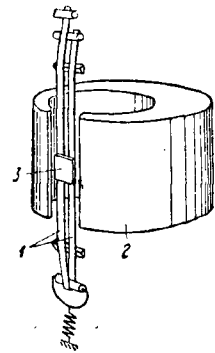
на бумажную ленту 5, которая при помощи часового механизма перемещается с постоянной скоростью, поддерживаемой центробежным регулятором, вмонтированным в часовой механизм. Для обеспечения постоянного контакта между штоком 1 и вибрирующей поверхностью 9 служит пружина 6, натяже-

зуется пучком электронов и поэтому практически не обладает инерцией.

Первые применяются при исследовании частоты колебаний до 1 000 в секунду, а вторые — при частоте колебаний свыше 1 000.

Инерционные осциллографы по принципу своей работы делятся на магнито-электрические, электромагнитные, ферромагнитные, электростатические. Наиболее распространенной является магнито-электрическая система.

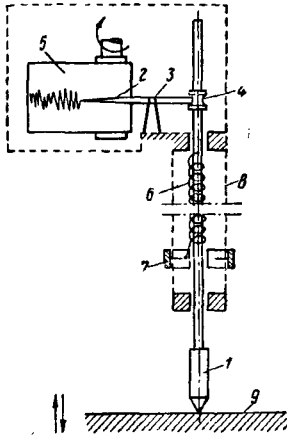
Магнито-электрический осциллограф. В магнитном поле сильного постоянного магнита 2 помещается тонкий проводничок, имеющий форму петли — шлейфа 1 (фиг. 151). При прохождении по шлейфу исследуемого электрического тока он будет взаимодействовать с полем постоянного магнита, вследствие чего образуется вращающий момент, который вызовет отклонение (поворот) петли, и укрепленного в середине её зеркала 3. При пропускании по шлейфу периодически изменяющегося тока шлейф с зеркальцем придёт в колебательное движение, которое регистрируется при помощи оптической системы.



Фиг. 151. Схема измерительного шлейфа

Осциллограф инерционный магнито-электрический состоит из устройства для установки измерительных шлейфов и оптического аппарата.

На фиг. 152 представлено схематически направление луча света через оптическое устрой-



Фиг. 150. Схема ручного вибрографа

ние которой может меняться перемещением муфты 7 относительно направляющей трубки 8. Расшифровка диаграммной ленты производится при помощи микроскопа.

Пределы измерения амплитуды вибраций 0,02—1 мм. Допустимая частота вибрирования испытуемой машины 26—60 в секунду.

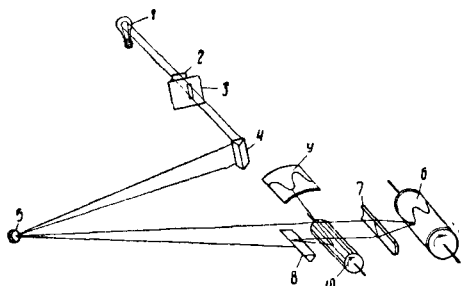
ОСЦИЛЛОГРАФЫ

Для исследования и наблюдения за процессами быстро меняющихся колебаний применяются осциллографы, т. е. приборы для за-

ство осциллографа, состоящее из системы освещения и регистрации наблюдений.

Система освещения состоит из источника света 1, собирающей линзы 2, щелевой диафрагмы 3 и установочной призмы 4. Собирающая линза позволяет в плоскости зеркальца измерительного шлейфа 5 получать увеличенное реальное изображение источника света.

Регистрирующая часть оптической системы служит для сбора пучка световых лучей в точке на поверхности барабана с фотографической бумагой 6. При повороте зеркальца световая точка движется в боковом направ-



Фиг. 152. Схема оптики осциллографа с одним измерительным шлейфом

лении по бумаге. Для этой цели применяют цилиндрические линзы 7, позволяющие собирать пучок световых лучей в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра, и давать изображение зеркальца, в то время как в плоскости оси этот пучок остается непреломленным. Вследствие движения барабана и световой точки на фотобумаге получается осциллограмма, ординаты которой определяют величину отклонения измерительного шлейфа, а абсциссы — время.

Часть светового пучка при помощи оптической системы 8, предназначенной для наблюдения, отображается на изогнутом матовом стекле 9. Многогранный зеркальный барабан 10 получает при помощи призмы наблюдения часть пучка световых лучей и на-

правляет её к матовому стеклу. Во время вращения многогранного зеркала постоянно меняется угол наклона его отражающих поверхностей, и отклоненный луч света движется вдоль по матовому стеклу. Быстродвижущаяся по матовому стеклу точка даёт впечатление непрерывной кривой. Разделение пучка света, идущего от измерительного шлейфа на оптическую систему для регистрации и наблюдения, позволяет наблюдать исследуемый процесс даже во время фотографирования.

Осциллографы могут иметь один или несколько шлейфов.

Осциллограф катодный (безинерционный) основан на следующих свойствах катодных лучей:

а) движущиеся прямолинейно электроны образуют катодный луч, который под влиянием электрического или магнитного поля испытывает отклоняющее действие;

б) катодный луч оказывает на фотопластинку такое же фотохимическое действие, как и луч света;

в) катодный луч вызывает в точке падения свечение экрана, покрытого препаратами некоторых солей.

Катодные осциллографы можно разделить на две группы.

1. Осциллографы с холодным катодом — высоковольтные. В этих осциллографах для создания катодного луча применяется высокое напряжение (30—70 кВ), благодаря чему получаются большие скорости движения электронов и, как следствие, большая фотографическая и малая магнитная и электростатическая чувствительность осциллографа. Эти осциллографы применяются главным образом для исследования наиболее быстро протекающих периодических явлений.

2. Осциллографы с горячим катодом — низковольтные. При применении сравнительно низкого напряжения (300—3 000 в) получаются меньшие скорости движения электронов в катодном луче и, следовательно, меньшая фотографическая и большая магнитная и электростатическая чувствительность осциллографа. Эти осциллографы применяются для исследования менее быстро протекающих периодических явлений.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. К а с а т к и н А. С. Электрические измерения. М.—Л., Госэнергоиздат, 1946, 447 с.; Электрические и магнитные измерения. Под ред. Е. Г. Шрашкова. Л.—М., 1937, 667 с.
2. Каталог-справочник лабораторных приборов и оборудования. Выпуск 19, Машгиз, 1948.
3. К у с т о в Б. И. и В с е л ю б с к и й С. Б. Приборы теплового контроля. М., Metallurgizdat, 1946, 346 с.
4. Л ь в о в М. А. и Ш е н д л е р Ю. И. Приборы теплового контроля электростанций. М., Госэнергоиздат, 1945, 344 с.
5. О р л и н А. С., К а ш и н Г. Г. и др. Двигатели боевых машин. Том I, Машгиз, 1946.
6. П о п о в В. С. Электротехнические измерения и приборы. М.—Л., Госэнергоиздат, 1947, 363 с.
7. Правила 12—42 об организации и проведении проверки мер и контрольно-измерительных приборов. Комитет по делам мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР. 1947, 64 с.
8. П р е о б р а ж е н с к и й В. П. Теплотехнические измерения и приборы. М.—Л., Госэнергоиздат, 1946, 268 с.
9. Р у д о Н. М. Точное взвешивание. Изд. ВНИИМ, 1949.
10. С и н и ц ы К. А. Испытание двигателей внутреннего сгорания. Изд. Военно-инженерной академии им. Жуковского, 1941.
11. Ч и с т я к о в С. Ф. Эксплуатация и наладка тепловых измерительных приборов и авторегуляторов. М., Госэнергоиздат, 1946, 192 с.

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ



При пользовании настоящим указателем следует иметь в виду, что каждое название упоминается, как правило, один раз и не повторяется в перестановке слов.

В указателе упоминается сперва основное слово (за редкими исключениями), а потом его определение, например: «Газы идеальные» и т. п.

В большинстве случаев, когда формула, определение, уравнение, способ, метод и пр. носят название того или другого учёного, то в указателе приводится лишь фамилия учёного (без сопровождающего термина), например: Красовский Ф. Н., а не «Красовского Ф. Н. способ», «Способ Красовского Ф. Н.» и т. д.

А

Азимут 556, 601, 604
Алидада 560
Алгоритм сокращённый (прямой ход) 150
Аллювий 619
Аммиак (диаграмма) 511, 513
— (холодопроизводительность) 514, 515
Амперметр 708
Анализ газов 762
Ананьев И. В. 190
Анероид 588
Антиклиналь 622
Актициклон 633
Аппарат направляющий насоса 457
— щёточный (в электрической машине) 302
Аргиллиты 621
Арка бесшарнирная 167
— двухшарнирная 165, 167
— трёхшарнирная 142, 143
Артанов М. А. 577
Атмосфера 631
Аэрофотосъёмка 630
Аэрофототопография 606

Б

Балансировка валов 249
Баланс ламп энергетический 324
— тепловой двигателя внутреннего сгорания 410
Балласт топлива 695
Балка (в геологии) 612
— (в сопротивлении материалов) 53

Балки бесконечно длинные 175, 177
— двутавровые (сортмент) 661
— короткие 176, 177
— на сплошном упругом основании 175
— на упругих опорах 176
— односторонние бесконечно длинные 176
— (расчёт методом фокусов) 159
— (расчёт на неравномерный нагрев) 158
— (расчёт на подвижную нагрузку) 138, 141
— (расчёт на осадку опор) 159
— статически неопределимые 54, 157
— — определимые 54
— хребтовые для вагонов 667

Баллоны-бутыли для хладагентов 515
Барометр 736, 743
Барханы 613
Батареи непосредственного испарения 522, 523
— рассольные 524
Белицин В. А. 560, 601
Бензин 702
Бернштейн С. А. 196
Бетоны 686
Бимоменты 208
Бинарные циклы в паровых турбинах 381
Битумы нефтяные 689
Блесткость 329
Болото 614
Болты 230
Борзый Ф. 338

Бронзы литейные оловянистые 673
— специальные 672
Булгуняхи 615
Бурение 628
Брус 10
Брусья большой кривизны 84
— мостовые 684
— равного сопротивления растяжению или сжатию 19
Бюллетень метеорологический 634
Буссоль 561

В

Вакуум-машины пароводяные 504
Вакуумметр 736
Вал 29
— полый 32
Валы 246, 248
— карданные 260
Ваттметр 708
— индукционный 713
— электродинамический 712
Взаимность виртуальных работ 145
— перемещений 145
Величина освещённости 329
Вентиль поплавковый регулирующий 528
Верещагина правило 146
Верньер 562
Верховодка 623
Вес объёмный древесины 680
— рельсов 667
— удельный стали 640
— — чугуна 635

Весы автоматические 771

- автомобильные 770
- аналитические 769
- вагонные 771
- крановые 771
- микро 770
- настольные 770
- образцовые 770
- паровозные 771
- технические 770
- товарные платформенные 770

Ветер 631

Ветроулавливатель 447, 449

Вешение линий 557

Виброграф 784

Винты 233

Влажность воздуха 632

— топлива 695

Власов В. З. 197

Влияние вредного пространства на расход пара 341

— круглых отверстий на распределение напряжений в пластинках 129

— начальной кривизны при продольном изгибе 91

— перерезывающей силы на критическую нагрузку 99

— собственного веса при растяжении 19

— эксцентриситета приложения сжимающей силы при продольном изгибе 91

Вода артезианская 623

— безнапорная 623

— гигроскопическая 624

— грунтовая 623

— капиллярная 624

— пластовая 623

— поверхностная 623

— подземная 623

— плёночная 624

Водомер 747

Водоток подземный 623

Возбудитель 301

Возвышение 554

Воздухоотделитель 528

Воздухоохладитель 526

Воздух (состав) 704

Вольтметр 708

Вольтодобавочная машина 301

Всасывание в поршневых насосах 476

— в центробежных насосах 451

Выбор основных размеров для плоского золотника 352

Выветривание пород 611

Выпрямитель ртутный 314, 315

Вычисление крутящих моментов 31

— площадей 571

— радиальных геометрических характеристик 85

Вяткин 338

Г

Газ генераторный 429

Газоанализатор автоматический 764

— ВТИ 764

— механический 766

— Норзе 763

— (поверки) 767

— «Стахановец» 765

— химический 762, 763

— электрический 765

Гайки 233

Галёркин Б. Г. 131, 169

Галечник 619

Гальванометр 730

Генератор 301

— синхронный 320

— со смешанным возбуждением (компаунд) 305

— шунтовой 304

Геодезия 548

Геодид 548

Геология динамическая 610

— историческая 610

Геоморфология 610

Герсевич Н. М. 214

Герцметр 708, 716

Гибкость (предельные значения) 96

Гидрогеология 610

Гипоцентр 615

Гипс 621, 688

Глина 619

Глубокоизлучатель 327

Гнейс 621

Гололёд 632

Гольдштейн М. Н. 214

Гониометр 560

Горбунов Б. Н. 197

Горение (расчёт параметров) 696

Горячие элементы топлива 695

Гонт 690

Гравий 619

Градиент гидравлический 624

Градуировка термометра 725

Граница пластичности 629

Грейферы 291, 292

Гриневецкий В. И. 385

Грунты связные 215

— сыпучие 215

Гряда песчаная 613

Грязеуловитель 527

Гудрон 688

Гук 12, 18, 120, 125

Д

Давление атмосферное 452

— боковое в состоянии покоя 225

— воздуха 631

— гидростатическое эквивалентное 223

— грунта активное 225

— на подпорные стенки 226

— — пассивное 225

Давление динамическое колёс на рельсы 179, 180

— индикаторное среднее 345

— нейтральное 215

— остаточных газов 393, 395

— паров воды 452

Дальномер 597, 599, 600

Датчик ёмкостный 777

— проволочный 776

Движение жидкости в рабочем колесе 454

— по балке 196

Дёгтебетоны 689

Дёгти составленные 689

Действие пара на рабочие лопатки турбины 365

Действие совместное изгиба с растяжением или сжатием 74

— — — с кручением 76

— сил внецентренное на плоский кривой брус с поперечным сечением любой формы 84

Делювий 618

Детали поршневых насосов 486

Двигатель асинхронный 310 — внутреннего сгорания 385

— авиационный 391

— автотракторный 391

— бескомпрессорный высокого сжатия с самовоспламенением 389

— газовый 429

— двойного действия 387

— двухтактный 386

— для железнодорожного транспорта 390

— калоризаторный 390, 427

— карбюраторный 388

— с внешним смесеобразованием 388

— с внутренним смесеобразованием 389

— с непосредственным

впрыском топлива 388

— стационарный 390

— судовой 391

— четырёхтактный 386

Деформация балок 70 (в механике грунтов) 214

— в стержнях переменного сечения 19

— — призматических 19

— вязкопластического тела 135

— линейная 10

— при косом изгибе 74

— плоская 124

— поперечная при растяжении (сжатии) 12

— продольная при растяжении (сжатии) 11

— тела 10, 11

Деформация тонкостенного
профиля 198
— угловая 10
— упругая двух сжатых
тел 101
— упругого пластического
тела 131
Диаграмма индикаторная
действительная паровой
машины 339
— поршневого насоса
485
— теоретическая паро-
вой машины 338
— двигателя внутрен-
него сгорания 403
— истинная 14
— растяжения 13, 14
— парораспределения зо-
лотников 353
Диафрагмы дисковые 753
— острые 750
— двойные 755
— сегментные 755
— эксцентричные 755
Динамика сооружений 178
Динамограф ротационный
778
— тяговый 768
Динамометр 778
— гидравлический 768
— механический 767
— ротационный 777
— с упругим валом 777
— электрический 768
Динник А. Н. 95
Дифманометр 742
Диффузор 457
Диоптр 560
Дислокация 622
Дмитриев Р. 338
Дно минеральное 614
Дождемер 632
Долгота 549
Доливо-Доброволь-
ский М. О. 310, 314
Доломит 621
Дрань 690
Древесина (классификация)
679
— (механические свойства)
680
Дресва 619
Дробышев Ф. В. 570, 571,
577
Дудка 629
Дюны 613

Е

Единица геоморфологиче-
ская 610
Единицы измерения темпе-
ратур 719
— давления 735

Ж

Жёсткость балок 65
— воды 626
Журавский 55

З

Зависимость между дефор-
мацией и напряжениями
10
— — — моментами инерции
экваториальным и поляр-
ным 40
— относительно взаимно па-
раллельных осей 40
— между параметрами пор-
шневых насосов 483
— — — центробежных на-
сосов 456
Заготовки для вагонных и
тендерных осей 648
— для паровозных осей 641
— черновые хвойных по-
род 683
Задача плоская теории пла-
стичности 134
Задачи динамические в со-
противлении материалов
111
Заделка конца балки 54
Заклёпки 235
Закон взаимности касатель-
ных напряжений 22
Закопушка 629
Залегание горных пород 621
Зарубин П. А. 571
Засорённость газообразо-
го топлива 701
Затухание колебаний 183
Зацепление червячное 283
— эвольвентное 268
Звёздочки цепные 288
Землетрясение 615, 616
Змеевик рассольный 525
Знаки условные топографи-
ческие 553
Золотник простой 351
— с перекрышами 352
Зольность топлива 695
Зондировка 628
Зоны 553

И

Иванов Н. Н. 214
Избыток воздуха 706
Известняк 621
Известь 685
Изгиб 53
— в упругой среде 92
— и кручение круглых ва-
лов 77
— — — в упругой среде 92
— при одновременном дей-
ствии распределённой и
сосредоточенной нагрузок
92
— консольной балки 54
— косой 53, 79
— кривых брусьев с круго-
вой осью 129
— плоский 53
— подпорной стенки 126
— поперечный 53
— продольный 89

Изгиб продольный при
равномерно распределён-
ной нагрузке 92
— — — стержней перемен-
ного сечения 94
— — — составных 93
— прямоугольной пластин-
ки 125
— продольно-поперечный
97
— тонкостенных профилей
197
— чистый 53
Изменение моментов инер-
ции при повороте осей
координат 41
— объёма при растяжении
13
Измерение веса 769
— давления 735, 736
— колебаний 783
— крутящего момента по
усилиям на невращаю-
щихся деталях 777
— мощности двигателя 774,
776
— — — однофазного тока 712
— — — трёхфазного тока 713,
714
— расхода жидкости, газов
и водяного пара 746
— — — — — калори-
метрическим методом 762
— — — — — пневмометри-
ческим методом 761
— — — — — термоанемомет-
рическим методом 762
— линий 557
— реактивной энергии 715
— сил 767
— сопротивлений 716
— — — — — заземлений 717
— — — — — изоляций 718
— — — — — способом амперметра
и ваттметра 716
— — — — — стыка рельсов 717
— температур 719, 720
— температуры нагретых
частей электрических ма-
шин 316
— уровня 744
— чисел оборотов 771
— электрической энергии
714
Измерения геодезические
549
— электрические 708
Изменяемость мгновенная
схемы фермы 137
Изморозь 632
Изоляция электрических
машин 316
— электроизмерительных
приборов 709, 718
Изотропность 10
Изыскания инженерно-гео-
логические 627
Ил 620
Индикатор ёмкостный 782
— индукционный 782
— механический 780
— пружинный 779

Индикатор пьезометрический 782
 — электропневматический 780
 Индукция магнитная 303
 Инструмент угломерный 558, 560
 Интегрирование непосредственное при динамических расчётах 180
 Испарители 521
 Испытание компрессионное 216
 Источники света 324
 Итерация (метод приближённого решения уравнений) 150, 151

К

Кавитация 452
 Кальций хлористый (раскватор) 525
 Камни бетонные для стен и фундаментов 687
 Канаты 288
 Карст 611
 Карротаж 630
 Карта географическая 551
 — синоптическая 634
 Качество лесоматериалов 681
 Кварциты 621
 Кипрегель 590
 Кирпич 688
 КЛ (круг лево) 558, 604
 КП (круг право) 558, 604
 Клебемасса 690
 Клеймёнов И. А. 503
 Клёпка 236
 Клещи 291
 Колебания арок 194
 — балки с тремя массами 186
 — весовых стержней 187
 — вынужденные 182, 185
 — массивных фундаментов 195
 — неразрезных балок 190
 — свободные гармонические 180
 — системы с несколькими степенями свободы 183
 — ферм 194
 Количество воздуха, необходимое для сгорания топлива 391
 Коллектор 302
 Колосов 106
 Колпаки воздушные 484
 Кольрауша мостик 716
 Комбинации активных и реактивных турбин 375
 Компрессоры вертикальные 517
 — горизонтальные 515, 516
 — малые 518
 Конденсатор 518
 — кожухотрубный 520
 — оросительный 518

Конденсатор противоточный 520
 — элементный 520, 521
 Конденсация пара 341
 Концы валов конические 257
 Консолидация 215, 216
 Котлы-утилизаторы 446
 Концентрация напряжений при кручении 107
 — — при изгибе 109
 — — при растяжении или сжатии 104
 Корпус насоса 457
 Котловина 556
 Котёл цилиндрический с шаровыми днищами, подверженный внутреннему давлению 16
 Коэффициент динамический 178, 179
 — индикаторный 506
 — концентрации напряжений 219
 — линейного расширения 18
 — — — древесины 679
 — — — конструкционной стали 647
 — механический 506
 — наполнения цилиндра внутреннего сгорания 393, 394, 395
 — объёмный 506
 — остаточный газов 393, 395
 — поглощения света 323
 — подачи 506
 — полезного действия двигателя внутреннего сгорания 405, 408
 — — — — индикаторный 406
 — — — — — эффект-тивный 408
 — — — паровой машины 346
 — — — турбины 378
 — — — — однодисковой активной 366
 — — — — реактивной 373
 — — — — со ступенями скорости 368
 — — — подшипников в приводах 262
 — — — поршневого насоса 481
 — — — термический 405
 — — — трансформатора 307
 — — — центробежного насоса 458
 — — — электромашин 307
 — приведения длины 90
 — пропорциональности 10
 — пропускания света 323
 — Пуассона 12
 — световой 324
 — сейсмичности 615
 — фильтрации 624

Краны (расчёт) 294
 Краски 693
 Красовский Ф. Н. 548, 601
 Круг инерции 42
 — напряжений для двухосного напряжённого сжатия 23
 — — для одноосного напряжённого состояния 22
 Кручение 29
 — полого вала 32
 — вала-эллипса 35
 — правильного восьмиугольника 35
 — стержней некруглого поперечного сечения 33
 — прямоугольного сечения 33
 — трения 224
 — — шестиугольника 35
 Крылья складки 622
 Крюки 291

Л

Ладьгин А. Н. 324
 Лаки покровные 690, 693
 Лампы газосветные 324, 326
 — дуговые 324
 — накаливания 324, 325
 — натриевые 325
 — ртутные 326
 — тлеющего разряда 325
 Латуни группы А, обрабатываемые давлением 669, 670
 — литейные 671
 Лёд водный 501
 — сухой 502
 Лёсс 620
 Лимб 560
 Линза (в геологии) 622
 — водосливная 556
 Линия геодезическая 548
 Линии влияния 138, 139, 140, 144
 — прогибов сооружения 147
 Литвинов С. 338
 Логометр 731
 Локомотивы 356
 — передвижные 357
 — стационарные 359
 Лопатки насоса 456
 — паровой турбины 364
 Лошина 556
 Льдогенератор 533
 Льдозаводы (оборудование) 533
 — передвижные 536
 — (расчёт) 530, 535, 540
 Льдоснабжения пункты 544
 Люкс 323

М

Манометры 736
 — абсолютного давления 736
 Масштаб 551

Материалы изоляционные (в электрических машинах) 302
 Маслоотделитель 527
 Материк 618
 Матрица сопряжённая 150
 Машины абсорбционные 504
 — адсорбционные 504
 — асинхронные 310
 — паровые 337, 338
 — — (конструкции) 355
 — — прямоточные 342
 — синхронные 308
 — холодильные паровые компрессорные 504
 — парожеткорные 508
 — электрические (классификация) 301
 — — постоянного тока 302, 318
 Медь техническая 668, 669
 Мел 621
 Менделеев Д. И. 590, 704
 Мензула 590, 591
 Мергели 611, 621
 Мерзлота вечная 614
 — слоистая 614
 Метель 632
 Метод графический определения статического момента площади, её центра тяжести и моментов инерции 51
 — графоаналитический определений деформаций при изгибе 69
 — классический определения деформации изогнутой оси 65
 — начальный определения параметров деформации изогнутой оси 66
 — — перемещений (в теории сооружений) 120, 145, 190
 — приближённый определения основной частоты колебаний 195
 — приведения масс 195
 — упругих грузов 147
 — сил (в теории сооружений) 190
 — энергетический 180, 195
 Модуль упругости дерева 680
 — — стали 643
 — — чугуна 638
 Можайский А. Ф. 338
 Момент инерции двутавров 661
 — — для квадратных площадей 653
 — — для основных форм сечения 43
 — — — изгибающий 54
 — — кругов 656
 — — наименьший 41
 — — осевой экваториальный 40
 — — плоских фигур 39
 — — прямоугольников 656
 — — уголков 663
 — крутящий 30, 31

Момент осевой экваториальный 40
 — — полярный 40
 — — радиальный 87
 — — сопротивления квадратных площадей 653
 — — — кругов 656
 — — — полярный 30
 — — — прямоугольников 656
 — — — уголков неравнобоких 659, 663
 — — — равнобоких 657, 663
 — — швеллеров 662, 664
 Моменты изгибающие в центре свободно опёртой прямоугольной пластины 169, 170, 171
 — — для двухпролётной балки при равномерно распределённой нагрузке 161
 — — для четырёхпролётной балки при равномерно распределённой нагрузке 162
 — — для трёхпролётной балки при равномерно распределённой нагрузке 161
 — — при сосредоточенных грузах 163
 — — опорные неразрезных балок 165
 — — секториальные статические двутавров 204, 206
 — — швеллеров 205, 207
 — сил в статически неопределимых системах 148
 Монтаж дроссельных устройств 756
 — расходов 759
 Морены 619
 Мостик Кольрауша 716
 — Уитстона 716
 Мосты уравнивающие (для измерения температур) 731, 734
 Мотор-генератор 301
 Мощность двигателя внутреннего сгорания 403, 406, 407
 — индикаторная (измерение) 779
 — паровой машины 345
 — приведённая 785
 Мрамор 621
 Мульда синклинали 622
 Муфты дисковые 259
 — конические 259
 — соединительные 258
 — фрикционные 259
 — электромагнитные 260

Н

Набухания процесс 215
 Нагрузки эквивалентные по схеме H_k 141
 — условные на шарикоподшипники 255

Наледи 614
 Направление грунтовых вод 625
 — — прямое 548
 Напряжение плоское 124
 — — в валах 247
 — — косом сечении 20
 — — в кривом брус с поперечным сечением, имеющим ось симметрии в плоскости кривизны 84
 — — в спарниках и шатунах 112
 — — в стержнях переменного сечения 19
 — — втрое при равноускоренном подъёме груза 112
 — — в призматических стержнях 19
 — — во вращающемся кольце 112
 — — допускаемое 16
 — — — в сварных швах 265
 — — для плоских приводных ремней 265
 — — — на болты 233
 — — — на валы 249
 — — — на заклёпки 240
 — — — на клиновидные ремни 268
 — — — на шпонки 257
 — — — при воздействии переменных нагрузок 113
 — — — при сдвиге 28
 Напряжения касательные при изгибе 64
 — — контактные 99
 — — начальные 17
 — — нейтральные 215
 — — нормальные 11, 62
 — — — при косом изгибе 73
 — — — при изгибе 69
 — — по взаимно перпендикулярным площадкам 25
 — — по наклонным площадкам 118
 — — по площадке соприкосновения двух сжатых тел 101
 — — при растяжении 11
 — — температурные 18, 91
 — — тонкостенного профиля 198, 200
 — — составляющие 117
 — — эффективные 215
 Насадка Стодолкевича 593
 Насосы для загрязнённых жидкостей 464
 — — крыльчатые 494
 — — мембранные 494
 — — паровые прямодействующие 489
 — — поршневые 476
 — — — (испытания) 496
 — — — (классификация) 479
 — — — (параметры) 482
 — — — (подача) 482
 — — — (подъём жидкости) 478
 — — — (преимущества) 496
 — — пропеллерные 465
 — — роторные 493

Насосы поршневые с вертикальными валами 464
 — топливные в двигателях внутреннего сгорания 422
 — центробежные 451, 453, 458, 526
 — — (границы полей, параметров) 473
 — — (конструкции) 466
 — — (испытания) 475
 — — (нормальные расчётные режимы) 474
 — — (параллельная работа) 461
 — — (последовательная работа) 463
 — — (подъём жидкости) 453
 — — (установка) 471
 — штанговые 493
 — топливные в двигателях внутреннего сгорания 422
 Натрий хлористый (раствор) 525
 Неизменяемость шарнирной схемы фермы 137
 Нивелирование барометрическое 588
 — техническое 573, 577
 Нивелиры 573, 574, 575, 576, 577
 — автоматы 577
 Нить гибкая 25
 Нормирование расхода топлива на двигатель или электростанцию 443
 Нормы влажности в деревянных конструкциях 679

О

Обвал 612
 Обмотки электромашин 302
 Обнажение пород 622
 Оболочки 172
 Однородность материи тела 10
 Озёра провальные 615
 Окклюзии 633
 Олифа 692
 Омметр 708
 Описание инженерно-геологическое 627
 Оповещение метелевое 634
 Опока (в геологии) 621
 Опора упругая 90
 Опора балки неподвижная шарнирная 54
 — — подвижная шарнирная 54
 Оползень 611, 612
 Ординаты линий влияния двухпролётной балки 160
 Ориентир-буссоль 590
 Ортодрома 548
 Осадки 632
 Освещение аварийное 329
 — вагонов 335
 — железнодорожных предприятий 333
 — паровозов 335

Освещённость (нормы) 330
 — поверхности 323
 Оси 246, 248
 Осциллограф 785
 Осыпь 612
 Ось бруса 11
 — нейтральная при изгибе 62
 — стержня изогнутая 65
 Отдача световая источников света 323
 Отделитель жидкого хладагента 527
 Откачка пробная 625
 Отложения флювиогляциальные 619
 Отражения коэффициент 323
 Охлаждение ледяное 501
 — льдосоляное 501
 — — вагонов-ледников 503
 — машинное 504
 — эвтектиками 501
 Ошибки геодезические 549, 551

П

Пантограф 571
 Пантометр 560
 Палеонтология 610
 Папкович П. Ф. 130
 Пар высокого давления в паровых машинах 343
 — — — в турбинах 379
 — перегретый в паровых машинах 343
 Парораспределение в паровой машине 351
 — клапанное 353
 Пары аммиака 513
 — углекислоты 513
 Патон Е. О. 245
 Пергамин 691
 Передача клиноремённая 265, 266
 — коническая зубчатая 281
 — планетарная двухступенчатая 277, 279
 — — — простая 275, 276
 — плоским ремнём 262, 264
 — ремённая 262
 — цепная 288
 — цилиндрическая с косым зубом 279
 — — с прямым зубом 268
 — червячная 284, 286
 — — трапецидальная 286
 — эвольвентная 286
 Перемещения 120, 145
 Переоборудование двигателей высокого сжатия с самовоспламенением в газовый двигатель 434
 Переохладитель жидкого аммиака 520, 521
 Пески 619
 Песчаники 621
 Петров В. В. 324
 — Н. П. 250
 Петрография 610
 Петрология 610

Пиметр 783
 Пирометры оптические 720, 727
 — радиационные 720, 728
 — термоэлектрические 722, 723, 724
 — цветные 720, 729
 — частичного излучения 727
 Планиметр 572
 Пласта падение 622
 — простираение 622
 Пластинки (влияние круглых отверстий на распределение напряжений) 129
 Пластинки круглые 171
 — прямоугольные 169
 Пластичность 131, 629
 Плотность тока 303
 Площади основных форм сечения 43
 — радиальные 85
 Плошадка соприкосновения 99
 Поверка расходомеров 759
 — показаний расходомеров 749
 — теодолита 563
 — термометров 721
 Поверхность скольжения 224
 Повреждение изоляции 718
 Повышение мощности двигателей внутреннего сгорания 410
 — экономичности паротурбинных установок 379
 Поглощение света 323
 Погрешности показаний термометров 721
 — — расходомеров 759, 760
 Подача топлива в двигателях внутреннего сгорания высокого сжатия 421
 Подбор оси арки 142
 Подвес светильников 331
 Подсчёт усилия в элементе под влиянием нагрузки 140
 Подшипники игольчатые 255
 — качения 252
 — скольжения 250
 Поездная нагрузка по схеме H_k 141
 Покровский Г. И. 222
 Покров снежный 633
 Ползунов И. И. 337
 Полигон 567
 Полупространство упругое 120, 121
 Понижение грунтовых вод 626
 — давления на выпуске пара в паровой машине 344
 — — — в паровых турбинах 379
 Потенциометры 731, 733
 Породы горные 615, 616
 — коренные 618
 — магматические 617
 — метаморфические 621
 — нескальные 620

Породы осадочные 616
 — рыхлые 619
 — связные 619
 Потери в паровых турбинах 376
 — в соплах паровых турбин 376
 — мощности в электромашинах 306
 — пара на выходную скорость в паровых турбинах 377
 — — через неплотности в паровых турбинах 377
 — тепла в паровой машине 340
 Портланд-цементы 685
 Поток магнитный 303
 — световой 323
 Превышение температуры частей электрических машин 316
 Предел усталости 113
 — пропорциональности 13
 — прочности при растяжении 13
 — упругости 13
 Пределы, допускаемые для угла закручивания вала, 32
 Предупреждение метелевое 634
 — оползней 613
 Преобразователь одноякорный 301, 314
 — частоты 301
 Прибор измерительный индукционный 711
 — — магнитоэлектрический 709
 — — тепловой 710
 — — ферродинамический 710
 — — электродинамический 710
 — — электромагнитный 709
 — — электростатический 711
 Приборы для измерения расхода по перепаду давления 757
 — — — температур 719, 720
 — — — давления механические с пружинами 739
 — электроизмерительные 709
 — — для измерения, записи и регулирования температуры 730
 Приводы 260
 — механизмов кранов 294
 Привязка теодолитного хода 565
 Принцип реактивной работы пара в турбинах 372
 — действия газовых турбин 435
 Провода компенсационные для термопар 725
 Проволока гвоздевая 655
 — сварочная 655

Проволока торговая 655
 — увязочная 655
 Прогибы в любом сечении и в характерных точках 70
 — для балок, заделанных одним концом, 71
 Прогноз погоды 633
 Продувка кривошипно-камерная 413
 — петлевая 412
 — при помощи клапанов 412
 — с добавочным клапаном 412
 — сложная сдвоенных цилиндров 413
 — шелевая 412
 Продукты сгорания 704, 705
 Проекция картографическая 605
 Прожектор 329
 Прокофьев И. П. 214
 Проложение линии 558
 Пропускание света 323
 Пространство вредное в паровом цилиндре 341
 Протодьяконов М. М. 618
 Профиль продольный 580
 Прочность болтов 233
 Процесс всасывания четырёхтактного двигателя внутреннего сгорания 392
 — выпуска и продувки двухтактных двигателей 413
 — горения (расчёт параметров) 696
 — двухтактный в двигателе внутреннего сгорания 412
 — рабочий компрессора 506
 — — газовых турбин 436
 — колебательный 184
 — рабочий активных турбин 366
 — — паровой машины 338
 — — реактивной турбины 371
 — — сгорания в двигателе внутреннего сгорания 396
 — сжатия в двигателе внутреннего сгорания 395
 — тектонический 615
 Пружина винтовая 35
 — — квадратного сечения 38
 — — некруглого сечения 37
 — — коническая 38
 — — круглая 37
 — — цилиндрическая 37
 Пуассон 28
 Пульзомер 497

Р

Рабинович И. М. 147
 Равновесие пластическое 222, 223
 Радиусы инерции 40, 43
 — — двутавров 661

Радиусы инерции уголков равнобоких 663
 — — уголков неравнобоких 663
 — — швеллеров 664
 Разбивка круговых кривых 584
 Размеры двигателей внутреннего сгорания 409
 Размещение светильников 331
 Разновесы 771
 Рамы (расчёт) 151, 152
 — бесшарнирные 154
 — двухшарнирные 153
 — замкнутые 155
 Рассеяние магнитное 303
 Расширение пара многократное 342
 — линейное 18
 Растяжение внецентренное 75
 — по трём взаимно перпендикулярным направлениям 24
 Расчёт паровой машины 345
 — продувки цилиндра двигателя внутреннего сгорания 416
 — тепловой двигателя внутреннего сгорания 403
 — — холодильных машин 506
 Расходомеры 747, 748, 750, 759
 Расход пара и топлива в паровой машине 346
 — — — — турбине 379
 — топлива двигателя внутреннего сгорания 406
 Реактивы для газоанализаторов 764
 Реакции сил в статически неопределимых системах 147
 — опорные параболической трёхпролётной арки 143
 — — при постоянной нагрузке 142
 — — при подвижной нагрузке 143, 144
 Регенерация тепла в паровых турбинах 380
 Регулирование двигателей внутреннего сгорания 418
 Режим грунтовых вод 623
 Резервуар конический, наполненный жидкостью 27
 — сферический, подверженный внутреннему давлению 26
 — тонкостенный 26
 Резьба 230
 Результаты испытаний паровых машин различных типов 347
 Рельеф 610
 Рельсы для железных дорог широкой колеи 642, 667, 668
 Ресивер для аммиака 528

C

Сроки поверки электроизмерительных приборов 735
— хранения продуктов 534
Сталь азотируемая 646
— бандажная 649
— (влияние химических элементов) 640
— для бандажных колес 665
— для вагонных и тендерных осей 648
— для вставки триангля 666
— для котельных связей 641
— для мостостроения 641
— для наконечника рессоры Галахова 665
— для паровозных осей 641
— инструментальная углеродистая 651
— зетовая для вагонов 666
— инструментальная легированная 651, 652
— квадратная прокатная 653
— (классификация) 639
— (система обозначений) 639
— конструкционная углеродистая 642
— — легированная 643, 644, 645
— круглая прокатная 654
— листовая 649, 650, 651
— — кровельная 654
— полосовая для клина автосцепки 666
— — прокатная 655, 666
— прокатная угловая равнобокая 657
— — — неравнобокая 659
— пружинная для вагонов 666
— рельсовая 642, 648
— рессорно-пружинная 643, 664, 665
— сложнолегированная 646
— (сортament) 653
— углеродистая 640, 641
— углобульбовая 667
— штамповая 652
Срез 28
Стекло 692
Степень свободы массы тела 183
Стереоскоп топографический 607
Стержни 11
— призматические 132
Стодолкевич 593
Стойка для вагонов 667
Стратиграфия 610
Сублимация 502
Суглинок 619
— лёссовидный 620
Сужение поперечного сечения 13
Сумгин М. П. 214
Сусь 619
Суффозия 611

Схема продувки двухтактного двигателя внутреннего сгорания 412
 Счётчик индукционный 715
 — оборотов 771
 — электрической энергии 708
 — электродинамический 714
 Съёмка геолого-литологическая 628
 — мензульная 590
 — ситуации 569
 — тахеометрическая 585, 586

Т

Таблица поезда (подсчёт усилий) 141
 Талики 614
 Таран гидравлический 496
 Тахеометры 585, 593
 Тахограф 783
 Тахометр 772
 Тахоскоп 772
 Текучесть металла 12
 Температура газов в конце всасывания 394
 — воздуха 631
 Температуропроводность стали 647
 Теодолиты 559, 594, 595, 596, 597, 600
 Теорема об опасной установке системы неразрывно связанных грузов на балке 141
 Теории прочности 77
 Теория прочности внутреннего трения 79
 — касательных напряжений 78
 — — наибольших деформаций 78
 — — удлинений и сдвигов 79
 — — удельной энергии деформаций 79
 — — — изменения формы 80
 — — хрупких тел 81
 Теплоёмкость скоропортящихся продуктов 541
 Теплопроводность древесины 679
 — стали 647
 — чугуна 635
 Теплосодержание продуктов сгорания 707
 Теплотворная способность топлива 695
 Термокарст 611
 Термометры жидкостные 719
 — манометрические 721
 — сопротивления электрические 726
 Термопары (схемы включения) 726
 Термостаты 725
 Тёс 690

Тимошенко С. П. 107
 Толь 691
 Топливо (основные свойства) 696
 — газообразное 701
 — двигателей с самовоспламенением 703
 — котельное 703
 — твёрдое 697
 — тракторное 703
 Тормозы (детали машин) 292
 — для измерения мощности двигателя 774, 775
 Торсиограф 783
 Торф 620
 Торфяник 614
 Точность измерений геодезических 549
 Трансформатор 307, 319
 — измерительный 711
 — напряжений 711
 — тока 712
 Треугольник характеристический 305
 Труба зрительная 562
 — толстенная под действием равномерного давления 129, 134
 Трубки рекламные 325
 Трубы аммиачные 523
 — Вентури 756
 — (сортамент) 677
 Тягомер 740
 Турбины газовые 435
 — — в промышленности 440
 — — для наддува двигателей 439
 — — на транспорте 440
 — — смешанного типа 439
 — — с постоянным давлением сгорания 437
 — — с постоянным объёмом сгорания 438
 — паровые 364, 382, 383
 — — бесподвальные 385
 — — однодисковые активные 366
 — — реактивные со ступенями давления 374
 — — с отбором пара 380
 — — со ступенями скорости 368
 — — — — и давления 371

У

Уатт 338
 Углекислота агрессивная 626
 Углекислоты пары 513
 Углы поворота на опорах 72
 Угол дирекционный 556
 — закручивания погонный 30
 — — относительный 30
 — сдвига 10, 27
 Удар 178
 Удлинение при растяжении 12
 Уитстона мостик 716

Указатели визуальные 744
 Улетучивание 502
 Уманский А. А. 197
 Упрощения координатные при расчёте тонкостенных профилей 199
 Упругость тела 10
 Уравнение вековое 184
 — нейтральной (нулевой) линии при косом изгибе 74
 — работы центробежного насоса 455
 — частотное 184
 Уравнения теории пластичности 132
 — равновесия дифференциальные 117
 — теории упругости 120, 130
 Уравновешивание электроизмерительного прибора 709
 Уровнемеры-дифманометры 745
 — поплавковые 745
 — пьезометрические 744
 Усагин И. Ф. 307
 Усадка чугуна 635
 Условие прочности при изгибе 64
 — — при растяжении 16
 Успокоение электроизмерительного прибора 709
 Установка расходомеров 749
 Установки абсорбционные 507
 — газовые компрессионные 504
 — газогенераторные 430
 — холодильные 504
 Устойчивость (в механике грунтов) 214
 — (коэффициенты) 90, 92, 96
 — пород (сейсмическая) 615
 — сжатых стержней 97
 — систем 209
 Устройства водоструйные 497
 Усушка древесины 679, 680

Ф

Фазометр 708, 716
 Фанера клеёная 684
 Фёдоров Н. В. 584
 Фермы 137, 138, 141
 Ферросплавы 637
 Фигура земли 548
 Филоненко А. С. 560, 585, 597, 598
 Филоненко-Бородич М. М. 169
 Флексура 622
 Флорин В. А. 214, 220
 Флюгер 631
 Формулы преобразования радиальных моментов инерции при изменении координатных осей 86

Формулы эмпирические для определения критических нагрузок при продольном изгибе 96
 Форсунки в двигателях внутреннего сгорания 426
 Фреон 12 (диаграмма) 512
 Фронт окклюзии 633

Х

Характеристики генераторов 304, 305
 — геометрические для открытых профилей 204
 — двигателей внутреннего сгорания внешние 419
 — — — нагрузочные 420
 — динамические системы с одной степенью свободы 180
 — материалов механические 14, 15
 — паровой машины 348, 349, 350
 — передвижных локомотивов 358, 362, 363
 — синхронных машин 309
 — шунтовых электродвигателей 306
 Хладагенты 504, 510, 511
 Ход обратный 151
 — замкнутый 567
 — прямой (сокращённый алгоритм) 150
 — разомкнутый 568
 Холодильники с льдосоляным охлаждением 502
 Холодопроизводительность холодильных машин 504
 Хребет 556

Ц

Цветков К. А. 604
 Цементы 685, 686
 Цепи 290
 Циклон 633
 Циклы бинарные в паровых турбинах 381

Цилиндры толстостенные 87
 Цытович Н. А. 214, 221

Ч

Чеботарёв А. С. 589
 Черепанов Е. А. 338
 — М. Е. 338
 Черепица 690
 Частотомер 708, 716
 Частоты колебаний собственные 188
 Чугун белый 637
 — (классификация) 635
 — ковкий 637
 — литейный 636, 637
 — модифицированный 638
 — пердеальный 636

Ш

Шайбы 233
 Шахуняц Г. М. 214
 Швеллеры для вагонов 664
 — (сортамент) 662
 Швы сварные 241, 242, 243
 Шелест А. Н. 385
 Шестерни винтовые 280
 — прямозубые 273
 — с внутренним зацеплением 272
 — с малым числом зубьев 271
 — шевронные 280
 Шингл 690
 Широта 551
 Шов встык, усиленный накладками 243
 — косой встык 242
 — лобовой валиком 242
 — прямой встык 241
 — фланговый валиком 241
 Шпалы деревянные 684
 Шпонки 256, 257
 Шунт 709
 Шурф 628

Щ

Щепа 690

Э

Эквиваленты топливные 707
 Экер 561
 Эклиметр 560
 Экономичность двигателей внутреннего сгорания 408
 — рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания 405
 — паровых турбин 376, 379
 Экранизация электроизмерительных приборов 708
 Электродвигатель 301
 — асинхронный 310, 320, 321, 322
 — синхронный 308, 310
 — шунтовой 306
 Электролюминесценция 324
 Электропрофилирование 630
 Электросварка контактная 245
 Элементы индицирующие 781
 Эллипс инерции 42
 Элювий 618
 Эмали 694
 Энергия световая 323
 — деформации при кручении 32
 — — — — — потенциальная при растяжении 14
 Эпицентр 615
 Эпюры крутящих моментов 31
 — поперечных сил и изгибающих моментов для консолей 56
 — — — — — для двухопорных балок 58
 Эпюры динамические 185, 189
 Эрлифт 498
 Эрозия 612

Я

Яблочков П. Н. 324
 Якорь 302
 Яркость светящейся поверхности 323



Технический редактор Д. М. Юдзон

Отпечатано с матриц.

Бумага 70×108¹/₁₆ д. л. = 24⁷/₈

бумажного — 68,16 печатного листа

Уч.-изд. 103 л.

ЖДИЗ 76521.

Зак. тип. 1418

ГО1793.

Тираж 5 000 экз.

1-я тип. Трансжелдориздата МПС