

621.1
А 67

Проф. В. А. АНИЧКОВ

**МОРСКИЕ ПАРОВЫЕ
МАШИНЫ**

ИЗДАТЕЛЬСТВО
„ВОДНЫЙ ТРАНСПОРТ“
1938

ПК
Проф. В. А. АНИЧКОВ

621.1
А67

МОРСКИЕ ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

УЧЕБНИК ДЛЯ ВТУЗОВ

*Утвержден Народным комиссариатом
водного транспорта*

ИЗДАТЕЛЬСТВО „ВОДНЫЙ ТРАНСПОРТ“
МОСКВА 1938

621.1:629.123(075.8)

А 67

Настоящий труд является учебником, рассчитанным на студентов судомеханических факультетов институтов инженеров водного транспорта; этот труд подробно и полно охватывает теорию паровых поршневых машин; здесь даются термодинамические основания теории паровых машин, золотниковое парораспределение, описание и теория золотниковых приводов, расчет золотниковых машин, клапанные и прямоточные машины, установки с турбинами отработавшего пара, вспомогательные паровые машины, конденсация отработавшего пара машин, методы технических измерений, динамика паровой машины, общие сведения об эксплуатационном монтаже машин.

Подробно даны методы аналитического и графоаналитического расчета машин. Особо следует отметить разработку автором теоретических основ построения индикаторных диаграмм, а также теорию судовых клапанных машин, почти полностью отсутствовавшую в нашей литературе.

Сравнительно с предыдущим изданием материал изложен несколько в ином порядке, с учетом методики, принятой во вузах. Больше внимание уделено вопросам, связанным со стахановским движением на водном транспорте, и вопросам применения пара высокого давления.

330396

БИБЛИОТЕКА
Павлодарского
Индустриального Института

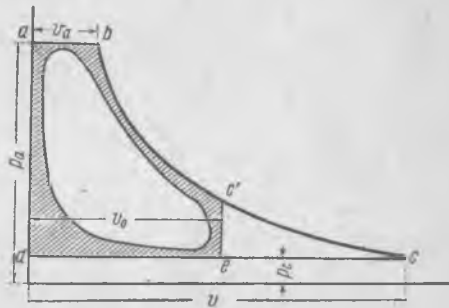
“ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ АЛМАТЫ АӘЛІ ҚАҒАЗАТТЫҚ УНИВЕРСИТЕТІ”
С. БОНДЕНКО АТЫНДАҒЫ ҒЫЛЫМИ КІТАПХАНА
СІРКЕ КІТАПТАР ҚОРЫ
ҚОҒАМ РЕДАКЦ. КІМГ.
НАУҚА КІТАПХАНАСЫ А. С. ҚАЙСЕНБЕКОВА

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВАНИЯ ТЕОРИИ ПАРОВЫХ МАШИН

§ 1. Теоретический рабочий процесс паровой машины

Назначением паровой машины является преобразование тепловой энергии пара в механическую энергию и передача ее на вал машины. Это преобразование одного вида энергии в другой должно протекать непрерывно во время работы машины.

Для осуществления непрерывного превращения паровой машинной теплоты в механическую работу рабочее вещество (водяной пар, вода) испытывает замкнутый цикл изменений состояния, являющийся рабочим процессом. Этот процесс осуществляется последовательно в цепи, состоящей из парового котла, машины и конденсатора. В паровом котле происходит испарение воды (при постоянном давлении), в цилиндре машины пар расширяется (в идеальном случае адиабатически) и, далее, направляется в конденсатор, где, также при постоянном давлении, обращается в воду. Последняя перекачивается питательным насосом снова в котел, где нагревается и вновь подвергается испарению.



Фиг. 1.

Построив описанные процессы в диаграмме $P—V$, мы получаем картину рабочего процесса, изображенную на фиг. 1 в виде $abcd$ и представляющую так называемый цикл Рэнкина.

В этой диаграмме объемы воды приняты пренебрежительно малыми по сравнению с объемами, занимаемыми паром, ввиду чего нижняя пограничная кривая принимается совпадающей с осью ординат. Площадь цикла представляет работу, производимую данным

количеством (предположим, 1 кг) рабочего вещества в продолжение одного кругового процесса. Анализ процесса Рэнкина между прочим указывает на то, что замкнутый цикл работы паровых механизмов включает в себя процесс конденсации (т. е. отнятия скрытой теплоты) отработавшего пара, что связано со значительной потерей тепла. Процесс конденсации существует также и в случае выпуска пара из машины в атмосферу, которая выполняет в этом случае роль конденсатора неограниченной емкости.

Практически машины не могут в полной мере осуществить цикл Рэнкина вследствие ограниченности объема цилиндра, который, согласно диаграмме, должен быть равен объему V , занимаемому паром в конце расширения. Ввиду этого более близкий к действительным машинам образцовый рабочий цикл (Мейера) определяется фигурой $abc'ed$ (фиг. 1), причем площадка $d'ce$ является потерянной работой от неполноты расширения пара. Отрезок de на фиг. 1 соответствует действительному объему — цилиндра машины.

§ 2. Работа образцовых циклов

Площадь цикла Рэнкина определяется выражением:

$$L_r = \int_{p_c}^{p_a} v \cdot dp = v_a \cdot \int_{p_c}^{p_a} \left(\frac{p_a}{p}\right)^{\frac{1}{k}} dp = v_a \cdot p_a^{\frac{1}{k}} \cdot \int_{p_c}^{p_a} p^{-\frac{1}{k}} \cdot dp =$$

$$= \frac{k}{k-1} \cdot p_a \cdot v_a \cdot \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

где k — показатель адиабаты расширения.

Площадь цикла Мейера равна:

$$L_m = (p_a - p_c) \cdot v_a + \int_{v_a}^{v_0} (p - p_c) dv = p_a v_a - p_c v_a + \int_{v_a}^{v_0} (p - p_c) dv,$$

но согласно закону адиабаты:

$$p_a \cdot v_a^k = p \cdot v^k; \quad p = \frac{p_a v_a^k}{v^k},$$

откуда:

$$\int_{v_a}^{v_0} (p - p_c) dv = \int_{v_a}^{v_0} \left(\frac{p_a v_a^k}{v^k} - p_c\right) dv = p_a \cdot v_a^k \cdot \int_{v_a}^{v_0} v^{1-k} dv - p_c \int_{v_a}^{v_0} dv =$$

$$= \frac{p_a v_a^k}{1-k} (v_0^{1-k} - v_a^{1-k}) - p_c (v_0 - v_a) =$$

$$= \frac{1}{1-k} (p_a \cdot v_a^k v_0^{1-k} - p_a \cdot v_a) - p_c \cdot (v_0 - v_a).$$

Подставляя значение интеграла в выражение работы L_m , получаем:

$$\begin{aligned} L_m &= p_a v_a - p_c \cdot v_a + \frac{p_a v_a}{1-k} \left[\left(\frac{v_a}{v_0} \right)^{k-1} - 1 \right] - p_c (v_0 - v_a) = \\ &= p_a v_a + \frac{p_a v_a}{k-1} \left[1 - \left(\frac{v_a}{v_0} \right)^{k-1} \right] - p_c \cdot v_0 = \\ &= p_a v_a \left[\frac{k}{k-1} - \frac{1}{k-1} \left(\frac{v_a}{v_0} \right)^{k-1} - \frac{p_c v_0}{p_a v_a} \right] = \\ &= \frac{k}{k-1} p_a v_a \left[1 - \frac{1}{k} \left(\frac{v_a}{v_0} \right)^{k-1} - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{p_c v_0}{p_a v_a} \right]. \end{aligned}$$

В случае полного расширения $p_c v_0^k = p_a v_a^k$ и последняя выведенная формула совпадает с выражением L_r .

В практическом проектировании машины часто рассматривают упрощенный или так называемый вспомогательный цикл, в котором давление p_c принимают равным нулю, а закон расширения — гиперболическим ($p \cdot v = \text{пост.}$).

В этом случае площадь цикла определяется следующим выражением:

$$L = p_a v_a + \int_{v_a}^{v_0} p \cdot dv = p_a v_a + p_a \cdot v_a \int_{v_a}^{v_0} \frac{dv}{v} = p_a \cdot v_a \left(1 + \ln \frac{v_0}{v_a} \right).$$

Величину $v_0 : v_a$ называют степенью расширения пара в цилиндре и обратную величину $v_a : v_0$ — степенью впуска. Последнюю обозначают обычно буквой ε .

§ 3. Среднее теоретическое индикаторное давление и выражение мощности

Представляя себе машину, эквивалентную данной по величине работы, но работающую при постоянном давлении на поршень, мы вводим понятие о так называемом среднем теоретическом индикаторном давлении p_{ti} , которое, на основании данного нами определения, получается из следующего равенства: $p_{ti} \cdot v_0 = L$ или, соответственно принятому образцовому циклу, L_m или L_r .

Таким образом для цикла Рэнкина:

$$p_{tir} = p_a \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \varepsilon \cdot [1 - \varepsilon^{k-1}].$$

Для цикла Мейера p_{ti} равно:

$$p_{tim} = p_a \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \varepsilon \cdot \left[1 - \frac{1}{k} \cdot \varepsilon^{k-1} - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{p_c}{p_a} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \right].$$

И наконец для вспомогательного цикла:

$$p_{ii} = p_a \cdot \varepsilon \cdot \left(1 + \ln \frac{1}{\varepsilon}\right).$$

Для простоты расчетов приведена табл. 1 величин $\varepsilon \left(1 + \ln \frac{1}{\varepsilon}\right)$, вычисленных для различных степеней наполнения ε .

Таблица 1

ε	$\varepsilon \left(1 + \ln \frac{1}{\varepsilon}\right)$	ε	$\varepsilon \left(1 + \ln \frac{1}{\varepsilon}\right)$	ε	$\varepsilon \left(1 + \ln \frac{1}{\varepsilon}\right)$	ε	$\varepsilon \left(1 + \ln \frac{1}{\varepsilon}\right)$	ε	$\varepsilon \left(1 + \ln \frac{1}{\varepsilon}\right)$
0,01	0,056	0,11	0,353	0,21	0,538	0,31	0,673	0,60	0,906
0,02	0,098	0,12	0,374	0,22	0,555	0,32	0,675	0,65	0,930
0,03	0,135	0,13	0,395	0,23	0,569	0,33	0,696	0,70	0,949
0,04	0,169	0,14	0,415	0,24	0,583	0,34	0,707	0,75	0,969
0,05	0,200	0,15	0,435	0,25	0,597	0,35	0,717	0,80	0,978
0,06	0,229	0,16	0,453	0,26	0,610	0,375	0,743	—	—
0,07	0,257	0,17	0,471	0,27	0,624	0,40	0,767	—	—
0,08	0,282	0,18	0,489	0,28	0,636	0,45	0,810	—	—
0,09	0,303	0,19	0,506	0,29	0,649	0,50	0,847	—	—
0,10	0,330	0,20	0,522	0,30	0,661	0,55	0,879	—	—

Основываясь на понятии о среднем теоретическом индикаторном давлении, определяется выражение теоретической индикаторной мощности машины, т. е. мощности, развиваемой теоретически паром в цилиндре машины:

$$N_i = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot 2 \cdot S \cdot p_{ii} \cdot \frac{n}{60 \cdot 75} \text{ и. л. с.},$$

где: D — диаметр цилиндра в см;

S — ход поршня в м;

n — число оборотов в минуту.

§ 4. Применение энтропийных диаграмм

Эти диаграммы являются удобными для термодинамического исследования рабочего процесса паровой машины. Рассмотрим построение теоретических процессов в диаграмме $T-S$.

В этой диаграмме цикл Рэнкина изображается фигурой $abcd a$ для случая сухого пара и фигурой $abb'c''c'''da$ для перегретого (фиг. 2). Линия ab представляет собой процесс испарения воды в котле; линия bb' — перегрев, производимый в пароперегревателе

при постоянном давлении, отрезок bc (или, соответственно, $b'c''$) — адиабатическое расширение пара в цилиндре машины и наконец линия cd (или, соответственно, $c''c'''cd$) — охлаждение пара в конденсаторе (при постоянном давлении) и обращение его в воду. Отрезок da мыслится как нагрев воды до температуры котла, простирающийся таким образом, что с повышением давления температура всегда соответствует точке кипения при данном давлении. Все процессы предполагаются обратимыми, т. е. происходящими без трения и с бесконечно малой скоростью.

Перенос цикла Мейера в диаграммы $T-S$ и $J-S$. В процессе Мейера к описанному построению в диаграмме $T-S$ цикла Рэнкина необходимо добавить учет неполноты расширения. Для внесения этой поправки рассмотрим процессы расширения bc' и выпуска $c'e$ (фиг. 2 и 1).

Расширение пара заканчивается в точке c' , перенос которой в диаграмму $T-S$ можно произвести, отмечая на адиабате bc температуру, соответствующую давлению пара в точке c' .

Указанную температуру можно определить по таблицам паров, так как рассматриваемая точка находится в области влажного пара. Далее процесс $c'e$

рассматриваем условно, как происходящий при постоянном удельном объеме, и переносим его в диаграмму $T-S$ по соответствующей линии равного удельного объема, проходящей через точку c' . Положение конечной точки e этого участка процесса (фиг. 2) можно определить следующим аналитическим расчетом.

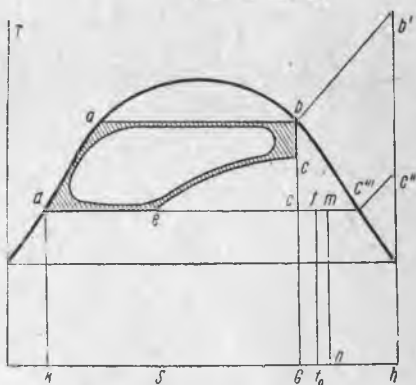
Объем пара V в точке e определяется по диаграмме $P-V$; соответствующий вес G определяется как количество пара, выпускаемого в машину за один ход поршня.

Этот вес может быть вычислен для рассматриваемого теоретического процесса по объему в точке b , считая паросодержание в этой точке равным единице.

Таким образом удельный объем пара в точке e равен:

$$v_e = \frac{V}{G}.$$

С другой стороны, объем v_e может быть выражен через удельный объем v_s сухого пара при давлении, соответствующем точке e ,



Фиг. 2.

помноженный на величину степени сухости пара в той же точке:

$$v_e = x_e \cdot v_s.$$

Сравнивая оба составленные уравнения, определяем величину паросодержания в точке e :

$$x_e = \frac{V}{G \cdot v_s}.$$

Определив x_e , построение точки e в диаграмме $T—S$ производим обычным методом разделения отрезка отвечающей данному давлению горизонтали (между пограничными кривыми) в отношении $x_e:1$.

Изложенное построение, как это уже было нами указано выше, является условным и не отвечает физической сути явлений, происходящих при выпуске пара из цилиндра машины.

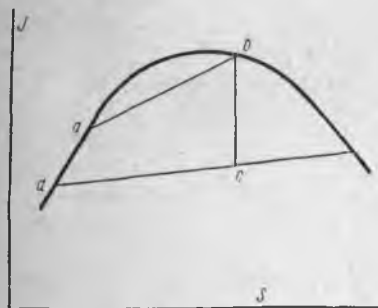
При исследовании действительных изменений состояния по линии $c'e$ мы должны были бы описать картину явлений, происходящих при выпуске пара из машины, следующим образом: с открытием щели выпускного канала пар начинает вытекать через нее с большой скоростью, расширяясь при этом адиабатически, по линии $c's$ (фиг. 2) до конечного противодавления после машины. Однако приобретенная при этом истечении живая сила не производит работы, но затухает благодаря образованию вихрей и внутреннего трения пара. Теплота, производимая трением и вихрями, сообщается пару вновь и увеличивает таким образом его энтропию до величины, соответствующей точке f , определяемой из условия равенства площадей $c'se$ и cff_0g . Приведенная при этом теплота, равная площадке cff_0g (рис. 2), является потерянной (отведенной в холодильник).

Эта площадка выражает в тепловых единицах ту же потерю от неполноты расширения, которая в диаграмме $P—V$ выражалась (в единицах работы) площадью $c'sec'$ (фиг. 1) и которая была нами перенесена в диаграмму $T—S$ в виде площади $c'se$ (фиг. 2). Таким образом принципиальная неправильность переноса участка $c'e$ как изохорического процесса не изменила справедливости заключений о величине потери от неполноты расширения. С другой стороны, допущение постоянства количества пара в течение указанного процесса приводит к тому, что перенесенная в диаграмму $T—S$ линия $c'e$ не дает представления о состояниях пара. Так, например, паросодержание в точке e не соответствует действительности, так как истинное паросодержание в конце расширения отвечает точке f .

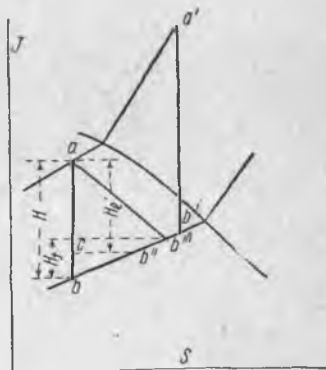
В диаграмме $J—S$ (Mollier) цикл Рэнкина может быть изображен аналогично ($abcd$, фиг. 3). Однако полное изображение цикла в этих координатах не является необходимым, так как в данном случае отрезок bc адиабаты расширения, равный разности тепло-содержаний пара i_0 (в котле) и i_e (в холодильнике), определяет

работу цикла. Поэтому в практических диаграммах ограничиваются изображением лишь этого отрезка (или так называемого теплового напора, перепада тепла), как это иллюстрировано на фиг. 4 (ab — для начально влажного пара и $a'b'$ — для начально перегретого).

В цикле Мейера используется не весь тепловой перепад H , но лишь его часть H_1 ; остальной отрезок cb равен площадке $c'se$ (фиг. 2), потерянной вследствие неполного расширения. Таким образом процесс расширения в этом цикле должен быть разбит на два участка: ac (расширение в цилиндре машины) и cb (истечение через выпускное окно).



Фиг. 3.



Фиг. 4.

Теплота, соответствующая этому отрезку, вновь сообщается пару вследствие трения, отчего теплосодержание повышается до точки b'' . Поэтому процесс Мейера должен быть изображен ломаной линией abb'' .

§ 5. Общее понятие о действительном процессе работы машины и тепловых потерях

Действительный рабочий процесс машины вследствие наличия тепловых потерь по площади меньше теоретического цикла и всегда заключен внутри последнего. На фиг. 1 и 2 заштрихованные площадки изображают величину тепловых потерь.

Последние, как легко показать на примерах, представляют собой тепло, заключенное в отработавшем и уходящем из машины паре. Так, например, по отношению к потере от неполного расширения высказанное положение является очевидным. Рассмотрим другую, имеющую большое значение, потерю от теплообмена

со стенками паровых каналов при впуске и выпуске пара из машины. В период впуска пар отдает тепло более холодным стенкам; при выпуске охлажденный пар вновь нагревается стенками и уносит тепло с собой. То же можно показать и по отношению к прочим потерям (за исключением потери через лучеиспускание в атмосферу).

Теплота, сообщаемая потерями отработавшему пару, увеличивает его теплосодержание и энтропию, ввиду чего состояние пара изменяется (увеличивается сухость и даже становится возможным перегрев). Описанное явление изображается в диаграмме $T-S$ (фиг. 2) таким образом, что состояние отработавшего пара переходит в точку m , причем подведенное к пару тепло, изображаемое площадкой $f_m n f_0$, равно сумме всех тепловых потерь, указанных на той же фигуре заштрихованными площадками.

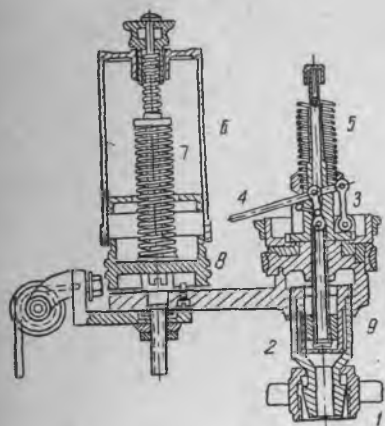
В диаграмме $I-S$ явление тепловых потерь изображается тем, что полезный тепловой перепад H_e уменьшается еще более, причем из-за наличия потерь H_f теплосодержание расширившегося пара возрастает, переходя из точки b'' в точку b''' . Ввиду того, что при построении рабочего процесса промежуточные состояния пара не являются предметом анализа, общее изменение состояния пара в машине можно считать условно проходящим по линии ab''' .

§ 6. Измерение работы машины путем испытаний. Индикатор

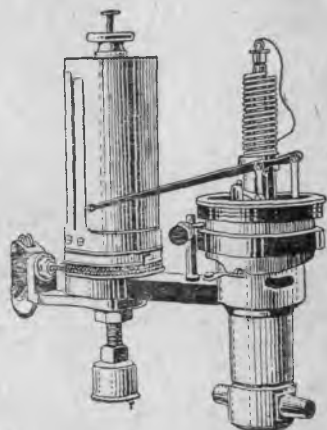
Рабочие диаграммы $P-V$ на испытаниях машин автоматически вычерчиваются специальными приборами — индикаторами, одна из новых конструкций которых изображена в разрезе на фиг. 5 и 6 (система Маунак). Индикатор сообщается при помощи соединительной гайки 1 с краном, установленным на цилиндре машины. Давление пара передается на поршень 2, движущийся в втулочке 9 и соединенный верхней частью своего штока с рычажной системой 3, передающей перемещения поршня стрелке 4 пишущего прибора.

Кинематическая связь системы рычагов заставляет конец пишущего рычага совершать вертикальные прямолинейные перемещения соответственно перемещению поршенька индикатора, но в увеличенном масштабе. Запись диаграммы производится на бумаге, закрепленной на барабане 6, который приводится в движение около вертикальной оси обернутым через шкив 8 шнурком. Другой конец шнурка соединен с рычагом индикаторного привода, передающего в уменьшенном масштабе прямолинейно-возвратное движение поршня машины от какой-либо движущейся точки машины, жестко с ним связанной (крейцкопф, коромысло воздушного насоса и т. д.).

Таким образом повороты барабана индикатора относительно его вертикальной оси пропорциональны путям, проходимым поршнем машины. Для больших машин при индикаторе устанавливают особый ходоуменьшитель, схематически изображенный на фиг. 7.



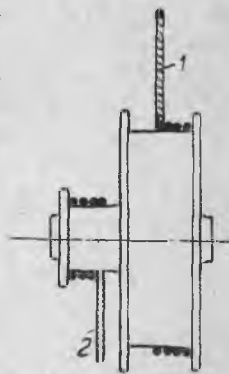
Фиг. 5.



Фиг. 6.

Ходоуменьшитель состоит из двух сидящих на общей оси шкивов, на которые навиты приводные шнуры; шнурок 1 соединен с приводом от машины, а шнурок 2 с барабаном индикатора. При обратном ходе поршня барабан возвращается в первоначальное положение связанной с ним специальной пружиной.

В старых конструкциях индикаторов поршень индикатора 2 сверху получал давление от пружины, помещенной внутри втулки. В настоящее время эти пружины 5 помещаются снаружи, как изображено на фиг. 6, чем достигаются предохранение пружины от нагревания и легкость ее замены. При каждом индикаторе прилагается комплект индикаторных пружин различной упругости, соответственно величине измеряемых давлений пара в цилиндрах. Каждая пружина дает определенный масштаб давлений на индикаторной диаграмме.



Фиг. 7.

Определение площади диаграммы производят либо обводом контура планиметром, либо вычислением ее по ряду проведенных ординат по правилу приближенного вычисления площадей (правило трапеций). В последнем случае основание диа-

грамм делят на 10 равных участков (ΔV) и, восстанавливая в местах делений ординаты, измеряют масштабом длину отрезков (фиг. 8).

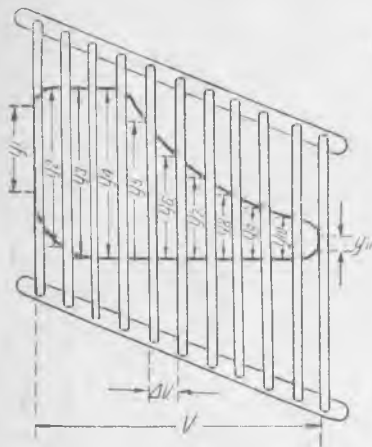
Среднее индикаторное давление определяется затем по формуле:

$$p_{mi} = \left(\frac{1}{2} y_1 + y_2 + \dots + y_{n-1} + y_n + \frac{1}{2} y_{n+1} \right) \frac{m}{10},$$

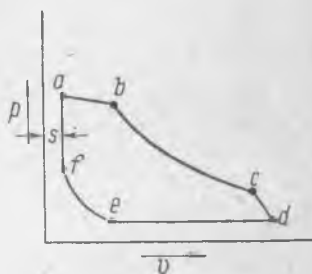
где m — указанный на пружине масштаб, определяющий нагрузку в кг/см^2 , соответствующую одному миллиметру высоты ординаты. Для ускорения деления диаграммы применяются специальные накладываемые на диаграмму шарнирные решетки (фиг. 8).

§ 7. Индикаторная диаграмма

Снятую при помощи индикатора геометрическую фигуру, изображающую зависимость давления пара в цилиндре от положения поршня (или описанного им объема) называют индикаторной диаграммой цилиндра (фиг. 9). Индикаторная диаграмма служит источником, из которого мы получаем сведения о действитель-



Фиг. 8.



Фиг. 9.

ной работе пара в цилиндре машины. Однако между индикаторной диаграммой и рабочим процессом в термодинамическом смысле имеются существенные различия, состоящие в том, что количество рабочего вещества в цилиндре за время совершения одного цикла переменное, в то время как в термодинамике постоянное количество вещества совершает замкнутый цикл изменения состояний.

Это разноречие может быть устранено, если отдельные участки процессов, изображенных на диаграмме, отнести не только к цилиндру машины, но также и к остальным звеньям установки —

котлу и конденсатору. Так, например, период впуска пара в цилиндр *ab* мы относим к паровому котлу, рассматривая его как процесс испарения, соответствующего впускенному в машину количеству пара. Точно так же период выпуска *de* мы рассмотрим как процесс конденсации пара, выпускаемого в холодильник. Таким образом мы как бы приводим индикаторную диаграмму к циклу с постоянным количеством рабочего вещества, часть которого в отдельные моменты может находиться в цилиндре и остальная часть — в виде воды — в котле или холодильнике.

Полное количество работающего вещества содержится в цилиндре лишь в течение периода расширения *bc*.

При этих предположениях индикаторная диаграмма может служить не только для определения работы пара в цилиндре и мощности машины, но и для исследования всего теплового процесса. К отличиям индикаторной диаграммы действительной машины от теоретических циклов можно отнести также следующее:

1) впуск пара в цилиндр совершается не в момент нахождения поршня в мертвой точке, но несколько ранее (в точке *f*). Другими словами, с приближением поршня к мертвой точке свежий пар впускается навстречу идущему поршню. Этот метод впуска называют опережением впуска пара, им преследуют цель смягчить действие сил инерции поршня, изменяющих в мертвых точках свое направление. Величина опережения впуска невелика и измеряется числом градусов поворота кривошипа от момента начала впуска и до мертвой точки (от 4 до 10°);

2) выпуск пара из цилиндра производится также ранее мертвой точки *c* с тем, чтобы при подходе к последней поршень был уже разгружен от рабочего давления, с указанной уже выше целью избежать порывистого перехода через мертвые точки (опережение выпуска).

3) Выпуск прекращается значительно ранее достижения мертвой точки, вследствие чего оставшийся в цилиндре пар подвергается сжатию *ef*. Этим преследуется, с одной стороны, практическая цель создания вблизи мертвых точек паровых подушек (для противодействия силам инерции движущихся частей) и, с другой, сжатие, как будет выяснено ниже, уменьшает некоторые тепловые потери в цилиндре (потерю от вредного пространства) и производит нагревание стенок цилиндра перед впуском в них свежего пара, что снижает потерю от так называемой начальной конденсации пара.

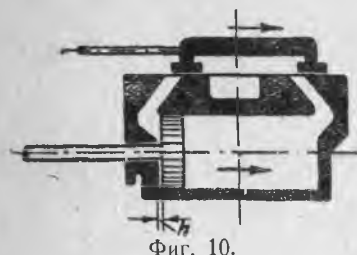
Детальное исследование тепловых потерь удобно производить, перенеся индикаторную диаграмму в энтропийные координаты.

§ 8. Вредное пространство

Рабочим объемом цилиндра называют объем, описанный поршнем при его движении от одной мертвой точки до другой. В мертвых положениях между поршнем и крышкой цилиндра из соображений безопасности (изменение положения поршня при износе подшипников, накопление на поверхности поршня конденсационной воды) оставляют зазор у [смотря по величине машины от 4 мм

Таблица 2

Примерная высота вредных пространств вертикальных судовых машин в мм, в зависимости от хода поршня (по Sterling)



Фиг. 10.

у самых малых машин и до 30 мм у больших (фиг. 10)]. Этот зазор носит название высоты вредных пространств, примерная его величина дана в табл. 2.

Если в машине отсутствует сжатие, то в конце хода выпуска пространство этого зазора требует наполнения свежим паром и потому называется вредным. К указанному объему добавляется также объем золотниковых каналов или вообще тот объем, который находится в постоянном сообщении с цилиндром. Отрицательное влияние вредного пространства сказывается, во-первых, в необходимости заполнения его в начале впуска дополнительным количеством пара и, во-вторых, в том, что поверхности стенок вредного пространства являются теми поверхностями, на которых происходит наиболее интенсивная конденсация пара при впуске его в машину. Поэтому при проектировании машины необходимо заботиться не только о наименьшем возможном объеме вредного пространства, но и о наименьшей поверхности вредного пространства.

Объем вредного пространства достигает у машин многократного расширения величины около $8-10\%$ и более от рабочего объема у ц. н. д. и от 12 до 16% у ц. в. д. Примерная величина объема вредных пространств современных морских машин приведена в табл. 3.

Ход поршня в мм	Высота вредных пространств в мм	
	верхняя полость	нижняя полость
До 400	5—6	8
400—600	6—7	10
600—800	6—7	12—13
800—1000	9—10	12—13
1000—1200	9—10	15—16
1200—1400	12—13	18—20

**Объемы вредных пространств в процентах рабочего объема
цилиндров судовых вертикальных машин**

Тип машины и давление пара	Парораспределение	Диаметр цил.	Объем вредного пространства в %		
		Ход поршня	ц. в. д.	ц. с. д.	ц. н. д.
1. Простого расширения зав. Skipper США P_k —17—21 ата	Клапанное, прямоочная	$\frac{483}{508}$	6	—	—
2. Двойного расширения компаунд P_k —10 ата	Золотниковое в. д.—цилиндр. н. д.—плоский	$\frac{290—580}{328}$	14	—	10
3. Двойного расширения Трехцилиндровая зав. Birm. and Wain P_k —10 ата	Золотниковая полупрямоочная	$\frac{460—700—700}{700}$	4,3	—	8,4
4. Двойного расширения, сдвоенная Ленца P_k —15 ата	Клапанная стандартная	$\frac{370—800}{800}$	20,2	—	11,65
5. Двойного расширения, сдвоенная Ленца P_k —15 ата	Клапанная нестандартная	$\frac{325—700}{700}$	13,1	—	9,05
6. Двойного расширения, полупрямоочная Христиансен-Майера P_k —15 ата	Золотниковая	$\frac{315—680}{680}$	11,35	—	5,25
7. Тройного расширения Балтийского завода P_k —15 ата	Золотниковая полупрямоочная	$\frac{570—940—1500}{1000}$	11,1	11,5	8,15

Тип машины и давление пара	Парораспределение	Диаметр цил. / Ход поршня		Объем вредного пространства в %		
				ц. в. д.	ц. с. д.	ц. н. д.
8. Тройного расширения зав. Зеебек $P_k - 15 \text{ атa}$	Золотниковая	$\frac{380-610-1000}{660}$		17	15	12,5
9. Тройного расширения Балтийского завода	Золотниковая	$\frac{450-740-1230}{900}$		12,4	11,4	7,47
10. Тройного расширения (США)	Золотниковая	$\frac{380-610-1000}{560}$		17	15	12,5
11. Тройного расширения, четырехцилиндровая	Золотниковая	$\frac{718-1140-1572-1572}{915}$		26,4	21,34	21,25
12. Тройного расширения, четырехцилиндровая	Золотниковая	$\frac{990-1600-2105-2105}{1217}$		13,9	13,5	15,02
13. Четверного расширения	Золотниковая	$\frac{638-890-1294-1902}{1294}$		10,8	8,52— 7,36	7,05

Представим себе машину, работающую без сжатия и при отсутствии вредного пространства (фиг. 11). В такой машине за каждый ход поршня из котла доставляется порция пара, изображаемая отрезком ab . Предположим теперь, что в левом мертвом положении поршня между последним и крышкой остается свободное пространство s . В этом случае прежний впущенный в машину объем пара изобразится отрезком $a'b' = ab$. Расширение начнется в точке b' и пойдет по кривой $b'c'$, причем рабочая площадь диаграммы уменьшится на величину площади $b'bcc'b' = a'ae'ea'$.

Равенство этих площадей нетрудно доказать, предположив, что закон расширения подчиняется формуле $p \cdot v = \text{const}$. В этом случае при любом промежуточном давлении p мы должны иметь: по кривой, исходящей из точки b' :

$$p(V_m + S) = p_a v_a$$

и по кривой, исходящей из точки b :

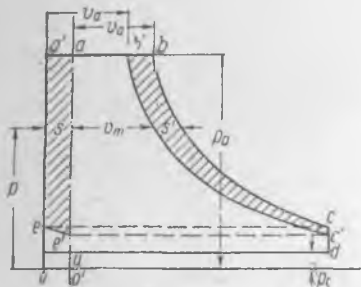
$$p(v_m + s') = p_a \cdot v_a'$$

отсюда находим, что

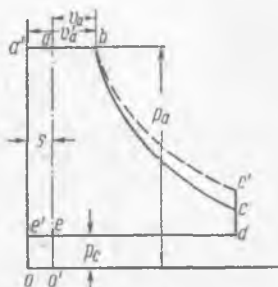
$$s = s',$$

т. е. что кривая $b'c'$ определяется параллельным смещением кривой bc в горизонтальном направлении на величину S .

Таким образом вредность остающегося свободным пространства между поршнем и крышкой цилиндра обнаруживается тем, что часть впускаемого в машину пара заполняет это пространство, теоретически уменьшая степень наполнения цилиндра и площадь рабочей диаграммы. Для восстановления прежней величины пло-



Фиг. 11.



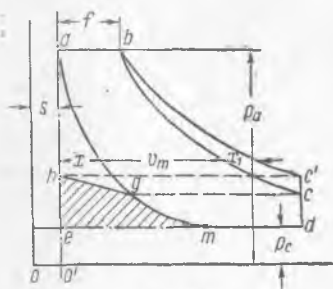
Фиг. 12.

щади и прежней степени впуска мы должны были бы впустить в машину несколько большее количество пара, т. е. произвести его лишней расход. Вместе с тем следует отметить, что из-за участия пара, наполняющего вредное пространство, в общем процессе расширения в цилиндре излишний расход пара, обязанный присутствию вредного пространства, частично используется для работы. Это поясняется фиг. 12, которая указывает, что при заполнении паром вредного пространства и части цилиндра до прежней величины отсечки (объем v_a') новая кривая расширения bc' проходит выше кривой расширения bc машины без вредного пространства, чем достигается некоторый выигрыш рабочей площади диаграммы.

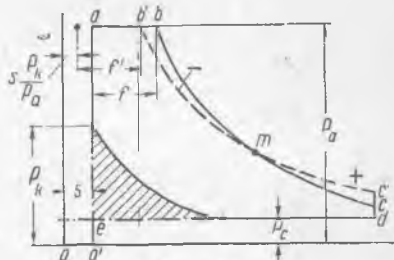
Средством, уменьшающим влияние вредного пространства, является сжатие пара в конце обратного хода поршня.

При большом сжатии можно получить по достижении поршнем мертвой точки давление пара во вредном пространстве равным котловому (фиг. 13). В этом случае расхода пара на заполнение вредного пространства не будет, но при этом теряется часть площади диаграммы, находящаяся под кривой сжатия $gaem$.

С другой стороны, участие заключенного во вредном пространстве пара в общем расширении, как указывалось выше, увеличивает начальный объем расширяющегося пара (до величины $f+s$ вместо объема f , имеющего место в случае машины, лишенной вредного пространства). Вследствие этого кривая расширения bc' проходит выше теоретической кривой bc , что приводит к выигрышу заключенной между ними площади $bc'cb$ (кривая bc' строится по закону $p \cdot v = \text{const}$ относительно начала координат O и кривая bc — по тому же закону относительно начала O').



Фиг. 13.



Фиг. 14.

Нетрудно показать, что при любом промежуточном давлении пара отрезки x и x_1 , указанные на фиг. 13, оказываются равными друг другу. Это следует из уравнений расширения и сжатия пара.

При сжатии:

$$p(x + s) = p_a \cdot s; \quad x = \frac{p_a}{p} \cdot s - s = s \left(\frac{p_a}{p} - 1 \right);$$

при расширении без вредного пространства при том же давлении (по кривой bc):

$$p(v_m + x) = p_a \cdot f; \quad x = \frac{p_a}{p} f - v_m,$$

при расширении с вредным пространством (по кривой bc'):

$$p(v_m + s + x + x_1) = p_a(s + f).$$

Отсюда:

$$\begin{aligned} x_1 &= \left(\frac{p_a}{p} \right) \cdot (s + f) - v_m - s - x = \frac{p_a}{p} (s + f) - \\ &- v_m - s - s \left(\frac{p_a}{p} - 1 \right) = \frac{p_a}{p} \cdot s + \frac{p_a}{p} \cdot f - \frac{p_a}{p} \cdot s - v_m = \\ &= \frac{p_a}{p} \cdot f - v_m = x. \end{aligned}$$

Вследствие этого действительная потеря в рассматриваемом случае оказывается равной лишь заштрихованной площадке $hgemh$, не компенсируемой вследствие неполноты расширения пара в ци-

линдре. Очевидно, что продолжение расширения до более низких давлений уменьшает величину рассматриваемой потери.

В том случае, когда сжатие неполно, т. е. начинается настолько поздно, что может поднять давление во вредном пространстве лишь частично (см. точку p_k на фиг. 14), объем дополнительно впускаемого для заполнения вредного пространства пара должен быть равным (считая сжатие подчиненным закону $p \cdot v = \text{const}$):

$$s = s \cdot \frac{p_k}{p_a}$$

Если же количество впускаемого пара остается одинаковым как при наличии, так и при отсутствии вредного пространства (см. объем ab фиг. 14), присутствие вредного пространства уменьшит наполнение цилиндра на величину $s - s \cdot \frac{p_k}{p_a}$, вследствие чего расширение начнется не в точке b , но в точке b' (фиг. 14). При этом кривая расширения $b's'$, строящаяся относительно начала координат O , имеет более пологую форму, чем кривая bc машины без вредного пространства, так что обе кривые расширения пересекутся в некоторой точке m . При этом положительная и отрицательная площадки $mc's$ и $b'bm$ между обеими кривыми более или менее компенсируют друг друга, что будет совершенно соблюдено при условии $p_k = \frac{1}{2} p_a$. Потеря площади диаграммы в этом случае будет равна заштрихованной площадке под кривой сжатия.

Как общий вывод можно сказать, что присутствие в машине вредного пространства влечет за собой необходимость дополнительного расхода пара, который должен быть уменьшен (но не совершенно избегнут) применением большей или меньшей степени сжатия.

§ 9. Метод переноса диаграммы действительного процесса в диаграмму $T-S$

Затруднение, встречающееся в переносе диаграмм рабочего процесса из координат P, V в координаты T, S , состоит в непостоянстве количества заключенного в цилиндре в различные моменты пара. Так, например, в процессе расширения участвует одновременно как количество пара, выпускаемое за каждый ход поршня из парового котла G , так и остающееся во вредном пространстве G_k ; в процессе же сжатия участвует лишь это последнее количество.

Вследствие этого построение цикла работы машины в энтропийных диаграммах с принципиальной точки зрения является по существу невозможным, так как изображение термодинамического

цикла предполагает постоянным количество работающего вещества. Однако, применив некоторые условные предположения, указанное построение можно произвести, причем выводы из него будут по необходимости несколько ограниченными.

Условное предположение, которое мы примем за основу построений в диаграмме $T-S$, состоит в том, что количество совершающего цикл рабочего вещества предполагается постоянным и равным $G_0 = G + G_k$. Таким образом мы переносим условно в паровой цилиндр ту часть рабочего вещества, которая в некоторые моменты находится в котле или в холодильнике; так, например, в процессе сжатия, как было указано, участвует G_k кг пара, а остальные G кг находятся в котле в состоянии воды. Мы же будем считать, что все количество пара и воды $G + G_k$ во время сжатия находится в цилиндре в виде смеси (или так называемого влажного пара).

Ограничение выводов, вытекающее из принимаемой условности, будет состоять прежде всего в том, что состояния пара, находимые по построенному процессу, не будут соответствовать истинным состояниям его в цилиндре машины. Так, в указанном случае процесса сжатия „кажущаяся“ (т. е. вычисленная по диаграмме $T-S$) степень влажности пара будет конечно заведомо преувеличенной; исключение составляет процесс расширения, в течение которого в цилиндре машины присутствует полное количество пара.

Однако перенос процесса в тепловую диаграмму не преследует цели определения состояний пара, но лишь служит для вычисления площади цикла и исследования потерь этой площади по сравнению с образцовыми циклами. Очевидно, что площадь перенесенной диаграммы будет в точности соответствовать площади процесса, построенного в координатах $P-V$, и будет отнесена к G_0 кг пара, из которых G кг вносится из котла и G_k остается во вредном пространстве.

Точно так же и потери площади диаграммы на отдельных ее участках по сравнению с теоретическим циклом будут изображаться в диаграмме в полном соответствии с действительностью. Отсюда следует заключить, что построение рабочей диаграммы в координатах $T-S$ даже при сделанных условных предположениях удовлетворяет возможности производства калориметрического исследования машины, что отвечает поставленной нами цели.

Вторая важная задача — определение затраченного при совершении цикла тепла и термического полезного действия машины — также разрешается указанным перестроением, хотя вычисление по диаграмме $T-S$ величин отдельных приводимых и отводимых теплот по различным участкам цикла не во всех случаях будет верным.

При переносе диаграммы предварительно должно быть установлено количество поступающего в цилиндр (за 1 ход поршня)

пара G , а также количество пара G_k , остающееся во вредном пространстве.

Ввиду того, что калориметрическое исследование машин производится совместно с теплотехническим испытанием, первое количество G следует считать определенным на опыте и таким образом заданным. Для установления величины G_k следует произвести расчет для точки k диаграммы (фиг. 15), характеризующей состояние пара в конце сжатия:

$$G_k = s \cdot \frac{1}{v_k},$$

где:

s — объем вредного пространства в m^3 ;

v_k — удельный объем сухого пара давления p_k .

При этом вычислении пар предполагается сухим (в конце сжатия), что близко к действительности. Некоторыми авторами (например проф. Гриневецким) рекомендуется при указанном вычислении считать пар сухим не в конце сжатия, но в конечной точке линии сжатия, продолженной до котельного давления (адиабаты сжатия). В этом случае влажность пара в точке k может быть принята примерно в 100% .

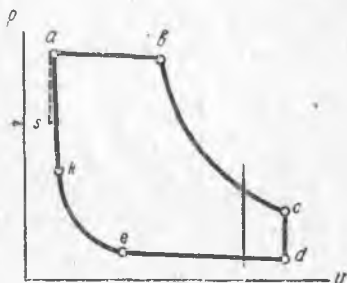
По Гирну пар может быть принят сухим в точке e (начало сжатия).

Все указанные гипотезы приводят к практически равноценным результатам, ввиду чего мы будем придерживаться приведенного выше расчета, считая паросодержание равным единице в точке k . Определив G и G_k , считаем, что общее количество пара, совершающего рабочий процесс, равно:

$$G_0 = G + G_k \text{ кг.}$$

Для дальнейшего построения необходимо вычертить в координатах $T-S$ нижнюю и верхнюю пограничные кривые для G_0 кг пара (фиг. 16). С этой целью определяем по диаграмме $T-S$ (см. приложение в конце книги) энтропию жидкости τ и сухого пара r для ряда температур (от $0^\circ C$ с интервалом 50°) и умножаем полученные табличные значения на G_0 (так как табличные данные относятся к 1 кг пара). Далее строим вычисленные точки в координатах $T-S$, получая кривую нагрева воды OA и кривую сухого пара BC для G_0 кг пара. На фиг. 16 такое построение сделано для частного случая: $G = 1,25$ кг; $G_k = 0,15$ кг; $G_0 = 1,4$ кг.

Перенос индикаторной диаграммы в диаграмму $T-S$ начинаем с процесса расширения bc (фиг. 15 и 16). Паросодержание в точке b



Фиг. 15.

может быть принято равным 1 или в соответствии с данными практики 0,93 — 0,95. В произведенном на фиг. 16 построении x_e принято равным 1,0. Процесс ведем по вертикали (адиабате) до температуры, соответствующей давлению сухого пара в точке c . Участок cd , характеризующий неполноту расширения, переносим, как это выше разъяснялось при построении в диаграмме $T-S$ цикла Мейера. Условную степень сухости в точке d определяем по формуле:

$$x_d = \frac{V_d}{G_0 v_d}$$

где:

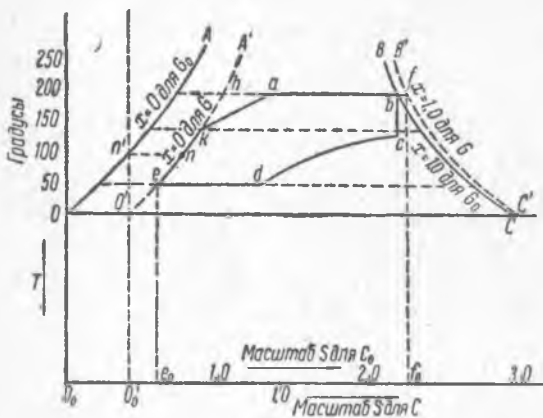
x_d — условное паросодержание в точке d ;

V_d — объем, занимаемый паром в точке d по диаграмме p, v ;

$G_0 = G + G'_k$ — количество совершающего цикл пара;

v_d — удельный объем сухого пара в точке d (взятый по таблице паров).

Аналогично описанному можно произвести вычисление условных паросодержаний и перенос в диаграмму $T-S$ также и других промежуточных точек участка cd .



Фиг. 16.

Процесс ek мы должны были бы перенести в энтропийную диаграмму, как адиабатический. Однако, согласно сделанному нами условному предположению, количество G кг воды, находящейся в этот момент в котле, условно переносится в цилиндр машины, причем мы считаем, что одновременно с адиабатическим сжатием G_k кг пара в цилиндре в паровом котле происходит нагрев G кг воды таким образом, что давления сжимаемого пара и нагреваемой до начала испарения воды равны друг другу в каждый момент

Линия выпуска de (выражающая процесс конденсации) переносится в диаграмму $T-S$ по горизонтали; условное паросодержание в точке e определяется уравнением:

$$x_e = \frac{V_e}{G_0 v_e}$$

где входящие в состав формулы величины определяются аналогично предыдущему.

времени. Вследствие этого энтропия смеси будет увеличиваться по линии ek , каждая точка которой (например n) переносится по условному паросодержанию, вычисляемому подобно предыдущему по формуле:

$$x_n = \frac{V_n}{G_0 v_n}.$$

Содержащееся в котле и нагреваемое там количество воды G кг в каждый момент находится при давлении, соответствующем точке кипения жидкости. Вследствие этого перенесенный нами участок процесса сжатия ek , будучи отнесен к G кг находящейся в котле воды, должен лежать на нижней пограничной кривой ($x=0$), построенной для G кг воды.

Эта кривая $O'A'$ может быть нанесена на построенную нами диаграмму путем вычисления соответствующих различным температурам энтропий G кг воды, причем положение кривой определяется нанесенной на диаграмму точкой e .

Вновь построенная пограничная кривая $O'A'$ определяет новое начало координат для отсчета энтропий O' , причем масштаб для измерения энтропий остается неизменным, но лишь сдвинутым вправо на величину OO' . Таким образом участок ek одновременно изображает:

1) процесс сжатия G_k кг пара, причем изменение энтропий остающегося в смеси сухим пара должно измеряться отрезками между пограничными кривыми OA и $O'A'$;

2) процесс нагрева G кг воды, находящейся в котле; в этом случае энтропии отсчитываются от начала координат O' ;

3) общее изменение состояния G_0 кг смеси, причем энтропии отсчитываются от начала координат O .

Построив нижнюю пограничную кривую для G кг воды, мы можем нанести на диаграмму также верхнюю пограничную кривую $B'C'$ для того же количества сухого пара ($x=1$), для чего необходимо вычислить соответствующие нескольким температурам энтропии $G \cdot S$ (где S — энтропия 1 кг сухого пара, находимая по таблицам паров). Перенос отрезка ka (предварение впуска) в диаграмму $T-S$ производится аналогичным описанному выше методом вычисления условных степеней сухости. Так, условное паросодержание в точке a равно:

$$x_a = \frac{V_a}{G_0 \cdot v_a}.$$

Участок ab переносится в диаграмму $T-S$ по горизонтали, отвечающей температуре свежего пара. Полученный таким образом контур изображает цикл, совершаемый количеством $G + G_k$ кг рабочего вещества, причем площадь цикла в точности соответствует

(в тепловых единицах) работе того же цикла, изображенного в диаграмме P, V .

Затрачиваемое для совершения цикла тепло равно теплоте, сообщаемой количеству G кг свежего пара. Эта теплота выражается в диаграмме площадью $e_0ekhhf_0e_0$.

§ 10. Перенос в тепловую диаграмму снятых на испытаниях машин индикаторных диаграмм

Практические диаграммы, получаемые на испытаниях машин, переносятся в энтропийную диаграмму методом, совершенно аналогичным описанному. При этом следует иметь в виду, что практические диаграммы не имеют резко выраженных границ между отдельными участками; поэтому перенос приходится производить по точкам, которые намечаются, разделив основание диаграммы на несколько (чаще всего 10 или 12) равных частей. После этого в каждой точке диаграммы вычисляется условная степень сухости, которая и переносится в координаты $T-S$ при соответствующей данному давлению температуре. Предварительно необходимо определить опытом расход пара G за один ход поршня (в одной полости цилиндра), а также вычислить количество пара G_k и построить пограничные кривые для $G + G_k$ кг смеси воды и сухого пара. Ввиду того, что диаграммы верхней и нижней полостей не вполне идентичны, для переноса предварительно вычерчивают среднюю индикаторную диаграмму для обеих полостей цилиндра или, еще лучше, среднюю диаграмму из всех диаграмм, полученных за время определения расхода пара машиной при установившемся режиме ее работы. При исследовании машин многократного расширения индикаторные диаграммы отдельных цилиндров переносятся в координаты $T-S$ согласно указанным общим правилам. При этом для каждого цилиндра выделяется соответствующее ему количество остаточного пара G_k кг. Количество пара, расходуемое из котла G , принимается одинаковым для всех цилиндров. Таким образом система пограничных кривых для G кг пара является общей для всех цилиндров; пограничные же кривые для $G + G_k$ кг рабочего вещества, необходимые для переноса точек индикаторных диаграмм в координаты $T-S$, индивидуальны для каждого цилиндра. Их взаимное расположение определяется общей связью с пограничными кривыми для G кг пара (расположение точек конца сжатия на нижней пограничной кривой G кг пара).

Коэффициенты полезного действия машин и их отдельных цилиндров определяются конечно относительно общего цикла Рэнкина, построенного в существующем интервале давлений исследуемой машины, для количества пара G кг, расходуемого из котла.

§ 11. Исследование тепловых потерь в паровой машине

Изложенный метод переноса практических диаграмм $P - V$ рабочего процесса в диаграмму $T - S$ дает наглядное средство для исследования работы машины и имеющихся в ней тепловых потерь. Примерный анализ последних может быть произведен, как это указано на фиг. 17. Здесь в координатах $T - S$ построена схематическая действительная диаграмма $abcdef$ рабочего процесса машины, перенесенная в координаты $T - S$ указанным выше способом. На диаграмме нанесены пограничные кривые $O'M'$ и $N'P'$ для G кг и кривые OM и NP для $G + G_k$ кг пара, и построен также образцовый цикл Рэнкина $a_0b_0td_0a_0$.

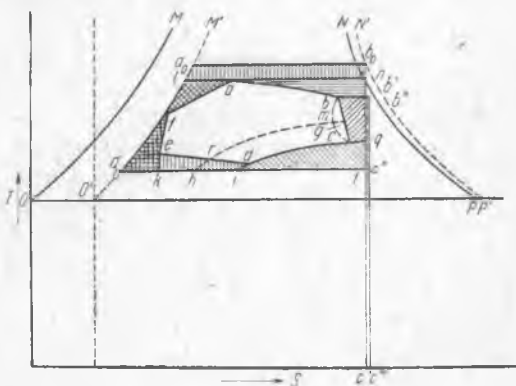
Тепловые потери действительного процесса по сравнению с образцовым могут быть установлены следующим образом:

а) Потеря от торможения пара в паропроводе выражается тем, что давление в начале впуска (точка o) становится ниже котельного (горизонталь ln); в результате этого теряется часть площади образцового цикла, изображаемая контуром a_0b_0nl .

б) Торможение пара в каналах золотника и золотниковой коронке вызывает наклон линии впуска ab , вызывающий потерю, равную площадке $anb'b$.

Обе названные потери объясняются с физической точки зрения возникающим при впуске пара трением, благодаря которому процесс впуска приобретает необратимый характер. Вследствие этого указанные потери часто называют потерей от необратимости впуска. При трении происходит выделение тепла, идущего затем на нагрев впускаемого пара. Вследствие этого теоретическое состояние пара в конце впуска изменяется и переходит из точки b' в точку b'' , в которой паросодержание x имеет повышенную величину. Теплота, выделяемая при трении, изображается площадкой $b'b''c''c'b'$.

Часть этой теплоты, находящаяся в интервале температур, между которыми работает двигатель (площадка $b'b''c''t$), может быть использована, однако она очень незначительна. Остальная площадка $tc''c''c''$ является потерянной окончательно.



Фиг. 17.

Более детальные соображения по расчету падения давления в паропроводе и при впуске будут изложены ниже.

в) Потеря от теплообмена пара со стенками цилиндра. Эта потеря представляет одну из весьма серьезных частей в общем тепловом балансе паровой машины. Происхождение потери от теплообмена со стенками объясняется тем, что поверхность стенок вредного пространства и золотниковых каналов подвергается попеременному действию притекающего в цилиндр свежего пара, нагревающего своей теплотой стенки, которые в следующий период, наоборот, охлаждаются, отдавая теплоту выпускаемому из цилиндра пару. Описанное явление носит название начальной конденсации пара. Теплообмен со стенками продолжается не только в периоде впуска и выпуска, но также и в других периодах рабочего процесса (например при расширении), поскольку температуры пара в цилиндре в течение рабочего хода испытывают периодическое изменение. Исследование показывает, что передача тепла от пара к стенкам происходит лишь на небольшой части хода поршня и что на остальной части хода преобладает обратное явление (передача тепла от стенок к пару).

Попытки аналитического исследования явлений теплообмена между стенками цилиндра и заключенным в последнем паром приводят к очень сложным теоретическим построениям, которые при настоящем состоянии их разработки к практическим расчетам неприменимы.

Точно так же недостаточно точными являются попытки некоторых исследователей (Грабак) определить отдельно влияние начальной конденсации эмпирическими формулами. Не приводя вследствие этого подобных эмпирических формул, мы лишь укажем, что величина описанной потери зависит от величины поверхности вредного пространства, а также от разности температур, между которыми работает данный паровой цилиндр. Помимо этого, имеет значение продолжительность соприкосновения пара со стенками, что приводит к заключению о понижении данной потери в быстроходных машинах.

В общем, по данным исследования, теплообмен со стенками способен вызвать потерю (в цилиндрах высокого давления), доходящую до 15—17% от общей теплоты поступающего в машину насыщенного пара.

Характер потерь от теплообмена со стенками может быть также весьма удобно обследован в построенном в координатах $T-S$ рабочем процессе. Непосредственным следствием начальной конденсации является приобретение вступающим в цилиндры паром некоторой степени влажности (от 3 до 5%). Вследствие этого рабочая диаграмма теряет площадь $bb'qcb$. При этом площадку $b'b''c'tb'$ вследствие начальной конденсации также не может быть использована.

В связи с теплообменом со стенками адиабата расширения уступает место другому измененному процессу (линия bc на фиг. 17), протекающему чаще всего с небольшим увеличением энтропии. Это несколько понижает величину потери от начальной конденсации. Вообще говоря, характер теплообмена в периоде расширения ясно иллюстрируется диаграммой $T-S$. Так, в случае, если пар в начале расширения отдает стенкам тепло и далее нагревается от стенок, кривая расширения может приобрести форму bmc , причем потеря возрастает на величину площади bmc .

Отведенная часть тепла $bb'qcb$ является окончательно потерянной в том случае, если отработавший пар в данном цилиндре отводится непосредственно в холодильник (или в атмосферу). Если же после выпуска из рассмотренного цилиндра пар поступает для работы в другой цилиндр, то часть потерянного в первом цилиндре тепла (воспринятого стенками), находящегося в пределах температур ниже лежащего процесса, может быть использована в этом последнем процессе путем нагревания пара стенками во время периода выпуска.

Для уменьшения вредного влияния начальной конденсации уже издавна производились опыты непрерывного обогрева цилиндров во время работы паром, пропускаемым через специально устроенные для этой цели пустотелые стенки цилиндров. Описанная конструкция осуществляется в виде устройства в цилиндрах вставных рабочих втулок, между которыми и стенками цилиндра оставляется свободное пространство для пропускания пара. Однако термическая выгода обогрева цилиндров если и может иметь место в машинах, работающих влажным паром, то во всяком случае весьма не велика, так как обогрев стенок происходит не только в период выпуска, но и в остальные периоды, что вызывает дополнительную потерю тепла в конденсатор. Вследствие этого рациональность применения паровых рубашек с точки зрения повышения экономичности машин в настоящее время отвергается (тем более, что современные машины работают чаще всего с перегревом пара), и если устройство вставных втулок продолжает еще применяться, то основанием этому служат лишь некоторые чисто практические соображения, а именно: удобство прогрева машины перед ее пуском в ход и возможность замены рабочей втулки при ее износе без необходимости замены всего цилиндра новым. Последнее соображение однако также постепенно теряет силу, так как современное развитие чугунолитейного дела допускает изготовление втулок из столь высокосортного чугуна, что ускоренный износ их становится мало вероятным. Таким образом устройство паровых рубашек не может считаться обязательным для проектируемых машин, хотя и продолжает применяться в машинах многократного расширения для цилиндров высокого и иногда среднего давления.

г) Площадь $qtig$, как уже выяснилось, представляет потерю от неполноты расширения, которая достигает для машин однократного расширения величины 25—30 % площади цикла Рэнкина. Потеря от неполноты расширения является для данного цилиндра также окончательной.

д) Площадка $dekid$ изображает потерю, обязанную гидравлическим сопротивлениям при выпуске, и может быть названа потерей от необратимости выпуска. Как поясняет фиг. 17, эта потеря становится тем большей, чем больше степень расширения пара в машине. Так, при расширении по линии $qcdi$ потеря при выпуске изображается площадкой $dekid$, в то время как при меньшей степени расширения (по кривой grh) — лишь площадкой $rekhr$. Это обстоятельство следует учитывать при проектировании машин, работающих с малым наполнением цилиндров.

е) Как было выяснено выше, процесс сжатия в случае его протекания по адиабате совпадает при переносе рабочего процесса в диаграмму $T-S$ с нижней пограничной кривой для G кг пара. Фактически сжатие отклоняется от последней и протекает по кривой ef , что вызывает потерю площади efd_0ke . Таким образом указанная площадь может быть охарактеризована как потеря от неадиабатичности сжатия.

ж) Площадка $falf$ изображает величину потери от влияния вредного пространства.

§ 12. Коэффициенты полезного действия машины

Экономичность использования тепла в машине характеризуется коэффициентами полезного действия. Различают следующие коэффициенты полезного действия:

а) Экономический к. п. д. паровой установки, учитывающий все потери тепла в ней:

$$\eta_e = \frac{\text{работа на валу машины}}{\text{работа, эквивалентная теплоте топлива}}$$

б) Термический к. п. д. машины

$$\eta_t = \frac{\text{работа пара в цилиндрах машины}}{\text{теплота, затраченная на образование пара}}$$

в) Относительный или индикаторный к. п. д. машины

$$\eta_i = \frac{\text{площадь действительного процесса}}{\text{площадь цикла Рэнкина (или Мейера)}}$$

г) Механический к. п. д. машины

$$\eta_m = \frac{\text{работа на валу машины}}{\text{работа пара в цилиндрах машины}}$$

Стремления научно-технической мысли и практики эксплуатации машин отражаются в достижении повышенных к. п. д. машин и дальнейшем повышении их. Наивысший на данный момент экономический к. п. д. как суммарный выразитель всех технических усовершенствований является лишь исходным пунктом для дальнейшего усовершенствования. Отсюда вытекает необходимость тщательного анализа составных частей к. п. д. и изыскание возможности более полного использования тепловой энергии.

Величина η_i учитывает все потери паровой машины, в том числе и неизбежную потерю скрытой теплоты отработавшего пара в холодильнике (или, для образцового цикла Рэнкина, только потерю в холодильнике).

Относительный к. п. д. учитывает только тепловые потери, имеющие место в машине (кроме потери в холодильнике). Величина η_i важна в том отношении, что характеризует конструкцию машины. Взамен термического к. п. д. экономичность машины может быть охарактеризована расходом пара на силу в час, определяемым формулой:

$$G \frac{\text{кг}}{\text{л. с. ч.}} = \frac{632,5}{L} = \frac{632,5}{H_e} = \frac{632,5}{L_r \cdot \eta_i} = \frac{632,5}{H \cdot \eta_i}$$

Здесь: 632,5 кал представляют так называемую „тепловую стоимость лошадиной силы-часа“, т. е. теплоту, необходимую для получения этой работы; L — работа 1 кг пара в действительном цикле и L_r — в цикле Рэнкина (эта работа измеряется величиной площади циклов в диаграммах $P-V$ или $T-S$, отнесенных к 1 кг пара). H_e и H_i — тепловые перепады 1 кг пара в диаграмме $I-S$.

Таблица 4

Повышение давления пара в судовых паровых установках и расход топлива на 1 л. с.

Название судна	Год постройки	Тип машины	Давление пара в атм	Расход топлива (угля) в кг/л. с. ч.
Britannia	1840	Простого расширения	0,85	2,2
America	1848	" "	1,27	1,8
Asia	1850	" "	1,27	1,76
Persia	1855	" "	1,7	1,70
Iava	1865	Двойного расширения	1,76	1,48
Bothia	1874	" "	4,6	1,02
Servia	1881	" "	6,3	0,83
Umbria	1884	Тройного расширения	7,75	0,89
Lucania	1893	" "	11,6	0,74
Ivernia	1900	Четверного расширения	14,8	0,68

Механический коэффициент полезного действия учитывает потери на трение и на работу насосов холодильника, навешанных на машину. Знание механического коэффициента полезного действия необходимо для расчета размеров машины, так как мощность обычно задается на валу двигателя. Кроме того, знание механического коэффициента полезного действия машины необходимо для определения экономического коэффициента полезного действия и, как будет указано ниже, для выбора степени расширения пара. До последнего времени значению механического коэффициента полезного действия не придавалось должного внимания, поэтому ниже этот вопрос будет рассмотрен более подробно.

ГЛАВА II

МЕТОДЫ УЛУЧШЕНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПАРОВОЙ МАШИНЫ

§ 13. Начальное давление пара

Рабочий процесс машины с течением времени подвергается непрерывному усовершенствованию. В первую очередь можно отметить непрерывное возрастание начального давления пара (табл. 4). Понятие о „низком“ и „высоком“ давлении подвергается постоянному изменению; машины первичного периода (Ньюкомен) работали по „атмосферному“ принципу, т. е. за счет разности давления атмосферы и разрежения, образующейся в результате конденсации пара. В этот период всякое избыточное давление называли высоким. В дальнейшем понятие о высоком давлении постепенно видоизменилось. В настоящее время давление, при котором работают небольшие двигатели вспомогательных механизмов (6—10 *атм*), называют низким. Нормальным давлением для главных машин является давление 15—22 *атм*, а в последнее время ставится вопрос о применении для поршневых машин пара высоких давлений (60—140 *атм*). Развитие судовых паровых машин до некоторой степени характеризует табл. 4. Повышение начального давления пара отражается на увеличении тепловых коэффициентов полезного действия машин, что видно из следующих таблиц:

Таблица 5

Адиабатические перепады и термический к. п. д. цикла Рэнкина при противодавлении 0,1 *атм* (для сухого пара)

Давление в <i>атм</i>	5	10	20	30	50	100	160
Адиабатический перепад в $\frac{\text{kcal}}{\text{кг}}$	140	166	190	202	213	230	223
Термический к. п. д.	0,229	0,27	0,305	0,323	0,348	0,379	0,379

Таблица 6

Адиабатические перепады и термический к. п. д. цикла Рэнкина при противодавлении 0,1 *ата* и при начальной температуре пара 350° С

Давление в <i>ата</i>	5	10	20	30	50	100	160
Адиабатический перепад в $\frac{kcal}{кг}$	178	203	222	230	247	250	223
Термический к. п. д. η_{tr}	0,253	0,285	0,318	0,33	0,352	0,38	0,379
Увеличение к. п. д. в %	10,5	5,6	4,25	2,16	1,15	0,3	0

Таблица 7

Данные цикла Рэнкина и цикла с тепловыми потерями 20% при различных начальных давлениях и перегревах и противодавлении 0,1 *ата*

Начальное давление <i>p ата</i>		5	10	30	50	100	160
Перегрев 50° С	Адиабатич. перепад в $\frac{kcal}{кг}$	148	176	219	235	258	268
	η_{tr}	0,232	0,272	0,332	0,354	0,387	0,4
	Конечное паросодерж. в %	0,85	0,82	0,78	0,75	0,72	0,7
	То же, при 20% потери	0,9	0,88	0,845	0,83	0,81	0,8
	Нач. температура в ° С	200	230	280	310	360	400
Перегрев 100° С	Адиабатич. перепад в $\frac{kcal}{кг}$	157	185	230	250	278	292
	η_{tr}	0,238	0,274	0,335	0,358	0,394	0,41
	Конечное паросодерж. в %	0,88	0,86	0,8	0,78	0,75	0,73
	То же, при 20% потери	0,945	0,92	0,885	0,87	0,85	0,835
	Нач. температура в ° С	250	280	330	360	410	450
Перегрев 150° С	Адиабатич. перепад в $\frac{kcal}{кг}$	169	198	244	267	296	315
	η_{tr}	0,245	0,283	0,34	0,367	0,4	0,42
	Конечное паросодерж. в %	0,91	0,86	0,83	0,81	0,78	0,76
	То же, при 20% потери	0,97	0,95	0,92	0,90	0,89	0,875
	Нач. температура в ° С	300	330	380	410	460	500
Перегрев 200° С	Адиабатич. перепад в $\frac{kcal}{кг}$	180	210	258	280	315	335
	η_{tr}	0,252	0,29	0,346	0,37	0,406	0,43
	Конечное паросодерж. в %	0,93	0,9	—	0,83	0,8	0,78
	То же, при 20% потери	0,99	0,97	—	0,93	0,91	0,9
	Нач. температура в ° С	350	410	430	460	510	550

Данные табл. 5 указывают, что для сухого насыщенного пара повышение давления сравнительно быстро увеличивает перепад тепла и термический к. п. д. цикла Рэнкина лишь при относительно низких давлениях. При давлениях около 100 *ата* перепад начинает убывать и к. п. д. не увеличивается. В табл. 6 проведено исследование при постоянной начальной температуре (принято 350°С). В этом случае перепад с повышением давления возрастает медленно и при давлениях свыше 100 *ата* снова убывает. К. п. д. и в этом случае перестает расти, начиная, примерно, от 100 *ата*. Следовательно, при сохранении постоянной температуры и повышение давления до высоких значений также нерационально. Из табл. 7 видно, что зависимости и заключения, приведенные для начально сухого пара, справедливы также и при сохранении постоянной степени перегрева. Однако одновременное повышение давления и перегрева дает несомненную выгоду. Таким образом можно установить, что техника повышения давлений и начальной температуры неразрывно связываются друг с другом. Необходимость повышения температуры одновременно с давлением следует еще из других соображений: из таблицы видно, что паросодержание в конце адиабатического процесса с повышением давления значительно падает. Та же зависимость сохраняется и для действительного процесса, при котором тепловые потери повышают конечное паросодержание. В табл. 7 это исследование проведено для процесса с 20% потерь тепла. Повышенная влажность пара сильно снижает к. п. д. (относительный) последних цилиндров машины, вызывая усиленную конденсацию пара в этих цилиндрах. Если в произведенных нами вычислениях ограничить конечное паросодержание величиной 90%, то из табл. 7 видно, что при начальном давлении 5 *ата* для соблюдения указанного условия необходимо иметь перегрев 50°; при 10 *ата* — около 75°; при 30 *ата* — 125°; при 50 *ата* — 150°; при 100 *ата* — 175° и при 160 *ата* — 200°. Это вновь подтверждает высказанное положение о необходимости повышения одновременно с давлением также и температуры пара.

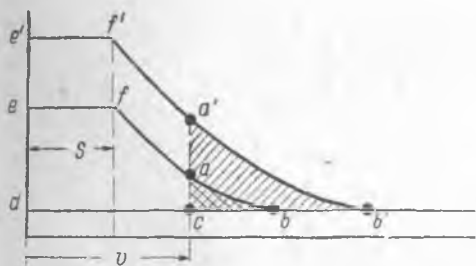
Выяснив условия работы пара высокого давления в теоретических циклах, необходимо отметить, что в действительном процессе применение высокого давления дает существенные преимущества, заключающиеся в следующем:

1) Значительное сокращение объема цилиндров и вместе с тем габарита и веса машины. Это позволяет применять паровые машины даже в таких конструкциях, как автомобили и самолеты, а также значительно повышать мощность судовых машин мелких судов.

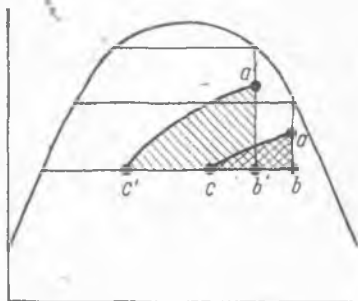
2) Сокращение некоторых тепловых потерь, например потерь от пропусков пара через неплотность поршней (благодаря уменьшению размеров цилиндров). Вследствие этого относительный

к. п. д. отдельных цилиндров значительно повышается и доходит до 85%. Следует отметить, что применение высокого давления пара сопряжено с величиной степени расширения пара в машине.

С повышением давления пара (фиг. 18 и 19) при одинаковом конечном объеме пара (V) и начальном объеме (S), т. е. при одинаковой степени расширения $V:S$ потеря от неполноты расширения (abc) быстро возрастает до $a'b'c$ и относительный к. п. д. машины снижается. Это положение можно подтвердить расчетом, исходя из диаграмм $P-V$ и $I-S$. Площадь $abcd$ в диаграмме P, V (рис. 18) представляет площадь цикла Рэнкина (отнесем ее к 1 кг пара). Ей соответствует в диаграмме $I-S$ перепад тепла. Предположим, что в начальном состоянии пар сухой, и



Фиг. 18.



Фиг. 19.

ограничимся определенной величиной степени расширения, например $V:S=10$. В таком случае теоретическая работа цикла изобразится площадью цикла $facda$, состоящей из двух площадей: площади цикла Рэнкина, работающего между начальным давлением и давлением конца расширения p_a , и площади, определяемой формулой:

$$A \cdot (p_a - p_c) \cdot U_a \cdot X_a$$

где U_a и X_a , соответственно, представляют объем парообразования и паросодержание в точке a . Задавая ряд начальных давлений, определим элементы работы цикла, при указанных условиях, пользуясь диаграммой $I-S$, при противодавлении 0,1 *атм*.

Приведенные в табл. 8 расчеты указывают, что, оставляя степень расширения постоянной, повышение давления не дает заметного увеличения термического к. п. д. образцового цикла Мейера. Полное же расширение пара дает наиболее заметную и весьма существенную экономию именно при высоких давлениях. Следовательно, повышение давления должно быть тесно связано с повышением степени расширения пара, что мы и замечаем в практиче-

Таблица 8

Начальное давление p , $ата$	5	10	30	60	100	100 перегрев 150° С
Адиабатич. перепад до противо- давл. 0,1 $ата$ в $\frac{kcal}{кг}$	140	166	202	213	230	296
Начальный удельн. объем $m^3/кг$.	0,382	0,198	0,070	0,041	0,019	0,031
Конечный удельн. объем v_a при степени расширения 10 $m^3/кг$.	3,82	1,98	0,7	0,41	0,19	0,31
Давление p_a $ата$	0,375	0,75	2,2	3,75	8,0	6
Паросодержание x_a	0,87	0,862	0,830	0,82	0,775	0,85
Адиабат. перепад до давления p_a	100	102	107	106	100	155
Площадь = $A(p_a - p_c) \cdot u_a \cdot x_a$ $\frac{kcal}{кг}$	33	34	34,0	36	35,5	43
Полная работа цикла с неполным расширением в $\frac{kcal}{кг}$	133	136	141,0	142	135,5	198
Термич. к. п. д.	0,218	0,22	0,225	0,228	0,224	0,252
Термич. к. п. д. цикла с полным расширением	0,229	0,27	0,323	0,343	0,379	0,4
Потеря от неполного расширения в %	5	18	30	33	41	33

ских конструкциях машин. Так, двигатели вспомогательных механизмов, работающие обычно при низких давлениях (5—10 $ата$), чаще всего работают при весьма невысоких степенях расширения, а машины высокого давления чаще всего соединяются с турбиной отработавшего пара, позволяющей применить очень большое расширение пара. Все произведенные нами подсчеты относились к образцовым циклам; т. е. к машинам, лишенным внутренних тепловых потерь. Эти последние еще более резко подтверждают справедливость высказанных положений о связи, существующей между давлением и перегревом, и о выгоде работы с противодавлением, с использованием окончательного расширения в турбине. Так, например, одна из наиболее существенных тепловых потерь в машинах — потеря от конденсации входящего пара — в сильной степени зависит от температур пара в машине или отдельных ее цилиндрах, а также от начального состояния пара. Чем больше начальное давление, тем выше должен быть перегрев, так как потери от начальной конденсации возрастают с увеличением плотности пара. Для уменьшения начальной конденсации пара необходимо уменьшать разность температур в цилиндрах. Следовательно, при высоких начальных давлениях и температурах явно выгоден метод работы с противодавлением, используя окончатель-

ное расширение для вспомогательных целей (в стационарных установках) или в турбинах мягкого пара (в судовых).

При соблюдении всех описанных условий пар высокого давления открывает новую эру в развитии паровой машины и является исключительно выгодным как в отношении экономичности машины, так и достижения максимальных мощностей в наименьших габаритах.

Конструктивные особенности машин высокого давления и данные их работы будут освещены ниже.

§ 14. Влияние перегрева пара на экономичность теоретическую и действительную

Цикл Рэнкина машины, работающей с перегревом, изображен на фиг. 2 (контур $abb'c''c'''da$). Конечная точка процесса расширения, в зависимости от величины перегрева, может оказаться как в области перегрева, так и на кривой сухого пара, либо в области влажного пара. Термический к. п. д. теоретической машины в этом случае становится равным:

$$\eta_t = \frac{\text{пл. } abb'c''c'''da}{\text{пл. } kdabb'hk} = \frac{H}{\lambda_0 - q_c},$$

где: H — адиабатический перепад тепла между начальным состоянием и конечным давлением пара;

λ_0 — теплота перегретого пара данного начального состояния;

q_c — теплота воды, соответствующая давлению в холодильнике.

Подсчитав величину η_t для одного случая перегрева при различных начальных давлениях и постоянном давлении в конденсаторе, получаем цифры, приведенные в следующей таблице:

Таблица 9

Температура пара $t = 350^\circ$; давление в холодильнике $p_c = 0,1 \text{ кг/см}^2$

Начальное давление пара, кг/см^2	Перегрев 350°				Сухой пар				Увеличение η_t в %
	H	λ_0	q_c	η_t	H	λ_0	q_c	η_t	
10	202	755	75,4	0,285	166	665	45,4	0,269	5,95
15	216	753	75,4	0,306	180	668	45,4	0,289	5,90
20	223	750	75,4	0,317	189	670	45,4	0,302	4,97

Таким образом термический к. п. д. образцового цикла увеличивается примерно на 5% . Между тем, по данным испытаний судовых машин современных типов, экономия в расходе пара при перегреве превышает эту цифру и при повышении температуры

до 350° , по сравнению с машиной, работающей насыщенным паром, достигает $25-27\%$.

Необходимо отметить, что при сравнении величины расхода перегретого пара с таковыми же данными для насыщенного необходимо привести первые данные к условиям состояния насыщенного пара, учитывая дополнительную затрату тепла на перегрев. Численное выражение этого замечания состоит в умножении расходов перегретого пара на отношение:

$$\frac{\lambda_0 - q_c}{\lambda_s - q_c}$$

где: λ_0 — теплота перегретого пара в $\frac{kcal}{кг}$;

λ_s — теплота насыщенного пара в $\frac{kcal}{кг}$;

q_c — теплота воды при давлении в конденсаторе.

Так, для рассмотренного выше случая поправочный коэффициент (при давлении $14,5 кг/см^2$, температуре перегрева 350° и давлении в холодильнике $0,15 кг/см^2$) выразится следующим образом:

$$\frac{753 - 53,6}{668 - 53,6} = 1,14.$$

Поэтому реальная экономия топлива может в этом случае достигнуть величины в 20% .

Увеличение получаемой экономии от перегрева пара в действительных машинах по сравнению с определенной по теоретическому процессу происходит за счет уменьшения теплообмена со стенками паровых каналов при впуске и выпуске пара из машины. Насыщенный пар, протекая у стенок, конденсируется в тонком прилегающем к стенке слое, причем объем этого слоя обращается практически в нуль.

Таким образом на месте сконденсировавшегося слоя являются новые массы пара, вновь подвергающегося конденсации. При перегретом паре этого явления не происходит, причем прилегающий к стенке несколько охлажденный слой служит изоляцией стенки от остальной массы пара, находящегося в цилиндре. Сконденсировавшаяся на стенках канала вода во время впуска имеет температуру кипения, соответствующую давлению впуска; при обратном движении по каналу отработавшего пара давление понижено, ввиду чего конденсат испарится, отнимая при этом от стенок значительное количество тепла (соответствующее скрытой теплоте парообразования). Таким образом условие, определяющее охлаждение стенок каналов и потерю части теплоты впускаемого в машину пара, значительно менее благоприятно при насыщенном паре, чем при перегретом.

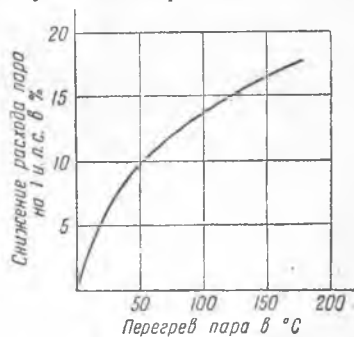
Расходы пара на 1 и. л. с./ч. новых машин (по ЦНИИВТ)

Тип машины	Давление пара	Темп. пара	Общая степень расширения	Расход пара в кг/л.с.
Простого расширения Skinner . .	17,55	300	11,3	4,95
Двойного расширения Ленца . .	14	300	11	5,2
То же	14	300	11	5,3
То же	14	300	11	4,95
Двойного расширения трехцилиндровая Бурмейстер и Вайн . .	14	300	11	5,4
Двойного расширения Христиансен Майер	14	300	11	5,25
			11	5,8
			11	5,9
Тройного расширения золотниковая	14	300	11	5,15
				5,35
				5,3
				5,25

Примечание. Давление пара в холодильнике 0,15, число оборотов 100.

Из изложенного можно сделать следующие основные выводы по применению перегрева пара в машинах:

1) Эффективность перегрева пара при определенном давлении и температуре будет тем больше, чем хуже была работа машины на насыщенном паре в отношении конденсации входящего пара. Для машин простого расширения больше, чем для машин двойного расширения, а для машин двойного расширения больше, чем для машин тройного. В практике это подтверждается тем, что новые машины простого, двойного, тройного и четверного расширения при перегрете пара дают практически одинаковый расход пара на 1 и. л. с. при одинаковых параметрах пара и общей степени расширения (табл. 10).



Фиг. 20.

2) С возрастанием перегрева при данном давлении свежего пара эффективность его на каждый следующий градус перегрева уменьшается, что видно из фиг. 20, т. е. даже при очень неболь-

шом перегреве можно получить большой эффект на экономии топлива. Этот вывод является очень важным при модернизации действующих судовых машин, так как в этих случаях часто котлы не позволяют установки достаточно большой величины пароперегревателей, а машины иногда не могут выдержать высокой температуры перегрева пара. Даже небольшой возможный в этих случаях перегрев может дать значительный эффект на экономии топлива.

Значение перегрева пара характеризуется отчасти табл. 11 и 12 (по Smith, см. журн. „The Marine Engineer“ за 1931 г.).

Таблица 11
Расход пара на силу/час (в кг)

Перегрев	Давление в кг/см ²					
	14	15	16	18	20	21
Насыщенный	6,60	6,52	6,45	6,40	6,32	6,29
28°	6,00	5,95	5,85	5,75	5,67	5,63
55°	5,63	5,56	5,50	5,37	5,27	5,22
84°	5,33	5,28	5,18	5,10	5,00	4,90
110°	5,10	5,00	4,92	4,85	4,80	4,82
140°	4,80	4,72	4,70	4,60	4,50	4,40

Для тех же испытаний автор приводит цифры повышения относительного к. п. д., получаемого в зависимости от применяемых давлений и температур перегрева¹:

Таблица 12

Экономия в %	Перегрев			
	14	21	28	35
0	0	11°	22°	28°
5	16,5	28	44,5	51
10	50	70	83	92
15	122	147	166	178
17,5	175	202	222	240

Анализируя приведенные данные, приходим к интересным выводам относительно выгоды повышения экономичности ма-

¹ Более подробные данные по влиянию перегрева и повышению давлений можно найти в работе ЦНИИВТ „Испытания морских машин“, Гостранстехиздат, 1936.

шины путем подъема давления или перегрева. Теоретически (см. выше табл. 9) применение перегрева не приводит к существенной выгоде, в то время как повышение давления значительно увеличивает термический к. п. д. машины. Однако приведенные опыты указывают как раз обратный результат: так, повышение давления при равной степени перегрева понижает относительный к. п. д. машины. Причиной служит уже упоминавшееся явление теплообмена со стенками цилиндра. Вследствие этого можно полагать, что одно лишь повышение давления сверх распространенных в настоящее время не может служить эффективным средством для поднятия экономичности машины; а повышение давления до очень высоких величин влечет за собой увеличенную влажность пара после его расширения в первом цилиндре, что, в свою очередь, усиливает начальную конденсацию в следующих цилиндрах. С другой стороны, применение перегрева повышает полезное действие, но лишь до известной величины (соответствующей по наблюдениям автора испытаний такому состоянию пара, при котором пар после расширения в машине становится сухим в конце отсечки в ц. н. д.; этому состоянию соответствует экономия относительного к. п. д. $17,5\%$).

Приведенные опыты убеждают в том, что в стремлении увеличить экономичность машины мы должны идти путем увеличения и давления и температуры пара, которые должны находиться друг с другом в известной зависимости.

В отношении абсолютных значений температур пара можно отметить следующее: при повышении температуры пара выше 300°C машины требуют хорошей смазки и более тщательного ухода, с дальнейшим повышением температуры требования в отношении смазки становятся все более жесткими, а эффект на экономии пара постепенно уменьшается.

Вследствие этого повышение температуры перегрева в судовых условиях практически ограничено $340\text{—}360^{\circ}\text{C}$. По мнению проф. Бауэра, температура 350° является для поршневых машин пределом.

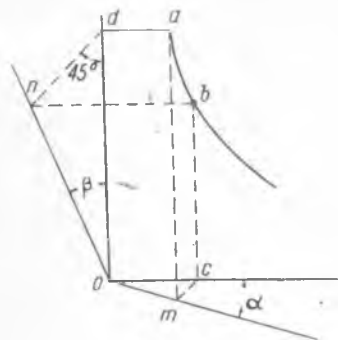
Однако это может быть отнесено лишь к современному состоянию машин и их смазочных устройств и не может останавливать искания условий применения более высокого перегрева. Вопрос о наиболее выгодном перегреве должен рассчитываться в конкретных условиях проектируемой установки.

§ 15. Законы расширения и сжатия в процессах с влажным и перегретым паром

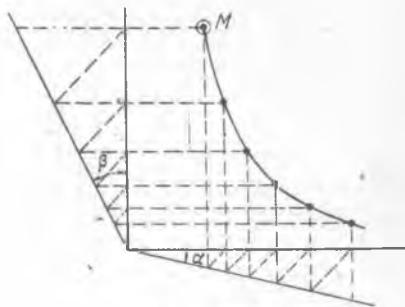
Кривые расширения и сжатия пара в практических диаграммах рабочего процесса паровых машин имеют характер политропы $p \cdot v^n = \text{const}$. Определение показателя политропы, снятой при испы-

тании машины кривой расширения (или сжатия), можно производить методом Брауэра (фиг. 20а). С этой целью выбираем на кривой расширения две точки a и b и из этих точек опускаем перпендикуляры на оси координат; из оснований перпендикуляров проводим наклонные линии cm и dn под углами 45° к осям координат.

Вслед за тем на наклонной прямой, исходящей из точки c , отмечаем точку m пересечения этой прямой с перпендикуляром, опущенным на ось объемов из точки a кривой расширения. Через полученную таким путем точку m и начало координат O проводим прямую Om и обозначаем через α угол между этой прямой



Фиг. 20а.



Фиг. 20б.

и осью абсцисс (объемов). Точно таким же построением определяем угол β наклона к оси давлений другой прямой On , также исходящей из начала координат. Показатель политропы между взятыми двумя точками определяется из уравнения:

$$(1 + \operatorname{tg} \beta) = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^n;$$

откуда:

$$n = \frac{\log(1 + \operatorname{tg} \beta)}{\log(1 + \operatorname{tg} \alpha)}.$$

Тот же метод может быть применен и для построения кривой расширения или сжатия по заданному показателю политропы. В последнем случае прямые, проходящие под углами α и β из начала координат, проводятся заранее. Порядок построения кривой, проходящей через заданную точку M , указан на фиг. 20б.

§ 16. Конструктивно-технологические и эксплуатационные условия, связанные с перегревом пара

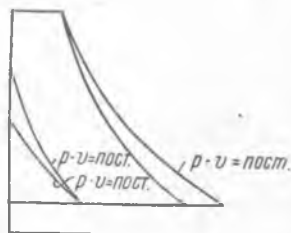
Введение перегрева пара приводит к заметному изменению общей конструкции машины в отношении ее главных размеров. Для уяснения этого положения представим себе схематично про-

цесс работы машины с перегревом и без него при равных объемах впускного пара (фиг. 21). Кривая расширения в случае отсутствия перегрева на основании данных, получаемых при испытаниях машины, близка к равнобочной гиперболе (закон $p v = \text{пост.}$). При перегреве теплообмен со стенками уменьшается, ввиду чего кривая расширения становится более близкой к адиабате (политропа $p v^n = \text{пост.}$).

Показатель политропы зависит от перегрева и, по Боденмюллеру, имеет следующую величину:

Таблица 13

Степень перегрева	0°	50°	100°	150°	200°
Показатель . .	1,0	1,075	1,15	1,225	1,3



Фиг. 21.

Политропа расширения, имеющая показатель больший единицы, будучи проведена из той же начальной точки, проходит ниже гиперболы (а политропа сжатия выше гиперболы). Таким образом следует заключить, что площадь рабочей диаграммы для машины, работающей с перегревом, при равных степенях впуска и сжатия должна быть меньшей, чем в случае работы насыщенным паром. Фактически получаемые на испытаниях машин результаты вполне подтверждают этот вывод, указывая, что при описанных условиях отношения площади диаграммы работы при перегретом паре F_p к той же площади при работе насыщенным F_s определяются следующими цифрами:

Таблица 13а

Перегрев	70°	80°	90°	100°	120°	140°	160°	180°
$F_p : F_s$	0,93	0,907	0,887	0,87	0,845	0,828	0,814	0,802

Уменьшение мощности при перегреве никоим образом не связано с вопросом экономичности машины, так как перегретый пар обладает значительно большим удельным объемом по сравнению с насыщенным, ввиду чего при равных абсолютных объемах впускного пара количество последнего по весу для перегретого пара значительно меньше, чем для сухого.

Таким образом для достижения требуемой мощности машина, работающая с перегревом, требует несколько большего объема

впускаемого пара, что может быть достигнуто либо увеличением степени впуска, либо увеличением объема цилиндров, или комбинацией обоих способов. Для новых машин этот вопрос должен решаться в зависимости от задания. При модернизации машин,



Фиг. 22.

циальные сорта твердых, так называемых „перлитных“, чугунов, обеспечивающих хорошее сопротивление „роста“ при значительном нагреве.

Состав чугуна должен приближаться к следующему:

Углерода (общ.)	. 2,8—3,0%	Фосфора 0,25—0,15%
Кремния 1,2—1,0%	Серы менее 0,1%
Марганца 0,8 (и даже выше)		

Чугун этого состава имеет мелкозернистую перлитную структуру с незначительным количеством тонко распыленного графита. Пример подобной структуры изображен на фиг. 22 (по В. А. Аничкову).

Механические качества перлитного чугуна характеризуются следующими данными:

Сопротивление разрыву 29—33 кг/мм ²
Сопротивление изгибу на длине 600 мм	
при диаметре образца 30 мм 57—61 кг/мм ²
Стрелка прогиба при изгибе 10—13,5 мм
Твердость по Бринеллю 180—220 ед.

как правило, идут на повышение отсечки, так как переделка цилиндров связана с большими затратами.

Помимо этой особенности, перегрев мало влияет на общую конструкцию машины, несколько изменяя элементы парораспределения (см. ниже), а также изменяя конструкцию некоторых деталей, подвергающихся действию высокой температуры (например уплотнительные втулки штоков поршня).

Вследствие действия пара высокой температуры на стенки цилиндра и золотники, для них желательно применять износу и отсутствие

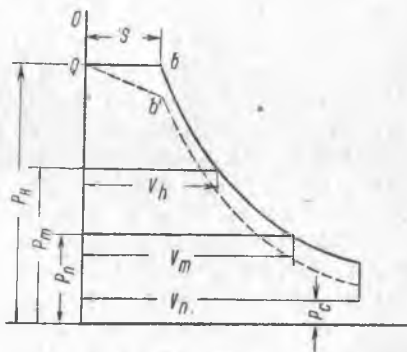
В отношении эксплуатационных условий для машин перегретого пара можно отметить осложнения, имеющие место в вопросе смазки цилиндров и золотников при перегретом паре. Работа насыщенным паром делает такую смазку почти излишней, так как выделяемая паром влага сама является смазывающим агентом. При перегреве смазка необходима, в особенности в золотнике ц. в. д., причем к маслу предъявляются повышенные требования (высокая температура вспышки и высокая вязкость). Расход цилиндрического масла (по Людвигу) достигает 100 г на 1000 и. л. с.

Смазка внутренних частей машины отражается отрицательно на работе котла и холодильника, где осадки масла ухудшают условия теплопередачи, а иногда ведут и к усиленным разъеданиям. Ввиду этого применение перегретого пара требует более внимательного наблюдения за качеством питательной воды и очистки ее (применение антинакипных средств, устройства специальных фильтрующих установок для питательной воды и т. д.). Это также является одной из причин популярности паровых машин с клапанным парораспределением, в которых благодаря отсутствию золотников расход внутренней смазки заметно сокращается.

§ 17. Принцип многократного расширения

В машинах многократного расширения развиваемая паром работа распределяется между несколькими (двумя, тремя или четырьмя) последовательно расположенными цилиндрами, как это указано на примере фиг. 23.

Первый цилиндр (высокого давления) работает в пределах давлений p_k (котельное давление) и p_m ; второй (среднего давления) — в пределах p_m и p_n и третий (низкого давления) в пределах p_n — p_c . Теоретические процессы работы цилиндров изображаются на фиг. 23 частными циклами Рэнкина, причем объем V_h представляет объем первого цилиндра



Фиг. 23.

либо объем впущенного пара во второй, и V_m — объем ц. с. д. либо объем впущенного пара в ц. н. д. Таким образом работу машины можно себе представить развиваемой либо в машине многократного расширения, либо с одноцилиндровой, имеющей объем, равный объему ц. н. д. первой машины.

При этом обе машины развивают равную работу, если объемы впускного пара S в обоих случаях одинаковы.

Введем следующие обозначения:

$S:V_n = \varepsilon$ — общая степень впуска в машину;

$V_n:S = 1:\varepsilon$ — общая степень расширения пара;

$S:V_h = \varepsilon_h$ — степень впуска в ц. в. д.;

$V_h:S = 1:\varepsilon_h$ — степень расширения в ц. в. д.;

$V_h:V_m = \varepsilon_m$ — степень впуска в ц. с. д.;

$V_m:V_h = 1:\varepsilon_m$ — степень расширения в ц. с. д.;

$V_m:V_n = \varepsilon_n$ — степень впуска в ц. н. д.;

$V_n:V_m = 1:\varepsilon_n$ — степень расширения в ц. н. д.

Из указанных соотношений следует, что

$$S = V_h \cdot \varepsilon_h = V_n \cdot \varepsilon \text{ и } \varepsilon_h \cdot \varepsilon_m \cdot \varepsilon_n = \varepsilon.$$

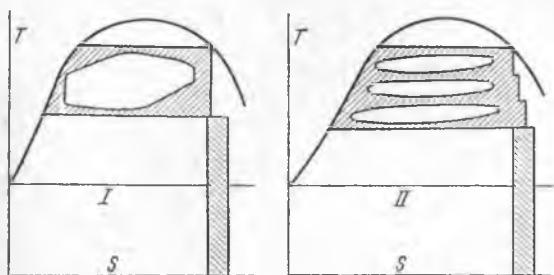
Применение многократного расширения связано с рядом преимуществ как экономического, так и практического характера. Важнейшими из этих преимуществ являются следующие:

1. Интервалы температур, между которыми работает отдельный цилиндр машины однократного расширения, в машинах многократного расширения разбивается на несколько частей, вследствие чего понижаются потери от теплообмена пара со стенками цилиндра и в паровпускных каналах, зависящие в первую очередь от разности температур пара в данном цилиндре.

2. Осуществляется значительная общая степень расширения пара при значительной степени впуска пара в отдельные цилиндры. Это обстоятельство является важным преимуществом, так как малые степени впуска в отдельных цилиндрах связаны с незначительным открытием паровпускных окон и, вследствие этого, с большим торможением пара при впуске пара в цилиндр. Сказанное иллюстрируется фиг. 23, в которой отрезок ob изображает линию впуска без торможения и ob' с торможением пара. Диаграмма указывает, что из-за торможения пара вся линия расширения проходит ниже теоретической кривой, вызывая большую потерю работы. Степени впуска в отдельных цилиндрах современных золотниковых машин многократного расширения применяются не менее $60-70\%$, и лишь в клапанных машинах двойного расширения удается осуществить степени впуска в $35-40\%$. Общая степень впуска при этом в машинах тройного и иногда двойного расширения доходит до $7-10\%$.

3. Тепловые потери, имеющие место в ц. в. д. и ц. с. д., частично используются в последующих цилиндрах. Это преимущество ясно изображается в схеме цикла Рэнкина (фиг. 24), где изображены два случая: одноцилиндровая машина и машина тройного расширения. Имеющие место в любом цилиндре потери, изображенные заштрихованной площадью, обращаются в теплоту,

сообщенную отработавшему в данном цилиндре пару. Вследствие этого теоретическое состояние пара, изображаемое в диаграмме точкой конца адиабатического расширения, перемещается вправо,



Фиг. 24.

в сторону увеличения энтропии, причем степень сухости пара увеличивается до величины x' , определяемой равенством:

$$r(x' - x) = L_f,$$

где: r — скрытая теплота пара при давлении выпуска из машины или одного из ее цилиндров;

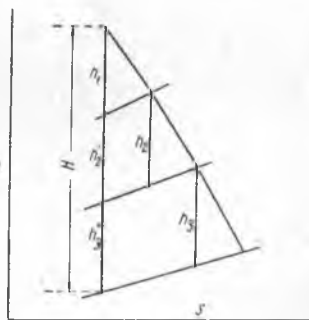
x — теоретическая сухость пара (в конце адиабатического расширения);

L_f — величина тепловых потерь данного цилиндра.

В случае одноцилиндровой машины (фиг. 24) обращенные в теплоту потери не могут быть использованы, так как лежат ниже температуры рабочего цикла. При разбивке машины например на три цилиндра (фиг. 24) потери предыдущего цилиндра обращаются в тепло, часть которого может быть использована в следующих цилиндрах, расширяя циклы Рэнкина в этих последних. Часть теплоты потерь, лежащая ниже температуры холодильника, конечно, теряется окончательно.

Сказанное о тепловых потерях равным образом относится и к утечкам пара через неплотности поршней и золотников.

В диаграмме $I-S$ (фиг. 25) высказанное положение выявляется тем, что сумма располагаемых перепадов тепла в отдельных цилиндрах $h_1 + h_2 + h_3$ оказывается несколько (от 3 до 7%)



Фиг. 25.

больше общего теоретического перепада H , определяемого при отсутствии потерь в цилиндрах.

Явление это носит название „возвращения тепла“; отношение

$$\frac{h_1 + h_2 + h_3}{H}$$

называют „коэффициентом возвращенного тепла“,

Машины многократного расширения имеют также и практические преимущества, состоящие в большей равномерности вращающего момента и удобстве строгивания с места при любом положении гребного вала (например при мертвой точке ц. в. д. свежий пар может быть пущен в ц. с. д. и ц. н. д.).

Неизбежное усложнение конструкции и некоторое снижение механического к. п. д. (благодаря увеличению числа трущихся частей) часто вполне окупаются указанными положительными сторонами.

§ 18. Сравнительное значение котельного давления и пустоты в холодильнике

Изучая образцовый цикл Рэнкина, можно видеть, что увеличение давления свежего пара и улучшение вакуума повышают термический к. п. д. этого цикла.

Оценка величины прираще-ния к. п. д. может быть сделана путем построения процесса в диаграмме $T-S$ (фиг. 26).

На фиг. 26 цикл $abcd$ представляет собой процесс Рэнкина (для сухого пара); цикл $a_1b_1c_1d$ то же, но при повышенном начальном давлении, и цикл abc_2d_2 — при пониженном давлении в холодильнике.

С целью выяснения влияния давления и пустоты в конденсаторе произведем примерный расчет для конкретного случая: зададим

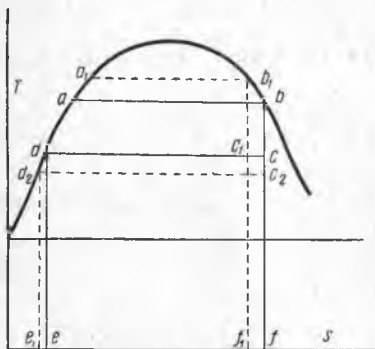
для исходного цикла $abcd$ следующие условия: начальное давление $p_k = 12 \text{ кг/см}^2$, конечное давление $p_c = 0,2 \text{ кг/см}^2$.

Для этих условий определяется: площадь цикла Рэнкина (практически равная адиабатическому перепаду тепла по диаграмме $I-S$ для заданных условий):

$$h = 152 \text{ кал/кг};$$

теплосодержание отработавшего пара:

$$i_c = 511 \text{ кал/кг};$$



Фиг. 26.

теплота питательной воды (при давлении $0,2 \text{ кг/см}^2$):

$$q_c = 60 \text{ кал/кг};$$

термический к. п. д.:

$$\eta_t = \frac{152}{152 + 511 - 60} = 0,252.$$

Повышая давление в котле до $p_k = 16 \text{ кг/см}^2$ при прежнем давлении в холодильнике, получаем следующие результаты: адиабатический перепад:

$$h' = 160 \text{ кал};$$

теплосодержание отработавшего пара:

$$i_c = 506 \text{ кал/кг};$$

термический к. п. д.:

$$\eta_t = \frac{160}{160 + 506 - 60} = 26,6\%;$$

увеличение площади цикла:

$$\frac{h' - h}{h} \cdot 100 = 5,25\%;$$

повышение к. п. д.:

$$\frac{\eta'_t - \eta_t}{\eta_t} \cdot 100 = 5,6\%.$$

Во втором случае понизим давление в холодильнике от $0,2$ до $0,1 \text{ кг/см}^2$; в этом случае новый адиабатический перепад:

$$h'' = 171 \text{ кал/кг};$$

теплота отработавшего пара:

$$i'' = 493 \text{ кал/кг};$$

теплота питательной воды:

$$q''_c = 47,5 \text{ кал/кг};$$

термический к. п. д.:

$$\eta''_t = \frac{171}{171 + 493 - 47,5} = \frac{171}{616,5} = 27,8\%.$$

Относительное увеличение перепада тепла:

$$\frac{171 - 152}{152} = 12,5\%$$

и относительное увеличение к. п. д.:

$$\frac{27,8 - 25,2}{25,2} = 10,3\%.$$

Из произведенного расчета видно, что улучшение вакуума при модернизации является значительно более сильным средством для повышения к. п. д. и площади цикла, чем повышение давления пара в котлах. При этом необходимо учесть то обстоятельство, что снижение давления в конденсаторе на $0,1 \text{ кг/см}^2$ не влечет за собой существенных конструктивных изменений конденсатора и лишь требует изменения воздушных насосов, в то время как повышение давления в котлах на несколько атмосфер совершенно изменяет их расчет и толщину металла стенок, вызывая значительное утяжеление и удорожание котельной установки.

Этим оправдывается наблюдаемое в технике стремление использовать до возможной степени глубокий вакуум, пределы которого в турбинных установках (работающих по циклу, близкому к процессу Рэнкина) ограничиваются возможностями современной техники удаления воздуха; в этом случае давление в холодильнике понижают до величины $0,04 - 0,06 \text{ кг/см}^2$.

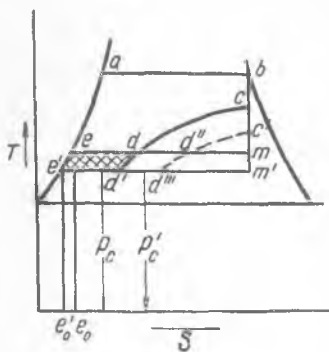
При проектировании новых установок, как нами было указано, оба эти фактора повышения давления и углубления вакуума сопутствуют друг другу.

Паровые поршневые машины находятся по сравнению с турбинами в значительно менее благоприятных условиях. Величина глубины вакуума для них зависит от двух элементов: полноты расширения пара и совершенства работы воздушного насоса. Эти

обстоятельства могут быть освещены следующими соображениями, иллюстрированными фиг. 27. Здесь в координатах $T-S$ построен теоретический цикл машины $abme$, а также цикл, учитывающий неполноту расширения $abcde$. При понижении противодавления от величины p_c до p'_c площадь цикла получает приращение $e'edd'$, причем вызывается необходимость затраты тепла на нагрев воды, выражаемой площадью $e'e_0e'_0$. Подсчет на частных примерах указывает, что при небольших степенях расширения пара площадка, представляющая экономию от повышения вакуума, почти не превышает или даже становится меньше площади затраты тепла на нагрев воды. Однако при более полном расширении (например по процессу $abc'd'''e'$) выгода становится ощутимой.

Помимо высказанных соображений, весьма серьезное влияние на вакуум оказывает работа воздушного насоса. Это соображение может быть уяснено из рассмотрения процесса работы машины в диаграмме $T-S$ (фиг. 27).

Помимо высказанных соображений, весьма серьезное влияние на вакуум оказывает работа воздушного насоса. Это соображение может быть уяснено из рассмотрения процесса работы машины в диаграмме $T-S$ (фиг. 27).



Фиг. 27.

При повышении вакуума от величины p_c до p_e' площадь рабочей диаграммы получает приращение $e'edd'$, представляющее лишь небольшую часть теоретической прибавочной площадки $e'emm'$, соответствующей случаю полного расширения пара. В то же время пониженное давление увеличивает объем содержащегося в холодильнике воздуха и тем увеличивает объем и работу откачивающего воздух воздушного насоса до такой степени, что получаемая выгода может свестись к нулю. Следует отметить, что более полное расширение улучшает условия использования работы, добавочная площадка увеличивается до $e'ed''d''$, и, таким образом, допускает применение более повышенных вакуумов.

Изложенные соображения указывают на то, что повышение вакуума находится в прямой связи с величиной степени расширения пара в машине, что и подтверждается приводимыми ниже практическими данными:

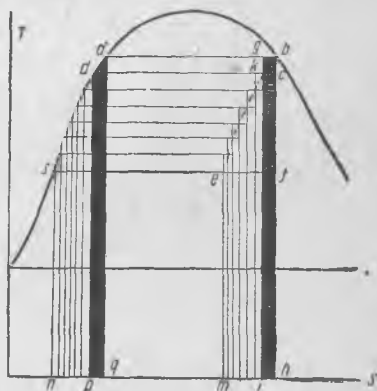
Степень расширения пара	5—7	7—9	9—11	11—13
Вакуум в ‰	76	80	82	85

Низшие цифры соответствуют условиям работы машины компанд и высшие — машин тройного и четырехкратного расширения. Вакуум лимитируется также и гидравлическими сопротивлениями в паровыпускном устройстве и трубе из ц. н. д.

§ 19. Регенеративный процесс

До настоящего времени мы считали образцовым циклом паровых механизмов круговой процесс Рэнкина.

Представим себе этот цикл (фиг. 28) подразделенным на большое число элементарных процессов; в результате элементарного процесса $abcd$ температура конденсатора отвечала бы точке c и для осуществления замкнутого цикла потребовалась бы затрата тепла на нагрев воды в котле, определяемая площадкой $daqp$. Нагрев можно было бы произвести за счет части скрытой теплоты свежего пара, идущего в машину, от которого с этой целью необходимо отнять теплоту, отвечающую площадке $gbhi = daqp$.



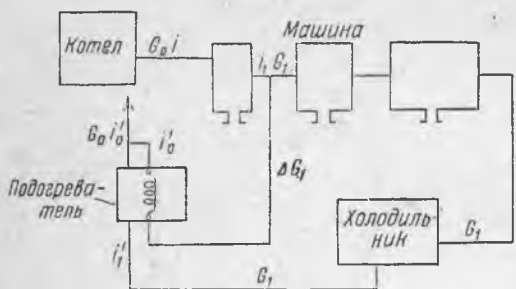
Фиг. 28.

При этом влажность пара после его расширения увеличится от состояния c до состояния точки k . Продолжая аналогичный

метод нагрева воды в течение последующих элементарных процессов, мы изменяем процесс расширения всей машины, отклоняя его от адиабаты, причем новое направление процесса расширения *bc* проходит параллельно участку *as* нижней пограничной кривой.

Площадь отнятой теплоты *mebh* равна полной теплоте подогрева питательной воды *nsaq*. Таким образом рабочий процесс принимает вид *abes* и отводимая в холодильник теплота сокращается до величины *nsem*. Легко заметить, что подобная машина имеет полезное действие, отвечающее циклу Карно. Описанный процесс получил название регенеративного. Этот способ регенерации является

неудобным в том отношении, что приводит к повышенной влажности пара после его расширения, что требует введения промежуточного перегрева для осушения пара. Вследствие этого более удобным является нагрев питательной воды не полным количеством



Фиг. 29.

работавшего в машине пара, но лишь частью его, отбираемой между отдельными ступенями.

Рассмотрим случай отбора пара из ресивера между ц. в. д. и ц. с. д. машины тройного расширения. В обозначениях, введенных на фиг. 29, можно написать следующие зависимости, очевидные из схемы:

- G_0 — вес пара, расходуемого из котла;
- G_1 — вес пара, идущего в ц. с. д.;
- i_0 — теплосодержание пара, идущего из котла;
- i_1 — теплосодержание пара, отбираемого из ресивера;
- ΔG_1 — вес пара, отбираемого из ресивера;
- i_1' — теплота воды, соответствующая температуре после машины;
- i_0' — теплота воды, соответствующая давлению в ресивере высокого давления;
- i_c — теплосодержание отработавшего пара после машины.

Тогда из схемы следует, что

$$G_0 = G_1 + \Delta G_1; \quad G_1 = G_0 - \Delta G_1;$$

$$\Delta G_1 \cdot i_1 + G_1 \cdot i_1' = G_0 \cdot i_0'.$$

Таким образом:

$$\Delta G_1 \cdot i_1 + G_0 \cdot i'_1 - \Delta G_1 \cdot i'_1 = G_0 \cdot i'_0,$$

откуда вес отбираемого пара:

$$\Delta G_1 = \frac{i'_0 - i'_1}{i_1 - i'_1} \cdot G_0.$$

Работа машины будет равна:

$$632 \cdot N_i = G_0 \cdot (i_0 - i_1) + G_0 \left(1 - \frac{i'_0 - i'_1}{i_1 - i'_1} \right) \cdot (i_1 - i_c),$$

Расход пара на силу в час:

$$\frac{G_0}{N_i} = \frac{632}{i_0 - i_1 + \left(1 - \frac{i'_0 - i'_1}{i_1 - i'_1} \right) \cdot (i_1 - i_c)}.$$

При отсутствии отбора пара $i'_1 = i'_0$, так что в этом случае:

$$\frac{G_0}{N_i} = \frac{632}{i_0 - i_c}.$$

При описанном методе подогрева состояние пара после ц. в. д., конечно, не изменяется, и процесс расширения оставшегося пара в двух последующих цилиндрах фактически протекает по адиабате.

Произведем примерный расчет промежуточного подогрева для конкретного случая паровой машины при следующих условиях:

давление пара перед машиной 15 кг/см^2 ;

температура пара 285°C ;

давление в холодильнике $0,2 \text{ кг/см}^2$;

давление после ц. в. д. по диаграмме $I-S$ получается равным $4,5 \text{ кг/см}^2$.

По этим данным по диаграмме $I-S$ находим в прежних обозначениях:

$$i_0 = 717 \text{ кал/кг};$$

пар после ц. в. д. — сухой, насыщенный;

$$i_1 = 655 \text{ кал/кг}; \quad i_c = 540 \text{ кал/кг};$$

$$i'_0 = 147 \text{ кал/кг}; \quad i'_1 = 60 \text{ кал/кг}.$$

Подставляя эти значения в выведенные выше формулы, получаем количество отбираемого пара:

$$\Delta G_1 = \frac{147 - 60}{655 - 60} \cdot G_0 = 0,146 \cdot G_0,$$

что составляет $14,6\%$ от общего расхода.

Расход пара на силу в час при отборе этого количества пара составит:

$$G' = \frac{632}{717 - 655 + (1 - 0,146) \times (655 - 540)} = 3,95 \text{ кг/л.с.ч.}$$

Без промежуточного отбора:

$$G = \frac{632}{717 - 540} = 3,58 \text{ кг/л.с.ч.}$$

При отборе пара теплота питательной воды, поступающей в котел, будет равна:

$$i'_0 = 147 \text{ кал/кг}$$

и без отбора:

$$i'_1 = 60 \text{ кал/кг.}$$

Отсюда экономия тепла на 1 кг пара:

$$i'_0 - i'_1 = 87 \text{ кал/кг.}$$

Таким образом количество тепла, затраченного на 1 и. л. с. ч. в рассматриваемых случаях будет равно:
без отбора пара:

$$G (i_0 - i_c) = 3,58 (717 - 60) = 2350 \text{ кал;}$$

с отбором пара:

$$G (i_0 - i_1) = 3,95 (717 - 147) = 2250 \text{ кал}$$

и экономия в расходе тепла:

$$\frac{2350 - 2250}{2350} = 4,25\%$$

При отборе пара из ресивера низкого давления экономия получается еще более заметной, точно так же как и при двойном отборе из обоих ресиверов.

В предыдущих выводах пар, поступающий в машину, был принят сухим, насыщенным.

Порядок расчета и выводы не изменятся также и для случая перегретого пара, хотя сравнение данного цикла с циклом Карно возможно лишь при условии изотермического перегрева пара (фактически перегрев совершается при постоянном давлении).

Для промежуточного отбора у ресиверов устанавливают автоматические клапаны, регулирующие постоянство давления отбираемого пара.

На фиг. 30 изображена конструкция такого клапана для промежуточного отбора, применительно к клапанному парораспределению. Поршневой отборочный клапан установлен на общем шпин-

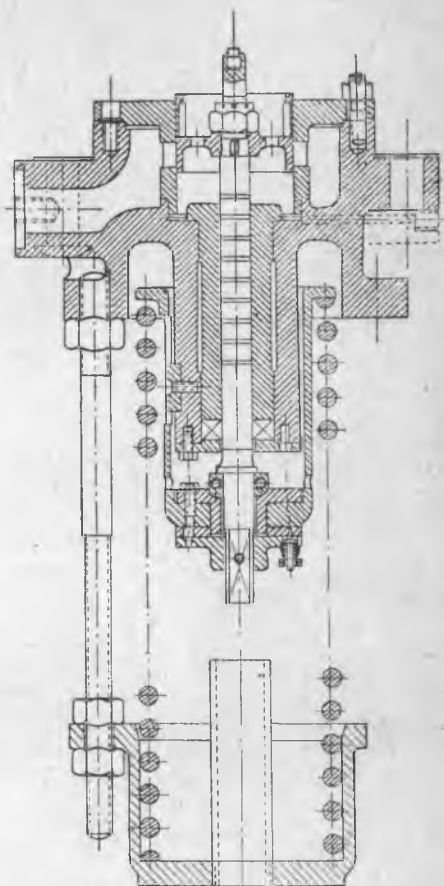
деле с перепускным клапаном между ц. в. д. и ц. с. д. и производит отбор периодически, одновременно с открытием клапана в ц. с. д. Отбор производится через профрезерованные в стенке поршневого клапана и в его втулке окна и может регулироваться взаимным расположением этих окон путем поворота шпинделя. Для поворота служит квадратный конец шпинделя, на который надевается ключ. Шпиндель установлен на шариковой пятке.

Применив изложенные рассуждения к случаю подогрева воды отработавшим паром вспомогательных механизмов, мы приходим к выводу о том, что в этом случае вспомогательные механизмы работают с термическим к. п. д., почти равным единице, причем как тепловые потери в них, так и пропуски пара внутри их не имеют значения. В этом случае механизмы рационально проектировать на работу с противодавлением $1\frac{1}{2}$ — 2 кг/см^2 .

§ 20. Промежуточный перегрев пара

Перегрев пара, как было выяснено выше, повышает относительный к. п. д. машины и литех цилиндров, в которых перегрев имеет место.

В обычных условиях состояния пара перед машиной ($p_k = 14 - 15 \text{ кг/см}^2$, $t = 300 - 330^\circ$) лишь один цилиндр высокого давления работает целиком в области перегрева; следующий за ним ц. с. д. работает в этой области лишь частично, и последний цилиндр — целиком в области влажного пара. Наилучшими условиями работы машины следовало бы признать такие, при которых пар переходит во влажное состояние при давлении начала



Фиг. 30.



Фиг. 31.

выпуска из ц. н. д. Для осуществления этого начальный перегрев должен быть поднят до пределов, недопустимых для металла цилиндров, а также с точки зрения условий смазки ц. в. д. и его золотника.

Промежуточный перегрев между цилиндрами позволяет перенести всю кривую состояния пара в машине в область перегрева без излишнего повышения начальной температуры пара. Изложенное иллюстрируется диаграммами состояния пара в диаграмме $I-S$ для случая высокого начального перегрева (фиг. 31) и с промежуточным перегревом между ц. в. д. и ц. с. д.

Эффективность промежуточного перегрева несколько понижается добавочными гидравлическими сопротивлениями помещенного в ресивере пароперегревателя.

ГЛАВА III

ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ СУДОВЫХ МАШИН ЗОЛОТНИКАМИ

§ 21. Элементы парораспределения

Под элементами парораспределения мы разумеем границы между отдельными участками рабочего процесса пара в цилиндре машины. Эти моменты, осуществляемые движением парораспределительного золотника, уже были нами изучены в общем виде при исследовании теоретического и действительного рабочих процессов. Сюда относятся:

1. Предварение впуска пара ранее достижения поршнем своего мертвого положения; предварение впуска имеет целью смягчить созданием парового буфера действие сил инерции поршня, изменяющего в мертвой точке направление своего движения; помимо этого, в период предварения впуска производится заполнение вредного пространства свежим паром, сопровождаемое повышением в нем давления до максимальной величины.

2. Отсечка, при которой поступивший в цилиндр пар разобщается от котла, вследствие чего дальнейшее движение поршня идет при расширении пара в цилиндре.

3. Предварение выпуска пара до конца хода поршня производится для облегчения давлений на поршень в конце хода.

4. Сжатие пара перед концом обратного хода поршня также создает смягчающую паровую подушку и, кроме того, частично парализует влияние вредного пространства.

Правильный выбор элементов парораспределения составляет серьезную задачу проектирования машины, так как только при таком выборе работа машины может отвечать заданным условиям мощности и целесообразного распределения ее по цилиндрам, а также условию достаточной равномерности вращающего момента.

Ввиду этого выбор элементов парораспределения должен быть по возможности согласован с действительными данными построенных и хорошо работающих машин, близких по заданию с проектируемой.

Помимо этого, необходимо иметь в виду, что не все элементы парораспределения являются произвольными, но некоторые из них являются связанными, так как осуществляются одной и той же кромкой золотника (например при внешнем подводе пара наружный перекрыш производит предварение впуска и отсечку, а внутренний — сжатие и предварение выпуска). Кроме того, следует отметить различия в парораспределении верхней и нижней полостей цилиндров, обязанные как конечной длине шатуна (а также и эксцентриковой тяги), так и необходимости ослабить влияние сил инерции движущихся масс.

Таким образом окончательный выбор элементов парораспределения требует:

1) учета результата работы лучших построенных машин, причем должна быть также принята во внимание высокая техника обслуживания машин;

2) согласования выбранных элементов между собой построением специальных золотниковых диаграмм;

3) согласования их с возможно более точно построенным рабочим процессом.

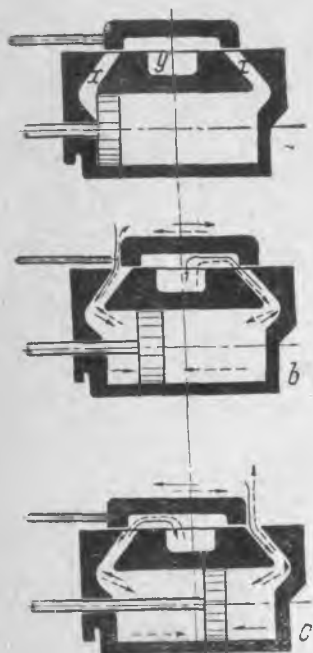
§ 22. Системы парораспределения

В судовых паровых машинах применяются в настоящее время различные системы парораспределительных органов, назначением которых является осуществление указанных выше моментов парораспределения. Наиболее разработанной и старейшей по времени изобретения системой является золотниковое парораспределение; кроме этой системы, применяются также клапанное парораспределение и для регулирования моментов выпуска также прямоточное парораспределение.

§ 23. Простой золотник

Простой золотник представляет собой плоскую прямоугольную коробку (фиг. 32), приводимую в движение специальным приводом от коленчатого вала, плотно притертую к плоской поверхности „золотниковому зеркалу“, в котором находятся выходя-

щие на поверхность зеркала паровпускные и паровыпускные каналы x и y . Ширина полей простого золотника в точности равна длине золотниковых пролетов в направлении движения золотника. На фиг. 32, a золотник изображен в своем среднем положении, в котором он закрывает полностью оба паровпускных пролета x . При этом поршень находится в одном из своих крайних положений („мертвые точки“).



Фиг. 32.

Подвод свежего пара может производиться либо с наружной стороны золотника (внешний подвод), либо под золотник, из канала y (внутренний подвод). Соответственно этому выпуск отработавшего пара происходит либо в канал y , либо в пространство над золотником (золотниковую коробку). В изображенном на фиг. 32, b положении и при внешнем подводе пара золотник в дальнейшем должен двигаться вправо, давая при этом свежему пару доступ в левую полость цилиндра и отработавшему пару — из правой полости, через канал x , в пространство под золотником и канал y — к выпускной трубе в атмосферу или холодильник. Попеременное движение пара, поршня и золотника при распределении простым золотником изображено на фиг. 32, b и 32, c стрелками (сплошные стрелки отвечают внешнему подводу пара и пунктирные — внутреннему).

Если свежий пар подводится через канал y под золотник и отводится из пространства над золотником (внутренний подвод пара), то при указанном на фигуре 32, b положении поршня золотник должен двигаться из своего среднего положения влево, что для данной машины становится возможным лишь при обратном направлении ее вала.

Связь между направлением движения золотника и вращения машины показана схематически на фиг. 33, где изображены относительные положения кривошипа R и эксцентрика r , соответствующие вычерченным на фиг. 32 положениям золотника. Линии AA отвечают направлению движения поршня и золотника. На фиг. 33, a кривошип находится в левой мертвой точке. Соответственно этому эксцентрик должен находиться в среднем положении, перпендикулярном к линии AA (так как при этом положении проекция экс-

центриситета на направление AA , определяющая отклонение золотника от своего среднего положения, равна нулю).

Таким образом мы видим, что при простом золотнике кривошип и эксцентрик машины должны составлять между собой угол 90° . При направлении вращения, обозначенном на фиг. 33 буквами $ПХ$, отклонения золотника очевидно будут направлены в правую сторону, соответственно чему пар будет впущен в левую полость цилиндра. При вращении в обратном направлении золотник отклоняется влево, причем возможность движения может, очевидно, быть осуществлена лишь при внутреннем подводе пара.

Аналогично сказанному фиг. 33, *b* и 33, *c* иллюстрируют положения кривошипа и эксцентрика, соответствующие положениям золотника, указанным на фиг. 32, *b* и 32, *c*. Определяя перемещения поршня и эксцентрика как проекции радиусов R и r на направление AA , мы находим в этих положениях прежнюю связь между направлением вращения машины и характером подвода пара: во всех случаях оказывается, что для возможности движения машины при внешнем подводе пара эксцентрик составляет с кривошипом угол 90° , опережая мотыль в направлении вращения машины. При внутреннем подводе эксцентрик идет позади мотыля, составляя с ним также угол 90° . При сделанных выводах перемещения поршня и золотника находились проектированием концов радиусов R и r на направление AA . Такой прием является точным лишь при бесконечно длинном шатуне и золотниковой тяге.

Конечность шатуна и тяги несколько изменяет положение поршня и золотника; соответствующие поправки будут изучены нами ниже.

Резюмируя высказанные соображения, мы приходим к выводам, что при распределении простым золотником:

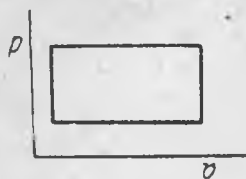
- 1) среднее положение золотника отвечает крайним положениям поршня, и обратно;
- 2) изменение подвода пара изменяет направление вращения машины.

Анализ схемы работы простого золотника указывает на удобство этой системы в отношении простоты реверсирования машины, которое можно осуществить изменением подвода пара, не требующим особо сложных приспособлений. С другой стороны, простой золотник, как ясно из предыдущего, способен осуществить лишь



Фиг. 33.

впуск и выпуск пара в мертвых положениях поршня, причем элементы предварения впуска, отсечки, предварения выпуска и сжатия простым золотником осуществлены быть не могут; вследствие этого диаграмма рабочего процесса принимает форму простого прямоугольника (фиг. 34).



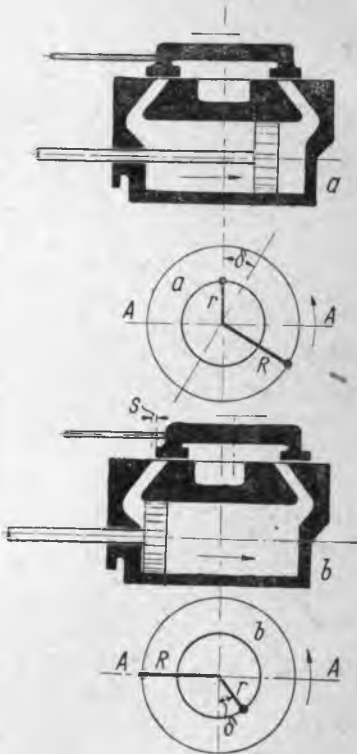
Фиг. 34.

Отсутствие процессов расширения и сжатия делает процесс работы крайне неэкономичным, ввиду чего машины с простыми золотниками не применяются в качестве главных судовых машин. Однако в некоторых вспомогательных механизмах, работающих лишь периодически и требующих быстрого реверса (как например лебедки, шпильевые машины, переводные машинки кулис и т. д.), простые золотники применяются очень часто.

§ 24. Золотник с перекрышами (фиг. 35)

Этот золотник отличается от простого тем, что в среднем положении не только закрывает золотниковые пролеты, но и перекрывает их, для чего поля золотника имеют добавочные кромки или так называемые перекрыши, наружные и внутренние (фиг. 35). Вследствие этого при мертвом положении поршня золотник не может находиться в среднем положении, но должен быть сдвинут с таким расчетом, чтобы впускная кромка золотника совпала с кромкой парового канала. Такая установка возможна лишь в том случае, если эксцентрик не перпендикулярен к кривошипу, но составляет с последним угол, больший или меньший прямого. Обыкновенно золотники устанавливаются таким образом, что при положении поршня в мертвой точке впускной канал является уже открытым на некоторую величину S , называемую „линейным опережением впуска“.

Такое положение золотника, а также эксцентрика и кривошипа изображено на фиг. 35 для внешнего подвода пара. В изображен-



Фиг. 35.

ном положении машина должна вращаться против часовой стрелки, так как при обратном направлении золотник немедленно закрывает канал, прекращая доступ пара в цилиндр.

Таким образом фиг. 35 указывает, что при внешнем подводе пара в золотнике с перекрышами эксцентрик составляет с кривошипом тупой угол ($90^\circ + \delta$) и вращение совершается в ту сторону, для которой эксцентрик идет впереди мотыля. Из фиг. 35 также ясно, что при обратном ходе золотника впускной перекрыш прекращает выпуск пара раньше, чем поршень достигнет своей правой мертвой точки. Другими словами, пар выпускается в машину лишь на некоторой части хода поршня, после чего при дальнейшем движении поршня к мертвой точке испытывает в цилиндре расширение.

Фиг. 35 также убеждает в том, что простое изменение подвода пара с внешнего на внутренний в данном случае не приводит к реверсу машины, так как пар при этом поступает в правую полость цилиндра и движение поршня вправо становится невозможным. Очевидно, что для впуска пара в левую полость цилиндра в этом случае необходимо, чтобы золотник был предварительно сдвинут из своего среднего положения в левую сторону с таким расчетом, чтобы при указанном на фиг. 35 мертвом положении поршня левый золотниковый канал был открыт на величину линейного опережения с внутренней стороны. Обращаясь к фиг. 36, видим, что это условие требует установки эксцентрика под острым углом к кривошипу ($90^\circ - \delta$). При этом вращение машины будет происходить в ту сторону, для которой эксцентрик отстает от кривошипа.

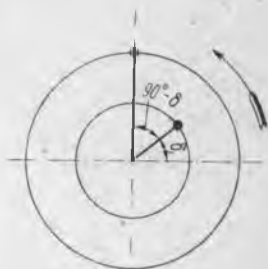
Угол $90^\circ \pm \delta$ называют углом установки золотника, а угол δ — углом опережения.

Изложенные соображения приводят к следующим заключениям об установке и работе золотника с перекрышами:

1. Эксцентриситет золотника с перекрышами не может быть установлен под углом 90° к кривошипу, но должен составлять с ним угол $90^\circ + \delta$ или $90^\circ - \delta$; первый — в случае внешнего подвода пара и второй — при внутреннем подводе.

2. При внешнем подводе пара эксцентрик составляет с кривошипом тупой угол $90^\circ + \delta$ и идет впереди мотыля, а при внутреннем — отстает от мотыля на угол $90^\circ - \delta$. Этим определяется направление вращения машины.

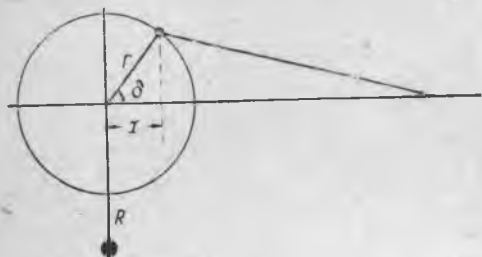
3. При золотниках с перекрышами реверсирование путем изменения направления подвода пара становится невозможным и долж-



Фиг. 36.

но осуществляться перестановкой золотника специальными приводами (кулисами).

Аналитически движение золотника можно выразить следующим уравнением: обращаясь к фиг. 37, в которой через R обозначен



радиус кривошипа и через r — установленный с углом опережения радиус эксцентрика, мы видим, что отклонение золотника от среднего положения равно:

$$x = r \cdot \cos \delta.$$

Фиг. 37.

Если кривошип повернут на произвольный

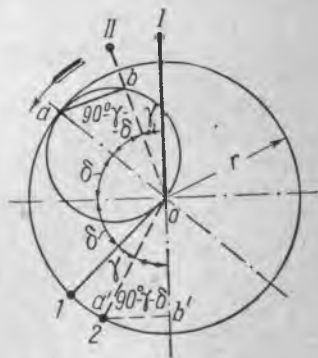
угол ω , то указанное уравнение переписется в виде:

$$x = r \cdot \sin(\delta + \omega).$$

Это уравнение не учитывает влияния конечности эксцентриковой тяги и справедливо лишь для тяги бесконечной длины. Метод учета конечности шатуна и тяги в шатунных механизмах (к которым принадлежит и механизм эксцентрика) будет изложен ниже.

§ 25. Золотниковая диаграмма Цейнера

Рассмотрим перемещение золотника из положения I в положение II , изображенные на фиг. 38. Положение I отвечает верхней мертвой точке кривошипа и II — повороту кривошипа от этой точки на угол γ . Движение пальца кривошипа происходит по окружности радиуса R и эксцентриситета золотника — по окружности радиуса r . При перемещении эксцентрика (идущего впереди мотыля на угол $90^\circ + \delta$) в положение II отклонение золотника от среднего положения будет равно отрезку ob' .



Фиг. 38.

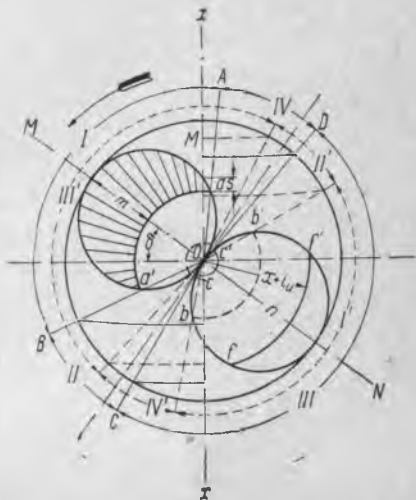
Отложим от горизонтали угол опережения против направления вращения машины и на полученном радиусе построим так называемый золотниковый круг диаметром, равным r . Тогда легко показать, что отрезок ob , отсекаемый золотниковым кругом на линии соответствующего положения кривошипа $o - II$, равен величине

не указанного отклонения золотника от среднего положения ob' . Действительно, это следует из равенства прямоугольников oab и $oa'b'$, имеющих по одной равной стороне oa и oa' и по равному углу aob и $a'ob'$.

Итак построение этим способом золотникового круга дает возможность легко и наглядно определять отклонения золотника от среднего положения при любом положении кривошипа, что и служит основанием для построения золотниковой диаграммы Цейнера.

Указанное выше исследование, произведенное для угла установки золотника $90^\circ + \delta$, т. е. для внешнего подвода пара, сохраняется также и при угле $90^\circ - \delta$ (при внутреннем подводе), причем соответствующие отрезки ob внутри золотникового круга, отсекаемые данным направлением кривошипа, в первом случае дают отклонение золотника от среднего положения вниз и во втором — от среднего положения вверх.

Построение золотниковой диаграммы Цейнера ведется следующим образом (фиг. 39): вычерчиваем произвольным радиусом окружность, внутри которой проводим указанным выше способом золотниковые круги. Далее из центра O проводим дугу окружности aa' радиусом, равным внешнему перекрышу верхней (крышечной) полости цилиндра. Очевидно,



Фиг. 39.

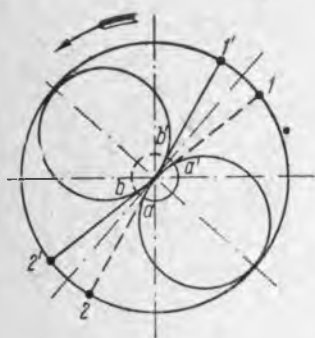
что при таком построении отрезки в заштрихованной области золотникового круга представляют собой разности величин отклонения золотника от среднего положения и величины перекрыша, или, другими словами, величину открытия золотникового пролета при данном положении мотыля.

При указанном стрелкой направлении вращения машины открытие пролета начнется в положении кривошипа, обозначенном буквой A , что отвечает моменту предварения впуска в верхнюю полость. В мертвом положении поршня пролет оказывается уже открытым на длину s , называемую величиной линейного опережения впуска в верхнюю полость.

Положение мотыля OM определяет наибольшее открытие окна. Конец впуска (отсечка) произойдет при положении кривошипа OB .

Начиная с этого момента, в цилиндре (верхней полости) начинается расширение пара.

Далее, на другом золотниковом круге откладываем дугу cc' радиусом, равным величине внутреннего перекрыша золотника (для верхней полости). В точке C , соответствующей положению кривошипа OC , начинается открытие окна для выпуска пара из верхней полости (предварение выпуска). Наибольшее открытие для выпуска произойдет при положении кривошипа ON и определяется по диаграмме отрезком n . В том случае, когда длина канала золотника меньше указанного отрезка, наибольшее открытие ограничивается величиной пролета, причем действительное наибольшее открытие получается путем нанесения на диаграмму внутри нижнего золотникового круга дуги ff' окружности радиусом, равным длине



Фиг. 40.

парового канала, сложенной с внутренним перекрышем. При этом диаграмма принимает „срезанный“ вид, и, как видно из фиг. 39, наибольшее открытие окна в пределах от точки f до точки f' остается постоянным.

Выпуск заканчивается при положении кривошипа OD , после чего начинается сжатие пара в верхней полости; далее цикл повторяется вновь без всяких изменений.

Построение диаграммы для нижней полости производится точно таким же образом, но в обратном порядке, а именно: паровпускной перекрыш откладываем по нижнему золотниковому

кругу, а выпускной — по верхнему. В некоторых встречающихся в практике случаях внутренние перекрыши могут быть отрицательными и в этом случае называются недокрышами. При наличии недокрыша величина его откладывается (для верхней полости) не по нижнему, а по верхнему золотниковому кругу. Соответствующие моменты предварения выпуска и сжатия иллюстрированы для обоих случаев на фиг. 40: aa' — перекрыш и bb' — недокрыш; начало выпуска обозначено цифрами 2; 2' и сжатие — 1; 1'.

Из анализа диаграммы Цейнера вытекает, что впуск и отсечка, а также выпуск и сжатие взаимно зависят друг от друга, вследствие чего из четырех элементов произвольными являются лишь два. Однако при проектировании машины, т. е. в том случае, когда угол установки золотника (или угол опережения) еще не выбран, можно произвольно избрать три элемента. Задавая моменты предварения впуска и отсечку, угол δ определяется графически, так как общая диаметральная линия золотниковых кругов

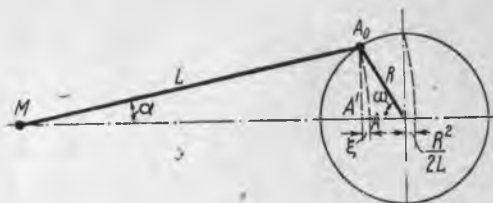
делит угол между направлениями кривошипа при впуске и отсечке пополам. Обычно построение диаграммы начинают именно этим приемом, так как момент предварения впуска сравнительно нетрудно устанавливается по практическим нормам, а момент отсечки — по теоретическим расчетам.

Элементы парораспределения обыкновенно выбираются либо в процентах от величины хода поршня, либо в градусах отклонения кривошипа от мертвой точки. В первом случае — при построении положений мотыля соответственно выбранному моменту — необходимо учитывать влияние конечности длины шатуна.

§ 26. Учет влияния конечности длины шатуна Поправка проф. Брикса

При бесконечной длине шатуна положения поршня находятся простым проектированием пальца кривошипа на направление движения поршня. Так,

на фиг. 41 положению пальца A_0 соответствует его проекция A' . Влияние конечности шатуна сказывается в том, что при указанном положении кривошипа поршень смещается вправо от точки A'



Фиг. 41.

в точку A на величину, обозначенную на фиг. 41 отрезком ξ . Для нахождения точки A необходимо провести дугу радиусом, равным длине шатуна L , из центра M , соответствующего мгновенному положению кривошипа машины.

Ввиду того, что большая длина шатуна обычно не позволяет проводить циркулем дуги окружностей указанного большого радиуса, для этой цели необходимо предварительно изготавливать шаблоны (которые можно например вырезать из ватманской бумаги). Однако метод шаблонов не является достаточно точным, что затрудняет построение золотниковых диаграмм. Для облегчения учета конечности шатуна проф. Бриксом был разработан очень удобный геометрический метод, сущность которого заключается в следующем.

Величина поправки, как ясно из фиг. 41, может быть выражена следующей формулой:

$$\xi = L(1 - \cos \alpha).$$

С другой стороны, та же фигура позволяет выразить α в зависимости от L , R и угла поворота кривошипа ω следующим образом:

$$\sin \alpha = \frac{R \cdot \sin \omega}{L}.$$

Определяя на основании этой формулы $\cos \alpha$ и подставляя в предыдущее уравнение, получаем:

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \frac{R^2 \cdot \sin^2 \omega}{L^2}}; \quad \xi = L \left(1 - \sqrt{1 - \frac{R^2 \cdot \sin^2 \omega}{L^2}} \right).$$

Разлагая выражение квадратного корня в ряд и ограничиваясь первыми двумя членами ряда, находим:

$$\sqrt{1 - \frac{R^2 \cdot \sin^2 \omega}{L^2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{R^2 \sin^2 \omega}{L^2},$$

откуда:

$$\xi = \frac{R^2}{2L} \cdot \sin^2 \omega.$$

Для геометрического построения отрезка ξ проф. Брикс применяет прием, поясняемый фиг. 42. Здесь положения кривошипа



Фиг. 42.

отмечаются на окружности проведенной из центра O радиусом, равным радиусу кривошипа (например точка a). Далее, из центра O' , смещенного вправо на величину $R^2:2L$, проводится вторая окружность (тем же радиусом), на которую сносится горизонтально положение пальца кривошипа (например точка a сносится по горизонтали в точку b). Через последнюю точку проводится из центра O' прямая, которая продолжается до пересечения с первой окружностью (линия $O'c$). Легко видеть, что получаемый при таком

построении треугольник abc прямоуголен, так как сторона ac ввиду близости точек a и c может без заметной ошибки быть принята за касательную к окружности O в точке c . При этом угол abc равен углу ω . Далее, так как сторона ab , равная горизонтальному смещению кругоз, выражается величиной $R^2:2L$, то сторона ac очевидно равна:

$$ac = ab \cdot \sin \omega = \frac{R^2}{2L} \sin \omega.$$

Опускаем из точки c перпендикуляр на основную горизонталь, находим пересечение этого перпендикуляра с стороной ab построенного нами треугольника (точка d). Ввиду того, что угол acd также является равным ω , отрезок ad определяется из прямоугольного треугольника acd в виде следующей величины:

$$ad = ac \cdot \sin \omega = \frac{R^2}{2L} \sin^2 \omega.$$

Таким образом отрезок ad представляет собой искомую поправку ξ .

Итак построение положений поршня по методу проф. Брикса можно описать следующим образом:

1) строим кривошипный круг O и второй такой же круг, смещенный относительно первого на величину $OO' = R^2:2L$;

2) на круге O отмечаем ряд положений кривошипа и сносим их по горизонтали на окружность O' ;

3) проводим прямые из центра O' через проведенные точки до пересечения с окружностью O ;

4) из точек пересечения опускаем перпендикуляры на основную горизонталь, каковые определяют положения поршня. Так, на фиг. 42 положение кривошипа a отвечает положению поршня A , причем фиг. 42 указывает, что построения методом Брикса и непосредственной засечкой дугой радиуса L дают совершенно тождественные результаты.

На фиг. 42 произведено также построение ряда точек, отвечающих другим положениям кривошипа.

Итак, практическое построение диаграммы Цейнера сводится:

- 1) к выбору желательных элементов парораспределения;
- 2) к определению (графическому) угла установки золотника;
- 3) к графическому определению величин перекрышей в верхней и нижней полостях.

Помимо этого, должно быть произведено подробное согласование всех элементов друг с другом, имея в виду также желательные изменения парораспределения в верхней и нижней полостях. Такое согласование не всегда бывает простым и частично заставляет изменять избранные величины, даже отступая за пределы рекомендуемых практикой норм. Окончательную установку элементов парораспределения можно считать законченной лишь после построения объемной диаграммы, которая позволяет вывести заключение о том, что выбранные моменты парораспределения не вносят ненормальных особенностей в форму отдельных участков индикаторной диаграммы и производят достаточно равномерное распределение мощности по цилиндрам.

Построение цейнеровской диаграммы было произведено нами в произвольном масштабе, вследствие чего все элементы золотника (радиус эксцентриситета, открытие окон, величины перекрышей) имеют пока только относительное значение. Методы определения масштаба диаграммы, а с ним и абсолютной величины всех указанных элементов будут разъяснены нами ниже.

§ 27. Золотниковая диаграмма Мюллера-Рело

Золотниковая диаграмма Мюллера-Рело основана также на некоторых геометрических свойствах окружности, проведенной радиусом эксцентриситета r (фиг. 43). Проведя диаметральною линию

$X-X$ под углом опережения δ к вертикали, против вращения машины, легко видеть, что перпендикуляр, опущенный из произвольного положения мотыля II (при отклонении мотыля на любой угол γ от мертвой точки), представляет собой величину перемещения золотника из своего среднего положения. Действительно, положение эксцентриситета, соответствующее верхней мертвой точке мотыля I , при угле установки $90^\circ + \delta$ отвечает направлению $O-I$. При повороте на угол γ мотыль перейдет в положение II , а эксцентриситет — в положение oa' , и перемещение золотника из среднего положения определится проекцией ob' радиуса oa' на вертикальную линию движения золотника и поршня. Опустив из точки a перпендикуляр на линию $X-X$, легко доказать, что треугольники oab и $oa'b'$ равны (так как $oa = oa' = r$; $\angle oba = \angle ob'a' = 90^\circ$ и $\angle oab = \angle a'ob' = 90^\circ - \gamma - \delta$); следовательно, $ab = ob'$, что и необходимо было доказать.

Изложенный вывод позволяет описать построение диаграммы Мюллера-Рело следующим образом: наметив вертикальную линию движения поршня и золотника, проводим прямую XX под углом опережения δ . Далее отмечаем величины паровпускных и паровыпускных перекрышей, как указано на фиг. 44, проводя прямые, параллельные линии XX и отстоящие от последней на расстояниях, равных величинам указанных перекрышей. Паровпускной перекрыш l_0 отвечает впуску в верхнюю полость цилиндра и l_u — в нижнюю. Паровыпускные перекрыши при их положительной величине откладываются в противоположную от диаметра сторону (например l_0 для выпуска из верхней полости и l_u — из нижней). В случае наличия недокрышей они откладываются с той же стороны, что и впускные перекрыши.

Моменты парораспределения отмечаются по диаграмме следующим образом (для верхней полости):

I_0 — начало (предварение) впуска;

S_0 — линейное опережение впуска, т. е. линейное открытие канала золотника в то время, когда поршень находится в мертвой точке. Величину этого открытия отмечаем, проводя окружность, касательную к прямой паровпускного перекрыша в верхней мертвой точке кривошипа.

Начиная от положения мотыля I_0 , открытия золотниковых окон изображаются на диаграмме заштрихованными линиями. Наибольшее открытие достигается при положении мотыля MM . Далее следуют:

положение II_0 — отсечка в верхней полости;

положение III_0 — начало выпуска в верхней полости;

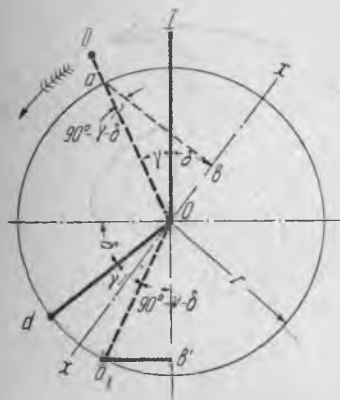
положение IV_0 — начало сжатия в верхней полости.

При практическом построении диаграммы мы поступаем так же, как это имело место и в построении диаграммы Цейнера, а именно:

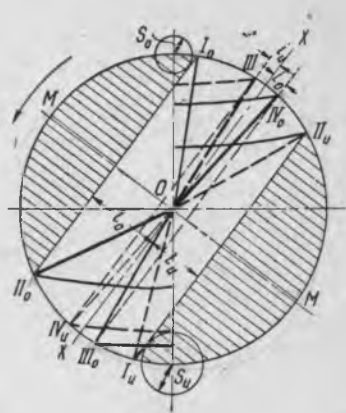
задаваясь положениями впуска и отсечки, определяем угол опережения δ и паровпускной перекрыш. После задания величины сжатия или предварения выпуска определяем величину паровыпускного перекрыша, а затем вторую из указанных величин.

Все элементы парораспределения подлежат подробному согласованию, а также возможному выравниванию парораспределения в верхней и нижней полостях цилиндра. Учет конечности длины шатуна ведется таким же точно образом, как это указывалось при построении диаграммы Цейнера. Диаграмма Мюллера дает несколько бóльшую точность построения положений кривошипа при выпуске и сжатии, чем диаграмма Цейнера.

Помимо описанных методов графического построения картины парораспределения, существуют также и другие способы построения



Фиг. 43.



Фиг. 44.

ния золотниковых диаграмм (так называемые эллиптические диаграммы). Диаграммы Цейнера и Мюллера наиболее часто применяются в практике проектирования морских машин.

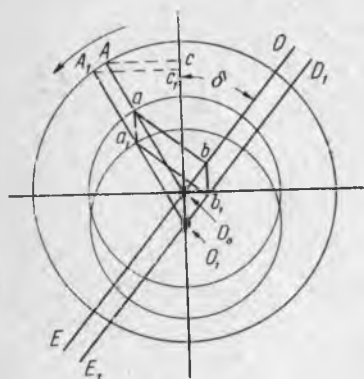
§ 28. Диаграмма Брикса

Проф. Брикс предложил удобный способ построения золотниковой диаграммы, с учетом конечности как шатуна, так и золотниковой тяги. Диаграмма Брикса имеет сходство с диаграммой Мюллера и может быть разъяснена следующим образом: в обычной диаграмме Мюллера отмечаются две концентрические окружности, проведенные из общего центра O_0 ; одна из них — радиусом, равным длине кривошипа R , и другая — радиусом эксцентрика r (фиг. 45).

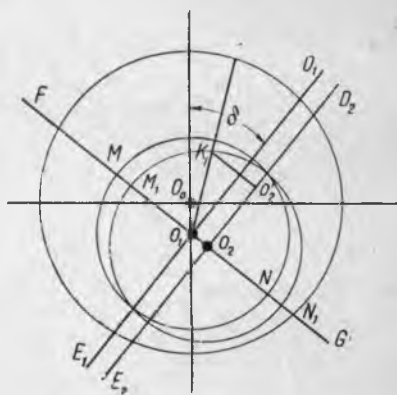
Положение поршня при заданном направлении кривошипа O^0A определяется (без учета влияния конечности шатуна) точкой c . Для учета конечности шатуна центр O_0 смещается вниз, в точку O_1 ($O_0O_1 = R^2:2L$) и проводится вектор O_1A_1 , параллельный O_0A . Положение поршня теперь определится точкой c_1 .

Перемещение золотника определяется отрезком ab перпендикуляра, опущенного из точки пересечения направления мотыля с эксцентриковой окружностью на наклонный диаметр ED , проведенный через O_0 под углом δ против вращения машины.

Для упрощения построений сместим эксцентриковую окружность в центр O_1 . Тогда для построения величины смещения золотника достаточно провести лишь направление кривошипа O_1A_1 и опустить перпендикуляр из точки a_1 на наклонный диаметр E_1D_1 , проведенный через полюс O_1 .



Фиг. 45.



Фиг. 46.

Действительно, отрезок a_1b_1 является смещенным вниз параллельно самому себе на величину $R^2:2L$ отрезком ab .

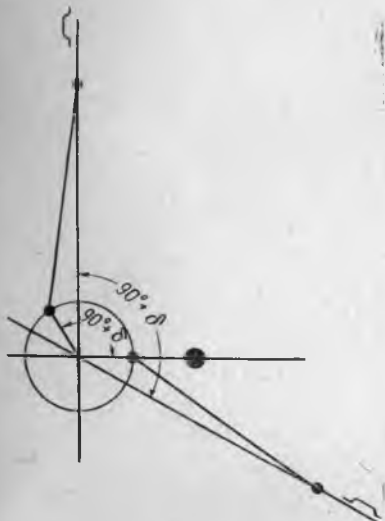
При указанном построении не учитывается конечность эксцентриковой тяги, также влияющей на положение золотника между его крайними положениями.

Построив указанным выше способом двуцентровую диаграмму, мы видим (фиг. 46), что крайние положения золотника характеризуются точками M и N . Промежуточные же перемещения — промежуточными точками, лежащими между M и N . Поэтому линию FG можно считать условно линией движения золотника, повернутой против вращения машины на угол $90^\circ + \delta$.

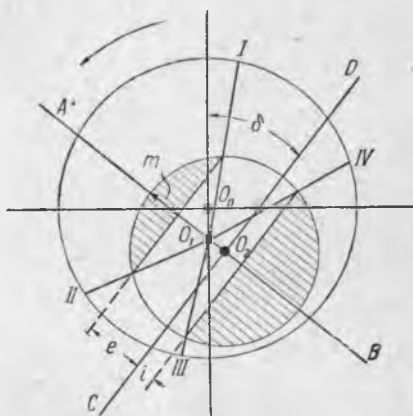
В этом случае для сохранения прежней связи между положениями золотника и эксцентрика необходимо считать (фиг. 47) эксцентрик также повернутым на угол $90^\circ + \delta$, т. е. эксцентрик совмещается с кривошипом.

Для учета конечной длины тяги отложим отрезок O_1O_2 , равный поправке Брикса ($r^2:2l$). В сторону верхней мертвой точки золотника N и через центр O_2 проведем окружность радиусом r .

В этом случае перемещения золотника могут отсчитываться по золотниковому кругу O_2 между крайними положениями M_1N_1 при среднем положении O_2 ; при этом отрезок O_2O_1 является поправкой Брикса, откладываемой, как это следует из правила Брикса, в сторону эксцентрика (т. е. в сторону нижнего положения золотника). Для определения отклонения золотника от среднего положения при заданном направлении кривошипа (а следовательно и совмещенного с ним эксцентрика), согласно правилу Брикса,



Фиг. 47.



Фиг. 48.

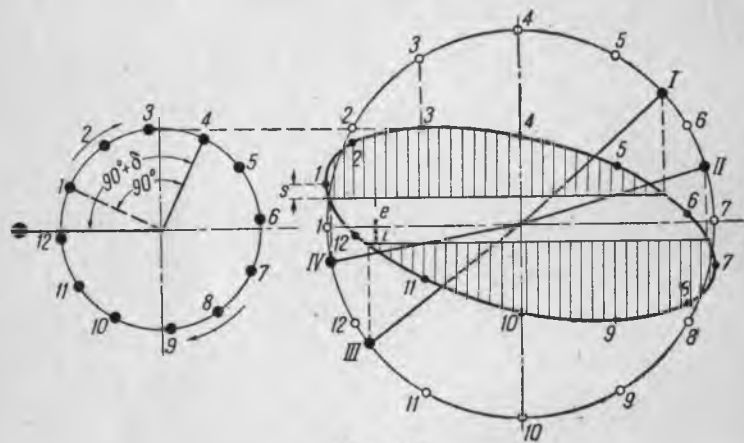
необходимо рассматривать точку O_1 как вспомогательный центр (полюс) и, найдя пересечение проведенного из этого полюса направления с золотниковым кругом O_2 (в точке K_1), опустить из последней точки перпендикуляр на наклонный диаметр E_2D_2 . Отрезок K_1O_2' определяет искомое перемещение золотника. Как и следует из смысла поправки Брикса, при направлениях O_1M и O_1N золотник находится в своих крайних положениях (поправка равна нулю), и при направлении кривошипа и эксцентрика O_1D_1 (т. е. при повороте эксцентрика на 90° от мертвой точки) поправки определяются отрезком $r^2:2l$.

Таким образом общее правило построения так называемой бицентральной диаграммы Брикса состоит в следующем (фиг. 48): вычерчиваем из центра O_0 круг кривошипа R , смещаем центр

в точку O_1 ($OO_1 = R^2:2L$); через точку O_1 проводим наклонную прямую AB (условная линия движения золотника). От точки O_1 по направлению к верхнему положению золотника откладываем отрезок $O_1O_2 = r^2:2l$ и из центра O_2 проводим окружность эксцентриситетов (радиусом r). Далее, параллельно наклонному диаметру CD проводим линию перекрышей e и i (для верхней полости). После этого положения золотника и открытия окон определяются, как в диаграмме Мюллера (O_1I — предварение впуска, s — линейное опережение впуска, m — наибольшее открытие окна, O_1II — отсечка впуска, O_1III — предварение выпуска, O_1IV — начало сжатия). Отсчеты положений золотника от среднего производятся по отрезкам перпендикуляров, опущенных из точек эксцентрикной окружности на наклонный диаметр CD .

§ 29. Эллиптическая золотниковая диаграмма

Проведем две окружности радиусами, равными длине мотыля R и эксцентрика r , и разделим обе окружности на одинаковое число равных частей, пронумеровав их, с учетом угла установки



Фиг. 49.

эксцентрика, соответствующими друг другу цифрами (эксцентрик следует повернуть назад на 90°). Определив для каждого положения кривошипа положение поршня (если желательно — с учетом конечности шатуна), отложим на перпендикулярах, восстановленных в различных точках положения поршня, соответствующие величины отклонения золотника вверх и вниз от среднего положения. Полученная таким путем эллиптическая кривая представляет также золотниковую диаграмму. Пользуясь зависимостью, существующей между перемещением золотника x , открытием окна m

и перекрытием e , можно написать: $x = m + e$; поэтому отложим вверх и вниз от горизонтали прямые e и i .

Тогда заштрихованные зоны представят, как в диаграмме Мюллера, открытия окон. Эллиптическая диаграмма может служить для исследования парораспределения, подобно всем другим золотниковым диаграммам.

Так, например, моменты предварения впуска, отсечки, предварения впуска и сжатия отмечаются точками I, II, III, IV и линейное опережение впуска — отрезком s . Эллиптическая диаграмма является очень полезной при исследовании и расчете парораспределения машин, у которых привод золотника производится не от простого эксцентрика, но от более сложных устройств (приводы Гакворта, Клуга и др.), а также при исследовании прямоточного парораспределения.

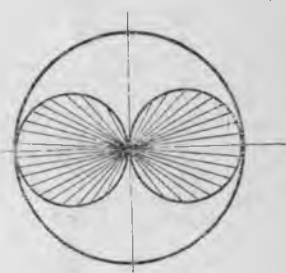
§ 30. Основные системы золотников

Простые золотники, не имеющие перекрышей, как было выяснено выше, характеризуются тем, что степень наполнения цилиндра паром в периоде впуска при этой системе равна 100% , что крайне неэкономично. С другой стороны, при простых золотниках чрезвычайно облегчается реверс (изменением подвода пара). Эти свойства ограничивают область применения простых золотников машинами мелких часто реверсируемых вспомогательных механизмов (лебедки, краны, рулевые машины).

Золотниковые диаграммы простого золотника строятся обычными описанными выше методами; угол опережения δ в данном случае равен нулю, точно так же, как впускные и выпускные перекрыши (фиг. 50).

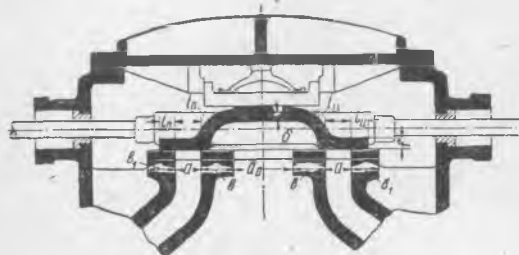
Нормальные плоские золотники (фиг. 51) непригодны при высоких давлениях, так как испытывают при этом большую нагрузку на рабочую поверхность, что способствует их износу. Вследствие этого плоские золотники применяются при давлениях пара в золотниковой коробке до 8 кг/см^2 .

Цилиндрические и поршневые золотники (фиг. 52) являются разгруженными от давлений пара и потому менее изнашиваются. Как видно из фиг. 52, золотник этого типа представляет собой тело вращения, образованное профилем обыкновенного золотника с перекрышами, и является пригодным как для внешнего, так и для внутреннего подвода пара. Золотниковые окна поршневых золотников устраиваются во вставных втулках в виде отверстий, показанных на фиг. 53.

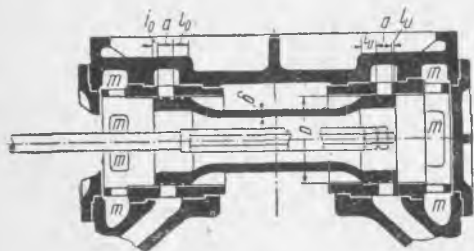


Фиг. 50.

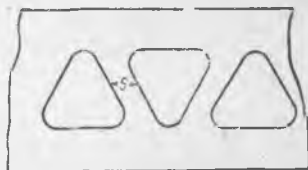
Площадь золотниковых окон делается в этом случае несколько большей, чем у плоских золотников (на 10—30%) ввиду более извилистого пути пара. Внутренний диаметр цилиндрической золотниковой втулки увеличивают на 25—35% против ее диаметра, рассчитанного по чистому сечению канала. Поршневые и цилиндрические золотники почти без исключения ставятся в цилиндрах высокого давления машин компаунд и в ц. в. д. и ц. с. д. машин тройного расширения.



Фиг. 51.



Фиг. 52.

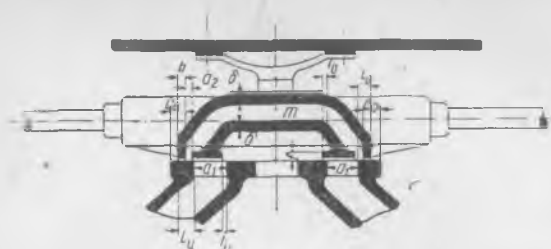


Фиг. 53.

ника. В случае необходимости уравнивать величины эксцентриситетов данного цилиндра с другими диаметр поршневого золотника может быть соответственно увеличен или уменьшен, чем изменяется ход золотника, а следовательно, и его эксцентриситет.

§ 31. Золотники с двойным впуском пара, золотники с двойным и тройным впуском и выпуском пара

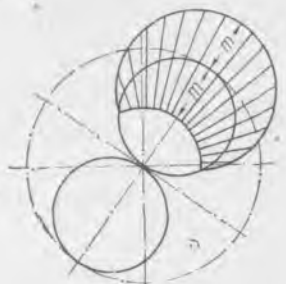
Золотник Трика (фиг. 54). Этот золотник имеет внутренний канал *m*, дающий дополнительный впуск пара в требуемую полость цилиндра. Так, например, в указанном на фиг. 55 положении впуск пара в левую полость производится двояким путем, а именно — непосредственно из золотниковой коробки, а также через внутренний канал. Величины перекрышей и элементов парораспределения золотником Трика определяются так же, как и в случае плоского золотника, но величина открытия каналов для впуска пара получается двойной, вследствие чего золотниковая диаграмма принимает



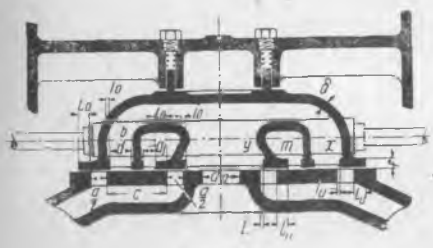
Фиг. 54.



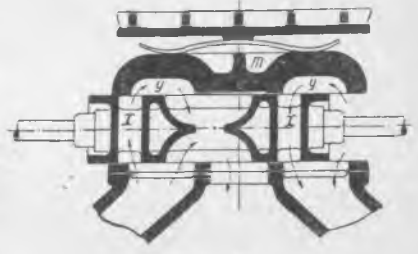
Фиг. 55.



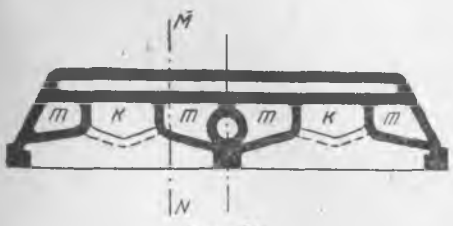
Фиг. 56.



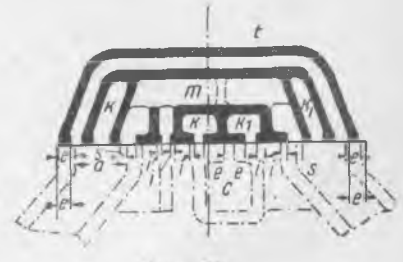
Фиг. 57.



Фиг. 58.



Фиг. 59.



Фиг. 60.

вид, изображенный на фиг. 56. При этом эксцентриситет может быть также уменьшен при сохранении прежней суммарной площади открытия впускных окон, весь же масштаб золотниковой диаграммы увеличивается вдвое. Выпуск пара в золотнике Трика остается простым, что является отрицательным свойством его. Золотник Трика может выполняться как плоским, так и цилиндрическим.

Этим недостатком не обладает золотник Пенна (фиг. 57), в котором паровые каналы золотникового зеркала разбиты на две части, соответственно чему и поля золотника состоят из двух частей, представляющих как бы отдельные золотники. Таким образом в золотнике Пенна (выполняемом всегда плоским) каждая плоскость цилиндра имеет двойной впуск и двойной выпуск пара, чем ход золотника уменьшается вдвое; при этом золотниковые диаграммы совершенно не изменяют своего вида, но лишь увеличивают вдвое масштаб. Подвод пара для впуска в золотнике Пенна осуществляется к крайним каналам непосредственно из золотниковой коробки и к средним — также из золотниковой коробки через специально устроенные в золотнике поперечные проходы. Золотник Пенна допускает также и устройство внутреннего подвода пара и широко применяется в цилиндрах низкого давления морских машин тройного расширения.

Аналогично золотникам Пенна действуют плоские золотники с крышками (фиг. 58). Эти золотники проектируются как нормальные плоские, но выполняются в виде задвижек, плотно пригнанных между золотниками и особой крышкой, снабженной двумя камерами y и прижимаемой к золотнику тарельчатой пружиной. Золотник имеет внутренние сквозные пролеты x , могущие сообщать паровпускные, а также паровыпускные каналы с крышечными камерами y . Путь пара при распределении описанным золотником указан на фиг. 58 стрелками. Как ясно из фиг. 58, устройство крышки и внутренних каналов x приводит к двойному впуску и двойному выпуску пара, что позволяет и в этом случае уменьшить вдвое эксцентриситет.

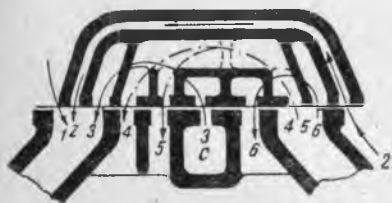
На фиг. 59 и 60 изображен один из новейших типов многопролетных золотников (Гохвальда). Фиг. 59 представляет поперечное и фиг. 60 — продольное сечение этого золотника. Как видно из фигур, подвод свежего пара производится с одной стороны снаружи золотника и с другой — через особый внутренний канал или камеру C . Выпускной канал разбит на три пролета. Золотник имеет внутренний триковский канал t , перепускные каналы m и две внутренние камеры K, K_1 , разделенные поперечными стенками.

Камеры K разделены, как видно из чертежа, на две полости, имеющие между собой внутреннее сообщение, причем каждая из этих полостей имеет у золотникового зеркала открытый пролет.

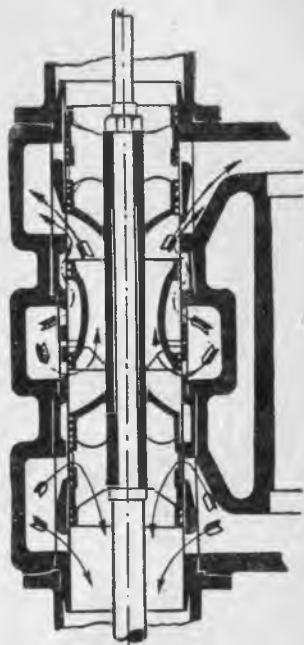
Точно так же устроены и камеры K_1 . На фиг. 61 золотник Гохвальда изображен в сдвинутом положении, причем пути пара для впуска обозначены стрелками 4, 5 и 6.

Приведенная схема указывает, что золотник Гохвальда осуществляет тройной впуск и тройной выпуск пара, позволяя уменьшать втрое рассчитанный по золотниковой диаграмме эксцентриситет. Расположение внешних перекрышей e и внутренних i обозначено в сечении на фиг. 60.

Фиг. 62 изображает один из типов цилиндрических золотников Гохвальда, осуществляющий двойной выпуск пара. Последний производится непосредственно через впускное окно, а также через специально устроенные кольцевые выточки в стенке втулки золотника. Подвод пара в изображенном золотнике применен внутренний. Пути пара для впуска обозначены пунктирными стрелками, а для выпуска — сплошными.



Фиг. 61.



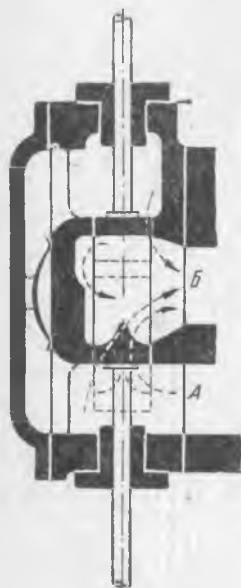
Фиг. 62.

Золотники описанной системы обладают тем преимуществом, что полости свежего и отработавшего пара в них разделены несколькими перекрывающимися канал кромками. Это в значительной мере уменьшает пропуски пара от неплотности пригонки золотника к зеркалу. В описанных выше системах Пенна и Трика полость свежего пара отделена от отработавшего лишь одной перекрывающей кромкой, причем применение многократного впуска и выпуска в этих системах сокращает длину перекрышей в два или три раза, что еще более усиливает опасность пропусков.

Описанные свойства золотников Гохвальда имеют значительные преимущества при применении этой системы в машинах высокого давления.

§ 32. Золотники системы Эндрьюса и Камерона

В этой системе каждый цилиндр обслуживается четырьмя золотниками (отдельные золотники для впуска и для выпуска у каждой полости цилиндра). Такое расположение позволяет максимально приблизить золотники к цилиндрам и сократить длину паровых каналов, а вместе с тем и вредное пространство. Схема конструкции золотника этой системы изображена на фиг. 63:



Фиг. 63.

канал *A* — свежего пара, канал *B* — для впуска в цилиндр. Золотник имеет форму задвижки и сходен по конструкции с описанным выше золотником с крышкой. На фиг. 63 указаны два положения золотника: полное закрытие (сплошными линиями) и открытое положение для впуска (пунктиром). Как и в описанных выше системах, золотник обладает многократным впуском пара; путь пара при впуске указан пунктирными стрелками. Таким образом ход золотника Эндрьюса и Камерона значительно сокращается. Форма стенок задвижки разработана таким образом, чтобы струя входящего пара имела плавное направление, обеспечивающее наименьшие гидравлические сопротивления при впуске. Особенностью описываемого золотника является также его общая форма; ширина полей золотника равна длине паровпускных перекрышей. Если представить себе привод золотника Эндрьюса и Камерона от

обычного эксцентрикового механизма, то общая зависимость между перемещением золотника x , открытием окна m и перекрытием e сохраняется, т. е.:

$$x = m + e,$$

что дает возможность строить золотниковые диаграммы обычным методом, причем каждый из золотников цилиндра (например впускной) управляет лишь двумя элементами (например предварением впуска *I* и отсечкой *II*); вследствие этого диаграмма каждого отдельного золотника определяется лишь одним золотниковым кругом.

Привод к золотникам Эндрьюса и Камерона будет описан ниже. Работа золотников Эндрьюса и Камерона встречает в иностранной литературе благоприятные отзывы, особенно для быстроходных машин. Однако некоторые из наших известных теплотехников (инж. В. А. Семека) приписывают данной системе ряд недостатков (сложность

привода, большую площадь сечения паровых каналов) и считают литературные сведения не совсем верными. В нашем флоте мы не имеем золотников Эндрьюса, а потому и не можем дать ответа на вопрос об их эксплуатационных качествах.

ГЛАВА IV

ЗОЛОТНИКОВЫЕ ПРИВОДЫ

§ 33. Общие требования, предъявляемые к золотниковым приводам

Морские машины, служащие главными двигателями судна, должны обладать способностью при необходимости удобно и быстро реверсироваться, т. е. изменять направление своего вращения. Помимо этого, необходимо иметь возможность работы при уменьшенных мощностях. Понижение мощности, которое должно иметь место только при маневрах, продолжающихся лишь непродолжительное время, обычно производится частичным прикрыванием впускного парового клапана. Этот метод, основанный в принципе на торможении пара, является с экономической стороны конечно несовершенным и может поэтому допускаться лишь в случае кратковременной работы (качественное регулирование). Более рациональным является временное уменьшение мощности путем изменения степени впуска пара в цилиндр высокого давления изменением отсечки или так называемое количественное регулирование.

Оба основных требования — реверсирование и регулирование мощности — выполняются в морских машинах устройством кулис или золотниковых приводов: в вспомогательных механизмах, например в лебедках, брашпилях и шпилях, реверсирование осуществляется либо кулисами, либо изменением подвода пара (последнее связано с обязательным применением неэкономичных простых золотников). Регулирование мощности в вспомогательных машинках достигается либо теми же кулисами, если таковые устроены, либо другими средствами, применяемыми в стационарных машинах, как то: применением переставных эксцентров, прикрытием впускного клапана и т. д.

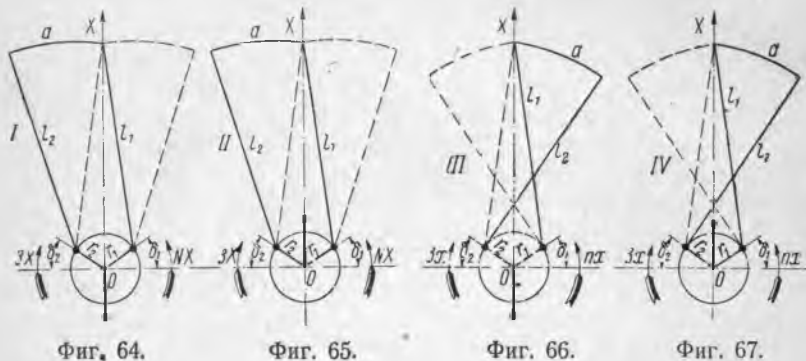
§ 34. Кулиса Стефенсона

Этот золотниковый привод является старейшим по времени своего изобретения. Он является одним из наиболее надежных в действии и, кроме того перед многими приводами имеет преимущество в отношении незначительности износа.

Схемы устройства кулисы Стефенсона изображены на фиг. 64, 65, 66 и 67. Как видно из этих схем, кулиса представляет собой

механизм, состоящий из двух эксцентриков r_1 и r_2 , из которых один служит для переднего хода, а другой — для заднего. Обычно оба эксцентрика делаются равными по величине и установленными с одинаковыми углами опережения δ . Каждый эксцентрик соединен золотниковой тягой с одним из концов кулисного сектора, управляющего движением золотника.

Кулисный сектор может переводиться из одного крайнего положения (обозначенного на схемах сплошными линиями) в другое (обозначенное пунктиром). Расположение тяг применяется открытое (фиг. 64) либо перекрещенное (фиг. 66). Для определения типа тяг эксцентрики должны быть поставлены кверху, что соответствует постановке поршня в верхнюю мертвую точку при внутреннем



Фиг. 64.

Фиг. 65.

Фиг. 66.

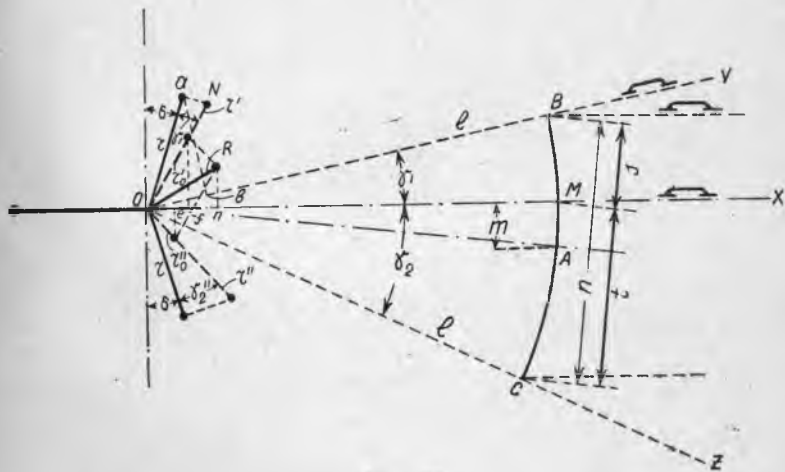
Фиг. 67.

подводе пара и в нижнюю — при внешнем. Второе расположение дает некоторое преимущество в экономии места, но неблагоприятно отражается на правильности элементов парораспределения при промежуточных положениях кулисы. При постановке кулисы в положения, обозначенные на схемах сплошными линиями, золотник, движущийся по линии OX , управляется эксцентриком переднего хода r_1 . Второй эксцентрик при этом не оказывает практически никакого влияния на работу золотника, шток которого приводится в действие непосредственно кривошипным механизмом, состоящим из эксцентриковой тяги l и эксцентрика r_1 .

При постановке кулисы в пунктирное положение золотник управляется эксцентриком r_2 заднего хода. В промежуточных положениях кулисы на работу золотника очевидно оказывают влияние оба эксцентрика одновременно, причем степень преобладания действия каждого из них зависит от близости кулисы к одному из своих крайних положений.

Для исследования движения золотника при совместном действии двух эксцентриков (переднего и заднего ходов) в одном из промежуточных положений кулисы вычертим схему последней, как

указано на фиг. 68, полагая, что центр кулисы A смещен от линии движения золотника на величину m . Эксцентриситеты переднего и заднего ходов считаем равными друг другу. Точно так же считаем равными обе эксцентрикивые тяги. При указанном положении кулисы линии, соединяющие центр вала O с концами кулисного сектора, образуют углы γ_1 и γ_2 . Полагая, что движение золотника происходит по линии OY , мы видим, что в этом случае золотник управляется только эксцентриком переднего хода; вследствие этого перемещение золотника по линии OY равно (считая отношение длины эксцентриксовой тяги l к эксцентриситету



Фиг. 68.

r бесконечно большим) проекции r на направление OY . Ввиду того, что угол aob равен $90^\circ - \delta - \gamma_1$, указанная проекция равна:

$$\xi_1'' = r \cdot \cos(90^\circ - \delta - \gamma_1) = r \cdot \sin(\delta + \gamma_1).$$

Это перемещение отвечает мертвому положению поршня. При отклонении последнего от мертвой точки на угол ω :

$$\xi_1'' = r \cdot \sin(\delta + \gamma_1 + \omega).$$

Выведенная формула отвечает случаю открытых тяг. При перекрытых тягах угол γ_1 должен быть взят с отрицательным знаком.

Перемещение конца B кулисного сектора по направлению, параллельному OX , очевидно будет равно:

$$\xi_1' = \frac{r}{\cos \gamma_1} \cdot \sin(\delta \pm \gamma_1 + \omega).$$

Последняя формула указывает, что перемещение конца B кулисного сектора по направлению, параллельному движению золотника, производится под действием эксцентриситета $r' = \frac{r}{\cos \gamma_1}$, установленного под углом опережения $\delta \pm \gamma_1$. Этот эксцентриситет нанесен по величине и направлению на фиг. 68.

Таким же точно образом перемещения ξ'_2 точки C кулисного сектора по направлению движения золотника машины происходят под действием эксцентриситета $r'' = \frac{r}{\cos \gamma_2}$, установленного с углом опережения $\delta \pm \gamma_2$. Результирующие перемещения действующей точки M кулисного сектора получаются, складывая оба указанные перемещения ξ'_1 и ξ'_2 с учетом отношений плеч рычага BM и MC .

Так, полагая точку C неподвижной, перемещение точки M по линии движения золотника определится как:

$$\frac{CM}{CB} \cdot \xi'_1 = \frac{r}{\cos \gamma_1} \cdot \frac{CM}{CB} \cdot \sin(\delta \pm \gamma_1 + \omega).$$

Обратно, при неподвижном закреплении точки B перемещение M по линии золотника и под влиянием движения точки C выразится следующим образом:

$$\frac{BM}{CB} \cdot \xi'_2 = \frac{r}{\cos \gamma_2} \cdot \frac{BM}{CB} \cdot \sin(\delta \pm \gamma_2 + \omega).$$

Последние два выражения показывают, что действительные перемещения золотника складываются из двух движений, производимых эксцентриситетами:

$$r'_0 = \frac{r}{\cos \gamma_1} \cdot \frac{CM}{CB} \quad \text{и} \quad r''_0 = \frac{r}{\cos \gamma_2} \cdot \frac{BM}{CB},$$

установленными соответственно с углами опережения $\delta \pm \gamma_1$ и $\delta \pm \gamma_2$. Построение этих эксцентриситетов произведено на фиг. 68 следующим образом: из точки a конца эксцентриситета переднего хода восстанавливаем перпендикуляр и отмечаем его пересечение с прямой ON , составляющей с r угол γ_1 .

Отрезок ON очевидно равен $r' = \frac{r}{\cos \gamma_1}$. Далее, уменьшая этот отрезок в отношении $CM:CB$, откладываем полученный таким образом эксцентриситет r'_0 по направлению той же прямой ON .

Таким же образом построен и второй эксцентриситет r''_0 . Для нахождения перемещения золотника необходимо спроектировать концы обоих этих эксцентриситетов на линию OX и обе полученные проекции сложить. Вместо этого можно сложить оба полученные эксцентриситета геометрически, проводя из точки O диагональ параллелограмма, построенного на сторонах r'_0 и r''_0 , и спроектиро-

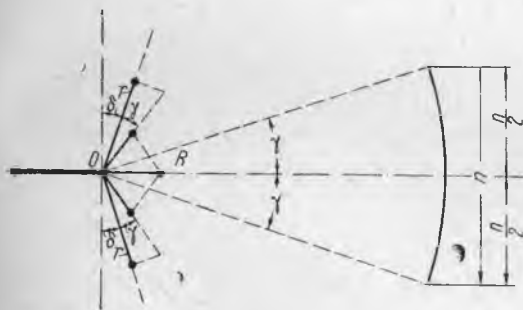
вать полученный таким образом равнодействующий вектор на линию OX .

Изложенное построение указывает, что движение золотника при промежуточном положении кулисы происходит под действием некоторого воображаемого равнодействующего эксцентриситета, величина и угол установки которого могут быть определены построением.

Для исследования кулисы воспользуемся золотниковой диаграммой Цейнера (фиг. 69). Ось MT и соответствующие ей золотниковые круги отвечают эксцентриситету переднего хода. Проводя из точки M горизонталь, находим отрезок MN , пропорциональный длине кулисы (обозначенной на фиг. 69 через $BC = n$). Промежуточному положению кулисы (фиг. 68) соответствует на золотниковой диаграмме отрезок X , определяемый из равенства:

$$X = MN \cdot \frac{s}{n}.$$

Конец равнодействующего эксцентриситета при указанном положении кулисы не лежит на горизонтали MN , но находится в точках либо R_1 (при открытых тягах), либо R_2 (при перекрещенных).



Фиг. 70.

Таким образом для определения величины равнодействующих эксцентриситетов при различных положениях кулисы необходимо вычертить геометрическое место концов этих эксцентриситетов, изображаемое кривыми MPN (для случая открытых тяг) и MP_1N (для перекрещенных). Указанные кривые могут быть с достаточной точностью очерчены дугами окружности, проходящими через точки M ; P ; N (или соответственно — M ; P_1 ; N).

Таким образом для построения диаграммы необходимо определить величину эксцентриситета в среднем положении кулисы.

Обращаясь к фиг. 70, получаем для этого случая:

$$\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma.$$

При этом угол опережения равнодействующего эксцентриситета R равен 90° .

Величина эксцентриситетов r' и r'' определится из равенства:

$$r' = r'' = \frac{r}{\cos \gamma}.$$

Далее:

$$\sin \gamma = \frac{n}{2 \cdot l},$$

откуда:

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \frac{n^2}{4 \cdot l^2}}; \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{\frac{n}{2l}}{\sqrt{1 - \frac{n^2}{4l^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4l^2}{n^2} - 1}}.$$

Далее:

$$r'_0 = r''_0 = \frac{r'}{2} = \frac{r''}{2} = \frac{r}{2 \cos \gamma}.$$

Величина эксцентриситета R проектируется в данном случае на OX в натуральную величину:

$$\begin{aligned} R &= 2r'_0 \cos(90^\circ - \delta - \gamma) = \frac{r}{\cos \gamma} \cdot \sin(\delta + \gamma) = \\ &= \frac{r}{\cos \gamma} (\sin \delta \cdot \cos \gamma + \cos \delta \cdot \sin \gamma) = r \cdot \sin \delta + r \cos \delta \cdot \operatorname{tg} \gamma = \\ &= r \left(\sin \delta + \cos \delta \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{4l^2}{n^2} - 1}} \right). \end{aligned}$$

Стрелка PS дуги MPN на фиг. 69 определяется из равенства:

$$PS = OP - OS = OP - r \cdot \sin \delta = R - r \cdot \sin \delta = \frac{r \cdot \cos \delta}{\sqrt{\frac{4l^2}{n^2} - 1}}.$$

Определив точку P , очерчиваем кривую MPN , как было указано, по дуге окружности.

Для открытых тяг кривая MPN располагается выпуклой стороной вверх и для перекрещенных — вниз (MP_1N). После произведенных на фиг. 69 построений можно произвести исследование свойства кулисы Стефенсона. С этой целью на фиг. 69 для данного отклонения x построены золотниковые круги для равнодействующего эксцентриситета при открытых тягах R_1OQ_1 и при перекрещенных R_2OQ_2 . На чертеже нанесены также круги внешнего и внут-

ренного перекрышей и отмечены для всех трех случаев (крайнего положения кулисы, а также промежуточного положения при открытых и перекрещенных тягах) моменты парораспределения:

A, A', A'' — предварение впуска;

B, B', B'' — отсечка;

C, C', C'' — предварение выпуска;

D, D', D'' — сжатие.

Анализ этих моментов указывает на следующие свойства описываемой кулисы:

1. При постановке кулисы в промежуточное положение отсечка уменьшается, а предварение выпуска и сжатие увеличиваются.

2. В отношении изменения отсечки перекрещенные и открытые тяги дают более или менее близкие результаты.

3. Предварение впуска и линейное опережение впуска при открытых тягах в промежуточных положениях кулисы возрастают, а при перекрещенных — убывают.

В изображенном на чертеже положении в случае перекрещенных тяг выпуск A'' происходит не только без опережения, но даже с запазданием и линейное опережение имеет отрицательное значение. Переменность линейного опережения представляет собой недостаток кулисы Стефенсона, допуская уменьшение отсечки впуска лишь до 40%. С другой стороны, открытые тяги в этом отношении имеют преимущество перед перекрещенными, так как для последних, как мы только что видели, линейное опережение может стать равным нулю или даже принять отрицательное значение.

При проектировании кулисы Стефенсона необходимо иметь в виду следующие практические соображения:

1. Величина эксцентриситета r при крайнем положении кулисы определяется изложенным выше расчетом золотников.

2. Величины эксцентриситетов переднего хода и заднего хода r_1 и r_2 , а также эксцентрикых тяг переднего хода и заднего хода принимают соответственно равными друг другу.

3. Длина эксцентрикых тяг l делается настолько большой, насколько это допускают условия конструкции машины. Этим уменьшается влияние конечности этих тяг на парораспределение.

4. Длина кулисы между цапфами эксцентрикых тяг (фиг. 68) делается равной от 5- до 6-кратной величины радиуса эксцентриситета, взятого при крайнем положении кулисы.

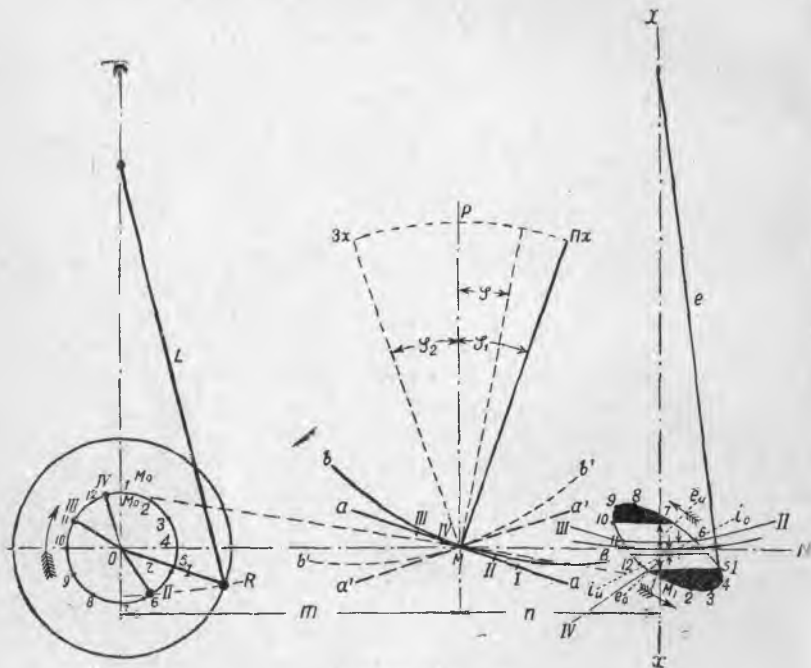
Выбор типа кулисы зависит от расположения машины и поста управления, а также от направления вращения.

Обычно предпочитают открытые тяги, но по эксплуатационным условиям желательно, чтобы при переднем ходе кулисный сектор был откинут назад (от поста управления), так как в противном случае при работе смазчика на средних площадках машины создаются иногда опасные условия.

Направление вращения в одновинтовых суда применяется чаще всего по часовой стрелке, глядя от кормы в нос. Описанные условия, при расположении поста управления по правому борту, часто требуют применения переключенных тяг.

§ 35. Привод Гакворта

Этот привод принадлежит к кулисам с одним эксцентриком. При одном эксцентрике сокращается число трущихся частей машины. Привод дает вполне удовлетворительные результаты и применяется в практике постройки машин, особенно быстроходных.



Фиг. 71.

Схема привода Гакворта изображена на фиг. 71. Золотник движется вдоль линии xx . Движение золотнику передается тягой l , нижний конец которой управляется механизмом, состоящим из эксцентрика r и эксцентрикостанги M_0MM_1 . Промежуточная точка M , делящая длину станги в отношении $m:n$, движется вдоль плоской направляющей aa , наклоненной к горизонтали под небольшим углом φ . В результате конец станги, соединенный шарниром с концом золотниковой станги M_1 , описывает кривую эллипсо-

образной формы, заставляя золотник совершить прямолинейно-возвратное движение в направлении xx .

Направления вращения мотыля, эксцентрика и конца эксцентриковой штанги обозначены на фиг. 71 стрелками. В изображенной на чертеже схеме положения отсечки, предварения выпуска, сжатия и предварения впуска обозначены, соответственно, цифрами I, II, III, IV как на эксцентриковой окружности, так и на направляющей aa , а также на эллиптической траектории конца штанги. В указанном положении отсечки I золотник движется вверх, что отвечает внешнему подводу пара. При этом эксцентрик r совпадает по направлению с кривошипом R . Произведя подобное же построение при угле между r и R , равном 180° , мы нашли бы, что в этом случае при том же положении отсечки I золотник двигался бы вниз, что отвечало бы внутреннему подводу пара.

Регулирование и реверсирование производится поворотом рычага OP из крайних положений в промежуточное. Положение PX соответствует переднему ходу и ZX — заднему.

Конечно, эллиптическую кривую для случая взаимно противоположного направления r и R необходимо построить заново.

Построение эллиптической траектории конца эксцентриковой штанги может быть сделано по точкам, разделив окружность эксцентриситета на равное число частей (обычно берут 12 частей) и заставляя точку M скользить вдоль направляющей aa . На фиг. 71 соответствующие друг другу положения эксцентриситета и конца эксцентриковой штанги обозначены одноименными цифрами ($1, 2, 3...12$).

При проектировании привода длину эксцентриковой штанги и положение промежуточной точки M определяют таким образом, чтобы при постановке эксцентрика в верхние и нижние мертвые положения штанга проходила через середину направляющей aa , а конец штанги лежал бы на линии движения золотника xx .

Вертикальные перемещения конца золотниковой штанги (а вместе с тем и золотника) могут быть вычислены аналитически следующим образом: перемещение точки M складывается из двух составляющих — первая обязана вертикальному перемещению конца эксцентриситета r и вторая — скольжению точки M вдоль направляющей aa . Вертикальное перемещение конца эксцентриситета при угле поворота мотыля, равном ω , очевидно равно:

$$r \cdot \cos \omega.$$

Соответствующее перемещение конца штанги будет изменено в отношении плеч рычагов m и n (причем точку M считаем неподвижной), т. е. будет равно:

$$r \cdot \frac{n}{m} \cdot \cos \omega.$$

Горизонтальное перемещение конца радиуса r при том же угле поворота ω будет равно:

$$r \cdot \sin \omega.$$

Такое же перемещение испытывала бы и точка M , если бы она двигалась по горизонтали (считая длину штанги весьма большой по отношению к величине r). Фактически точка M движется по линии aa , наклоненной к горизонтали под углом φ ; вследствие этого вертикальное снижение (или повышение) точки M будет равно указанному горизонтальному перемещению $r \cdot \sin \omega$, умноженному на $\operatorname{tg} \varphi$, т. е. будет равно:

$$r \cdot \sin \omega \cdot \operatorname{tg} \varphi.$$

Соответствующее вертикальное движение конца штанги M будет увеличено в отношении плеч рычага $m + n$ и m , т. е. будет равно:

$$\frac{m+n}{m} \cdot \sin \omega \operatorname{tg} \varphi.$$

Таким образом полное вертикальное движение золотника будет равно:

$$\xi = r \cdot \frac{n}{m} \cdot \cos \omega + r \cdot \frac{m+n}{m} \cdot \sin \omega \cdot \operatorname{tg} \varphi. \quad (1)$$

Предположив, что золотник управляется некоторым воображаемым эксцентриситетом ρ , установленным с углом опережения δ , мы нашли бы, что перемещения золотника под влиянием указанного эксцентриситета были бы равны:

$$\xi' = \rho \cdot \sin (\delta + \omega) = \rho \cdot \sin \delta \cdot \cos \omega + \rho \cdot \cos \delta \cdot \sin \omega. \quad (2)$$

Полагая, что фиктивный эксцентриситет ρ осуществляет те же перемещения, что и исследованный нами привод Гакворта, мы приходим к выводу, что $\xi = \xi'$, и из сравнения уравнений (1) и (2) получаем два уравнения, дающие возможность определить величину фиктивного эксцентриситета ρ и угла опережения δ :

$$\rho \cdot \sin \delta = r \cdot \frac{n}{m} \quad \text{и} \quad \rho \cdot \cos \delta = r \left(1 + \frac{n}{m} \right) \cdot \operatorname{tg} \varphi.$$

Обратно, задав величины ρ и δ , из полученных уравнений явилось бы возможным определить любые две из следующих переменных: отношение плеч $m:n$, величину угла φ и эксцентриситет r .

Ввиду того, что незначительная перемена угла φ , согласно выведенным формулам, влечет за собой большие изменения отношения плеч $m:n$, рациональнее задаваться последним соотношением, руководствуясь благоприятными условиями для изгибающих усилий, действующих на свободную часть эксцентриковой штанги

(желательно иметь n не более $\frac{1}{2} m$), и далее определять по уравнениям необходимый угол φ и радиус эксцентрика r .

Таким образом проектирование привода Гакворта может быть сведено к проектированию обыкновенного распределения эксцентриком, величина ρ и угол опережения δ которого могут быть предварительно определены по общим правилам проектирования золотников.

Изложенный аналитический метод является, конечно, приближенным, поскольку он не учитывает конечности эксцентриковой и золотниковой штанг. Вследствие этого он может быть применен лишь для предварительного расчета. Окончательное же установление положений золотника требует подробного построения схемы или, что еще лучше, модели привода. Следует отметить, что согласование элементов парораспределения в случае одноэксцентрикковых приводов, вообще говоря, не может быть выполнено с той точностью, как для случая кулисы Стефенсона, причем особенно большие отступления от нормального парораспределения получаются при внутреннем подводе пара.

Установив соотношение плеч n и m и вычертив эллипсоидальную кривую, описываемую концом эксцентриковой штанги, можно определить далее моменты парораспределения и необходимые величины перекрышей. На фиг. 71 моменты парораспределения в верхней полости цилиндра обозначены римскими цифрами: *I* — отсечка впуска, *II* — предварение выпуска, *III* — сжатие, *IV* — предварение впуска.

Построение этих элементов производится следующим образом: выбрав на эксцентриковой окружности положение эксцентриситета r в момент отсечки *I*, отмечаем соответствующее этому моменту положение конца золотниковой штанги (обозначено на фиг. 71 также цифрой *I*). Далее радиусом, равным длине штанги *l*, описываем дугу окружности до пересечения ее с второй ветвью эллиптической кривой *IV*. Соответствующее этой точке положение золотника отвечает предварению впуска (так как в обеих точках *I* и *IV* золотник находится на одной и той же высоте). Определив точку *IV* предварения впуска на эллиптической кривой, находим отвечающее ей положение эксцентриситета (и мотыля) засечкой на эксцентриковой окружности точки *IV* (длиной эксцентриковой штанги). Район движения конца золотниковой штанги, отмеченный на эллиптической кривой черным цветом *IV*, *1*, *2*, *3*, *4*—*I*, отвечает впуску в верхнюю полость.

Вертикальные отрезки между точками эллиптической кривой и проведенной внутри нее дугой окружности *I*—*IV* определяют величины открытий золотника.

Открытие, соответствующее мертвой точке эксцентрика (а вместе с тем и мотыля), равно указанному отрезку, измеренному по

линии XX . Этот последний отрезок представляет величину линейного опережения впуска в верхней полости. Для нахождения величины внешнего перекрыша проведем радиусом l окружность (с центром на линии XX), касательную к горизонтали ON . Очевидно, что при движении нижнего конца золотниковой штанги в любой точке этой окружности золотник находится в одном и том же среднем положении. При положении конца золотниковой штанги в любой точке эллиптической кривой перемещение золотника из среднего положения будет равно радиальному расстоянию между указанной выше окружностью и второй, проведенной через точку кривой, отвечающей принятому положению золотника.

Поставив эксцентрик в верхнее мертвое положение, находим, что отклонение золотника вниз равно расстоянию точки M_1 от горизонтали ON . Вычитая из этого расстояния величину линейного опережения, определяем отрезок e_0 , представляющий в масштабе диаграммы величину внешнего перекрыша в верхней полости. Моменты сжатия и предварения выпуска, а также величину паровыпускного перекрыша можно определить совершенно подобным описанному способом: отметим на эксцентриковой окружности точку II , отвечающую выбранному предварению выпуска, и найдем соответствующую ей точку II на эллиптической кривой. Далее, проводим через последнюю точку дугу радиусом l до пересечения с второй ветвью эллиптической кривой в точке III . Последняя точка соответствует моменту начала сжатия в верхней полости. Перенесение момента начала сжатия на эксцентриковую окружность производится засечкой на последней точки радиусом, равным длине эксцентриковой штанги. Паровыпускной перекрыш определяется как расстояние i_0 между дугами окружностей: проведенной радиусом l через точки II — III эллиптической кривой и окружности того же радиуса, проведенной касательно к линии ON . Изображенный на чертеже случай отвечает положительному внутреннему перекрышу. При отрицательном перекрыше отрезок i_0 был бы расположен на другой стороне от горизонтали.

Наибольшее перемещение золотника от среднего положения вниз определяется очевидно положением наинизшей точки траектории конца золотниковой штанги, снося указанную точку на вертикаль XX дугой окружности радиуса l . Исследование и согласование элементов парораспределения в нижней полости производится совершенно аналогичным образом; соответствующие построения указаны на фиг. 71.

Для исследования парораспределения при заднем ходе направляющая aa должна быть повернута в симметричное положение $a'a'$, после этого следует вычертить новую эллиптическую траек-

торию конца эксцентриковой штанги (располагающуюся симметрично относительно траектории той же точки на передний ход) и обследовать элементы парораспределения, имея в виду уже принятые нами величины перекрышей.

Таким же образом можно обследовать парораспределение при любом промежуточном наклоне направляющей aa как при переднем, так и при заднем ходах.

Поворот направляющей aa в горизонтальное положение ($\varphi = 0$) приводит к нулевой величине угла установки воображаемого равнодействующего эксцентриситета, т. е. отвечает положению „стоп“.

Применение привода Гакворта требует фронтального помещения золотника перед цилиндром. Длина эксцентриковой штанги определяется конструктивными условиями (расстоянием оси золотника от оси цилиндра).

Бауэр рекомендует при проектировании привода Гакворта руководиться следующими соотношениями его частей:

$$\begin{aligned} OM &= \text{от } 5 \text{ до } 7 \cdot r; \\ MM_1 &= 0,5 \cdot OM; \\ M_0M_1 &= \sqrt{r^2 + (OM)^2}; \\ PM &= 6 \text{ до } 8 \cdot r. \end{aligned}$$

Угол φ при полном переднем ходе принимается равным от 15° до 30° . Определение абсолютной величины открытия окон, величин паровых каналов и величин перекрышей производится теми же методами, что и при эксцентриковом приводе.

Все указанные величины могут быть определены ориентировочно предварительным расчетом фиктивного эксцентриситета ρ и угла опережения δ , а также соответствующего выбранной отсечке, и опережению впуска внешнего перекрыша.

Если проектирование ведется без предварительного определения ρ и δ , то ход расчета состоит в вычерчивании схемы привода по эмпирическим данным соотношений его размеров и последующем определении элементов парораспределения указанными выше построениями. Масштаб схемы остается в этом случае неопределенным и должен быть рассчитан по скорости пара и наибольшему открытию окон золотникового зеркала. В этом случае может оказаться, что определенная общим масштабом схемы длина эксцентриковой штанги не соответствует конструктивным условиям машины и должна быть изменена, что в свою очередь влечет за собой необходимость изменения эксцентриситета, соотношения плеч m и n и угла φ (или некоторых из этих величин) с таким расчетом, чтобы при удовлетворительных условиях парораспределения величина открытия окон также была достаточной. Неопределенность такого эмпирического подбора, к сожалению, приме-

няемая в практике, приводит к убеждению, что рекомендуемый нами выше графоаналитический метод, состоящий в предварительном расчете фиктивного эксцентриситета, является более методичным и быстрее приводящим к цели.

Однако следует отметить, что окончательное установление элементов парораспределения и конструктивных размеров привода, подобного кулисе Гакворта, все же требует введения поправок, что требует иногда неоднократного построения схемы привода с целью изыскания наиболее рациональных и точных соотношений его частей.

Исследование работы привода Гакворта при частичном включении кулисы (т. е. при промежуточных значениях угла φ) приводит к следующим заключениям:

1. При выбранном нами методе расчета путем направления эксцентриковой штанги в мертвых точках эксцентрика через ось поворота кулисы линейное опережение впуска остается постоянным при всяких положениях кулисы (т. е. при всяких значениях угла φ). Это свойство кулисы ясно из чертежа, так как при указанном методе расчета положение точки M всегда неизменно, и величина впускного перекрыша также остается постоянной.

Постоянство линейного опережения впуска составляет весьма ценное свойство привода Гакворта, так как допускает работу машины даже при самых малых степенях наполнения цилиндров.

2. При уменьшении угла φ степень наполнения цилиндра уменьшается, а предварение впуска и сжатие увеличиваются.

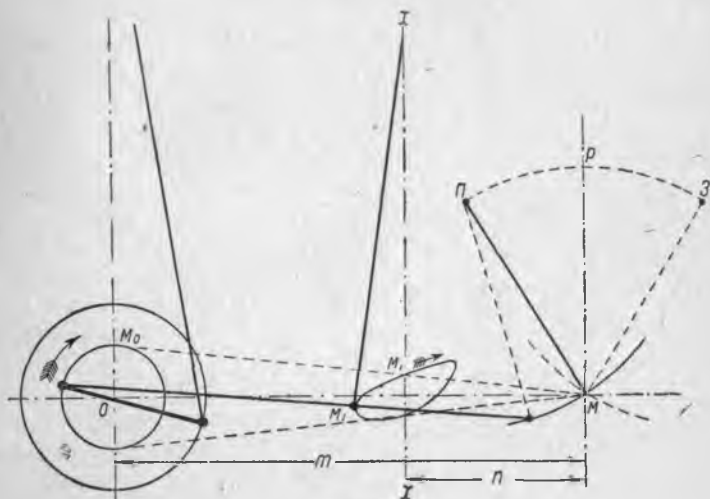
§ 36. Привод Клуга

Привод Клуга отличается от привода Гакворта лишь тем, что вместо скольжения по плоской направляющей aa точка M подвешена шарнирно к рычагу PM (фиг. 71). В результате этого устройства вместо движения по прямой aa описывается дуга окружности bb (или при заднем ходе $b'b'$), что почти не изменяет расчета, но делает несколько более затруднительным осуществление нормальных элементов парораспределения. С другой стороны, привод Клуга имеет преимущество меньшего износа кулисы ввиду исключения из его конструкции плоского ползуна, заменяемого простым шарнирным соединением. Длина подвески PM , по Бауэру, выбирается равной $6-8 \cdot r$.

§ 37. Привод Маршалля (фиг. 72)

Этот привод представляет видоизменение привода Клуга, причем ведущая точка эксцентриковой штанги располагается в этом случае между кулисным валом и кривошипом. При этом эксцен-

трик составляет с кривошипом угол 180° при внешнем и 0° при внутреннем подводе пара. Аналитические выводы, сделанные выше для приводов Гакворта и Клуга, остаются справедливыми также и для привода Маршалля, с той поправкой, что величина отрезка n , входящего в выведенные формулы, должна в последнем случае быть взята с отрицательным знаком.



Фиг. 72.

Линейное опережение впуска в приводе Маршалля также остается постоянным при всех установках подвески PM (при методе построения, указанном на фиг. 72).

§ 38. Комбинированный привод Гейзингера Вальдег

Схема привода, изображенного на фиг. 73, относится к системе, в которой конец золотниковой тяги l приводится в движение от кривокопфа машины, а также от специального эксцентрика r , составляющего с кривошипом R угол 90° .

Для объяснения движения привода и расчета перемещения золотника обратимся к схеме фиг. 73; золотник движется вдоль линии xx ; вертикальные перемещения конца золотниковой тяги l управляются движением рычага ANB , точки B и N которого имеют самостоятельные вертикальные перемещения. Конец B связан серьгой K с кривокопфом машины и совершает (приближенно) прямолинейно-возвратное движение, совпадающее с движением кривокопфа.

Полагая точку N неподвижной, вертикальное перемещение точки A под действием кривокопфа выразим следующей формулой:

$$\xi' = R \cdot \frac{n}{m} \cdot \cos \omega,$$

где: R — радиус кривошипа,
 ω — угол поворота мотыля.

Точка N шарнирно соединена с тягой S , нижний конец которой связан с качающейся вокруг точки M кулисой aa' . Качание кулисы управляется эксцентриком r , сидящим на валу машины и передающим движение кулисе через эксцентриковую тягу g .

Вертикальные перемещения точки a кулисы под действием эксцентрика таким образом равны:

$$\xi = r \cdot \frac{u}{c} \cdot \sin \omega.$$

Эти перемещения передаются тягой S непосредственно точке N рычага AB . Полагая, что точка B неподвижна, перемещения конца золотниковой тяги выражаем так:

$$\xi'' = \xi \cdot \frac{m \pm n}{m} = r \cdot \frac{u}{c} \cdot \frac{m \pm n}{m} \cdot \sin \omega,$$

где знак, стоящий перед n , отвечает внешнему, либо внутреннему расположению золотниковой тяги.

Полное перемещение золотника по вертикали:

$$\xi_0 = \xi' + \xi'' = R \cdot \frac{n}{m} \cdot \cos \omega + r \cdot \frac{u}{c} \cdot \frac{m \pm n}{m} \cdot \sin \omega.$$

Это перемещение может быть выражено, с другой стороны, через воображаемый результирующий эксцентриситет R_e и его угол опережения δ таким же точно образом, как это было нами произведено при исследовании кулисы Гакворта:

$$\xi_0 = R_e \sin (\delta + \omega) = R_e \cdot \sin \delta \cos \omega + R_e \cos \delta \cdot \sin \omega.$$

Отсюда, подобно предыдущему, мы получаем два уравнения,

связывающие величины R_e и δ с элементами проектируемого привода:

$$R_e \cdot \sin \delta = R \cdot \frac{n}{m} \quad \text{и} \quad R_e \cdot \cos \delta = r \cdot \frac{u}{c} \cdot \frac{m \pm n}{m}.$$

Уменьшение отсечки и реверсирование производятся вращением переводного рычага f , передвигающего посредством тяги t конец штанги S вдоль кулисы aa' , что сопровождается уменьшением угла φ или переводом штанги S из положения NN' в симметричное положение NN'' по другую сторону точки M качания кулисы (в последнем случае производится реверсация машины). При окончательном проектировании привода является необходимым вычерчивание его схемы и исследование движения точки A , описывающей сложную кривую, аналогичную исследованным выше кривым траекториям ведущих точек приводов Гакворта, Клуга и Маршалля.

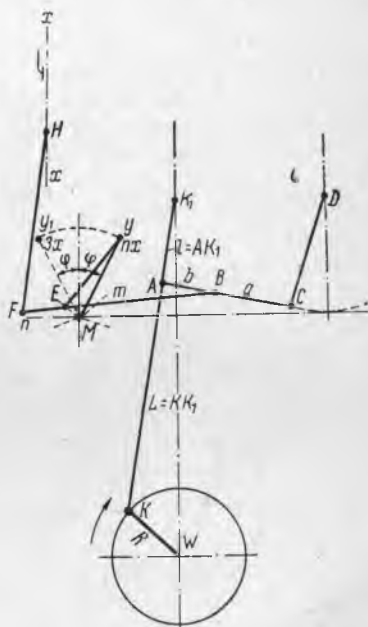
На фиг. 73 положение привода при верхней мертвой точке кривошипа обозначено сплошными линиями и при отклонении кривошипа на угол ω — пунктиром.

Если форма кулисы очерчивается дугой круга радиусом, равным длине штанги S , линейное опережение при включении кулисы в любое промежуточное положение и в этом случае остается постоянным. Привод Гейзингера дает возможность более компактного расположения цилиндров и их золотников.

§ 39. Привод Джоя

Привод Джоя принадлежит к типу безэксцентриковых приводов, в которых движение золотниковой штанги производится одной из точек шатуна.

Схема привода Джоя для крупных машин приведена на фиг. 74. Как видно из этой схемы, привод вполне напоминает маршаллевский, причем движение правому концу штанги сообщается не эксцентриком, а одной из точек шатуна, либо для больших машин одной из точек тяги AC . Привод выполняется как по типу Гакворта (с прямолинейной направляющей кулисы), так и Клуга или Маршалля.



Фиг. 74.

Внутреннее расположение кулисного вала (между золотниковой штангой и шатуном) отвечает внешнему подводу пара, а внешнее расположение — внутреннему подводу.

Вертикальные перемещения золотника, согласно принятым на фиг. 74 обозначениям, выражаются следующей формулой:

$$\xi_0 = R \cdot \frac{a}{a+b} \cdot \frac{n}{m} \cdot \cos \omega + R \cdot \frac{l}{L} \cdot \frac{m \pm n}{m} \cdot \sin \omega.$$

Бауэр рекомендует при проектировании привода Джоя выбирать следующие соотношения размеров его частей:

$KA:K_1K = 0,20 - 0,23$	$BE:KW = 1,5 - 1,65$
$AC:KW = 1,4 - 1,5$	$EF:KW = 0,2 - 0,3$
$BC:AC = 0,5 - 0,6$	$FH:KW = 1,0 - 2,5$
$CD:KW = 1,4 - 1,5$	

Регулирование и реверсирование производятся, как и в приводе Маршалля, поворотом рычага yE из крайних положений в промежуточное. Положение yM соответствует переднему ходу и y_1M — заднему.

Линейное опережение в приводе Джоя также остается постоянным. Отсутствие золотников уменьшает число трущихся частей и допускает компактное расположение цилиндров.

Применяемые иногда другие типы золотниковых приводов (Броуна, Финка, Аллана, Гуча и др.) представляют разновидности уже описанных выше систем с теми или иными видоизменениями, преследующими цель достижения более закономерного парораспределения в машине. Ввиду сравнительной редкости этих кулис мы не входили в их описание, ограничиваясь обзором исследованных выше наиболее распространенных систем.

Одновременно отмечается, что проектирование золотникового привода является осуществлением и разрешением довольно сложной динамической задачи. Независимо от рекомендуемых соотношений частей привода следует тщательно проанализировать динамику движения частей проектируемого привода и наиболее благоприятные конкретные формы, отражающие математические выражения этих движений.

§ 40. Переводные машинки кулис

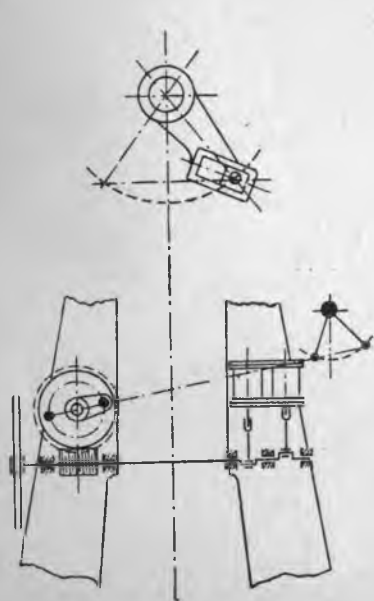
Для перевода кулис из положения переднего хода в положение на задний ход и обратно служат либо ручные приводы, либо в машинах большого размера специальные паровые переводные машинки, наиболее распространенными среди которых являются:

1) Машинки с непрерывным вращением. Схема такой машинки представлена на фиг. 75. Как видно из этого эскиза, переводная

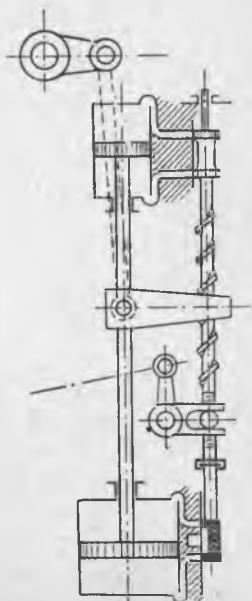
машинка — спаренная, двухцилиндровая, с углом заклинения кривошипов 90° .

Машинка вращает червяк и через посредство последнего — червячное колесо, имеющее кривошипный привод к рычагу реверсивного валика. Машинка снабжена маховиком, который одновременно может служить для ручного перевода кулисы.

Золотники, применяемые в описанного типа машинках, — простые без перекрышей. Реверсирование производится путем изменения



Фиг. 75.



Фиг. 76.

подвода пара с внешнего на внутренний, для чего применяется особая форма поворотных золотников, переводимых в необходимые положения находящейся у поста машиниста ручкой.

2) Прямодействующая машинка Броуна (фиг. 76) состоит из находящихся на общем штоке двух цилиндров: нижний (паровой) цилиндр регулируется простым золотником, перемещаемым из среднего положения в желаемую сторону при помощи ручки и передачи системой рычагов и кривошипов от поста машиниста; верхний цилиндр служит тормозом, осуществляющим плавный ход машины (так называемый катарракт). Этот цилиндр наполнен маслом, перетекающим из одной полости цилиндра в другую через тонкую трубку с большим торможением. Регулирование масляного цилиндра производится поршневым золотником, сидящим на общем

штоке с золотником парового цилиндра. При совместном движении обеих поршней золотниковый шток, имеющий пологую винтовую нарезку, приводится во вращательное движение, благодаря чему ввинчивается в находящуюся на кривошипе привода гайку, вследствие чего возвращается в первоначальное среднее положение (принцип сервомотора).

Такое устройство позволяет производить установку кулисы в любое желаемое положение.

Главные размеры переводных машинок определяются по следующим формулам:

для прямодействующих машинок

$$f \cdot s = C_1 \cdot \frac{Q \cdot r}{p};$$

для машинок с непрерывным вращением

$$f \cdot s = C_2 \cdot \frac{Q \cdot r}{p \cdot n}.$$

Обозначения, указанные в формулах, следующие:

f — площадь поршня машинки (или сумма площадей поршней в двухцилиндровых машинах) в $см^2$;

s — ход поршня в $см$;

Q — наибольшая сила, передаваемая золотниковой штангой, в $кг$;

r — эксцентриситет в $см$;

p — избыточное давление в паропроводе в $кг/см^2$;

n — число оборотов, необходимое для перевода кулисы с переднего на задний ход;

C_1 и C_2 — практические коэффициенты, указанные в следующей таблице:

Таблица 14

C_1	C_2	Тип машины
2,7	6,7	Одноцилиндровые машины
3,8	9,3	Двухцилиндровые машины с 2 мотылями под углом 90°
5,4	13,4	Трехцилиндровые машины с 3 мотылями под углом 120°
7,6	18,6	Четырехцилиндровые машины с 4 мотылями под углом 90°

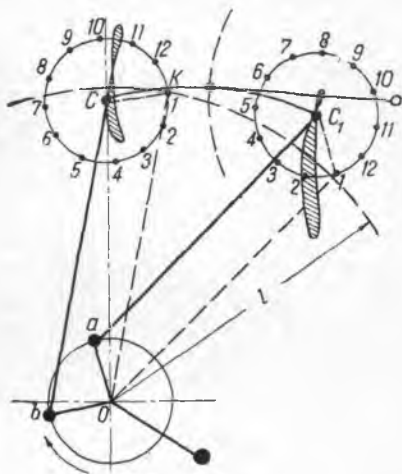
Кривошип переводного валика кулисы изображен на фиг. 76. Как видно из этой фигуры, палец кривошипа закреплен в особом ползуне, который регулируется специальным установочным винтом. Это делает возможным точное регулирование отсечек в машине,

что особенно необходимо после выпуска из постройки для установления равной нагрузки цилиндров на основании данных испытания машины. Остающийся в ползуне запас хода может быть использован в случае необходимости для повышения степени выпуска в ц. в. д., т. е. для увеличения мощности машины.

§ 41. Скольжение кулисы Стефенсона

В предыдущих расчетах и схемах кулисы Стефенсона нами было предположено, что ведущая точка кулисы является неизменной. Однако фактически это не имеет места, и кулисный камень имеет в секторе кулисы некоторое скольжение, что вызывает истирание кулисного камня и вводит небольшие поправки к положениям золотника.

Для исследования этого вопроса проф. К. А. Стриж предлагает пользоваться методом трафарета Альгейлига, поясняемым фиг. 77. На этой фигуре положение кулисного механизма вычерчено (жирными линиями) для произвольного угла поворота кривошипа. Проводя из центра O прямые, параллельные золотниковым тягам, и построив параллелограммы OaC_1l и $ObCk$, мы видим, что направление пунктирных радиусов C_1l и Ck совпадает с соответ-



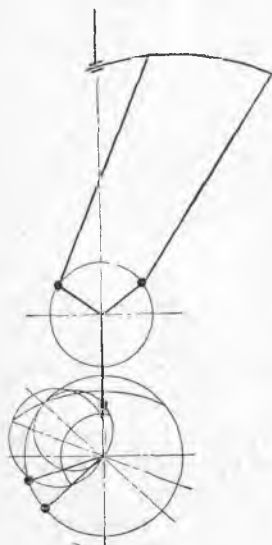
Фиг. 77.

ствующими друг другу направлениями эксцентриков. Эта зависимость сохранится и при всяком другом положении кривошипа, т. е. при вращении эксцентриков. Вследствие этого мы можем описать из центров C и C_1 окружности радиусами, равными эксцентрикам, и, разделив эти окружности на равное число частей, перенумеровать их применительно к соответствующим друг другу положениям эксцентриков (1,1; 2,2; 3,3 и т. д.). Изготовив далее на кальке шаблон, состоящий из этих окружностей (центры которых находятся друг от друга на расстоянии, равном хорде кулисного сектора), и наложив его на чертеж, для изображения пути крайних точек кулисы необходимо установить шаблон в ряд положений так, чтобы одноименные точки шаблона лежали на окружности, описанной из центра O радиусом, равным длине золотниковой

тяги, а точка подвеса двигалась по дуге окружности, описанной радиусом подвесной тяги. Таким образом вычерчиваются две петлеобразные кривые, являющиеся траекториями центров окружностей шаблона C и C_1 , т. е. концов кулисного сектора. Таким же путем можно отметить и траекторию любой точки сектора. Ширина петлеобразных кривых является величиной скольжения камня и определяет перемещение ведущей точки кулисы. Далее, пользуясь указанным выше методом исследования равнодействующих эксцентриксов с применением цейнеровской диаграммы, возможно исследовать влияние скольжения на моменты парораспределения.

§ 42. Условия перегрузки при установке кулисы Стефенсона

Нормально кулиса Стефенсона проектируется с таким расчетом, чтобы при полном переднем ходе кулисный сектор включался до конца, т. е. чтобы движение золотника определялось полностью эксцентриксовым механизмом переднего хода. Такие условия диктуются тем, что наилучшая закономерность моментов парораспределения достигается лишь при полном включении кулисы. Однако указанный метод исключает возможность перегрузки машины. Для возможности осуществления последней необходимо продлить сектор кулисы за предел подвески тяги переднего хода, как указано на фиг. 78. Соответствующие перемещения золотника могут быть исследованы приближенно с применением диаграммы Цейнера или, точнее, пользуясь шаблоном Альгейлига. Таким путем возможно достигнуть перегрузки 10—15% без особого нарушения парораспределения и динамики машины (как это подтвердил доц. А. И. Красотов опытами на пароходе „Восток“).



Фиг. 78.

Таким образом при целесообразной конструкции кулисы Стефенсона допускает как уменьшение мощности, так и перегрузку. Указанный выше недостаток кулисы, состоящий в том, что понижение мощности в данной системе ограничивается сравнительно узкими пределами (минимум отсечки впуска 0,4), в действительности для торговых судов не является недостатком, так как эксплуатация этих судов всегда должна происходить при полной мощности машины, и ши-

рокий диапазон экономических ходов для них лишен существенного значения.

Этим объясняется то, что кулиса Стефенсона получила в коммерческом флоте чрезвычайно широкое распространение.

ГЛАВА V

КЛАПАННОЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ СУДОВЫХ МАШИН

§ 43. Общие сведения

Клапанное парораспределение получило очень широкое распространение уже издавна в стационарных машинах. Преимущества этого парораспределения состоят в его „отчетливости“, т. е. в свойстве осуществлять быстро моменты открывания и закрытия канала, чем значительно сокращается вредное явление торможения пара при впуске в машину. В стационарных клапанных машинах обычно ролик клапана, приводимый в движение от кулачкового вала, взбегает на гребень кулачка и затем, при вращении последнего, мгновенно падает вниз под действием пружины. Таким образом подъем клапана производится более или менее постепенно. Далее клапан остается некоторое время полностью открытым; момент же посадки клапана происходит весьма быстро. Эти условия благоприятно сходятся с условиями втекания пара в цилиндр, в котором пар испытывает наибольшее торможение при впуске, именно в области, близкой к отсечке (в это время поршень имеет наибольшую скорость, а открытие окна для впуска уменьшается до нуля).

В судовых машинах принцип мгновенного захлопывания клапана оказался неприложимым вследствие значительной величины массы клапанов крупных судовых машин, поэтому подъем и опускание клапана регулируются вращающимся кулачком двусторонней формы, либо качающимся кулачком, у которого для подъема и опускания ролика служит одна и та же кромка.

Полного уничтожения торможения пара в момент отсечки в судовых клапанных машинах не достигается; однако более целесообразная форма пути для протока пара вместе с сокращением длины паровых каналов позволяет понизить сопротивление при впуске и, как следствие этого, применить большую степень расширения пара в отдельных цилиндрах. Большим преимуществом клапанов является отсутствие необходимости их смазки. При работе перегретым паром это преимущество становится существенным, но лишь для цилиндра высокого давления. В остальных цилиндрах машин многократного расширения перегрев пара обычно уже отсутствует, ввиду чего золотники здесь выполняют свое назначение вполне удовлетворительно.

Другим преимуществом клапанного парораспределения является значительно меньшее трение, что заметно отражается на механическом к. п. д. машины. Клапаны в области низких давлений приобретают большие размеры и вес. Кроме того, все клапаны имеют в эксплуатации ряд недостатков (коробление, пропуски пара, необходимость притирки после каждых 1000—1500 часов работы, частая смена клапанных штоков).

§ 44. Кинематика и динамика клапанного механизма

Путь клапана, т. е. закон изменения его подъема в зависимости от угла поворота кулачкового вала при заданном профиле кулачка, может быть определен следующим образом (фиг. 79) Проводя различные направления радиуса распределительного вала, изображаем ряд положений катящегося по профилю ролика. Тогда центр ролика описывает кривую, подобную форме профиля и называемую эквидистантой. Проведя через центр наинизшего положения ролика так называемую нулевую окружность, подъем клапана при любом повороте валика определится как отрезок радиуса между нулевой окружностью и эквидистантой. Взяв ряд направлений радиуса и взяв с чертежа соответствующие им подъемы клапана, мы получаем данные для построения „кривой подъемов“ h клапана в функции от углов поворота кривошипного валика θ . Эти построения в равной степени приложимы как к вращающимся, так и качающимся кулачкам.

Фиг. 79.

В дальнейших выводах мы имеем в виду качающиеся кулачки, как наиболее часто встречаемые в судовых машинах.

§ 45. Проверка профиля кулачка на действие сил инерции клапана

При движении клапана на него действуют следующие силы:

- 1) силы веса клапана, шпинделя и пружины G ;
- 2) силы давления пара на клапан P ;
- 3) силы инерции клапана шпинделя и пружины I ;
- 4) силы трения шпинделя клапана во втулке;
- 5) давление пружины R .

Ввиду того, что в судовых машинах применяются клапаны разгруженного типа, силы давления пара могут считаться малыми. Силы трения также невелики. Таким образом в основном на клапан действуют вес, давление пружины и сила инерции. Давление пружины всегда прижимает клапан к седлу. Вес клапана для верхней полости также прижимает клапан, а в нижней — стремится оторвать его от кулачка. Силы инерции на протяжении периода впуска изменяют свое направление. Для того, чтобы парораспределение совершалось закономерно, необходимо, чтобы ни на один момент времени не могло иметь места такое соотношение сил, при котором отрывающие клапан от гнезда силы превышали прижимающие к гнезду. Это условие для верхней полости выполняется, если:

$$P + G + R > I,$$

и для нижней:

$$P + R > I + G.$$

В те же моменты, в которые давление пружины и силы инерции направлены в одну сторону, сумма этих сил и веса (а для нижней полости сумма сил за вычетом веса) определяет наибольшее давление между роликом и кулаком, которое должно лечь в основу расчета ролика, его оси и шпинделя на прочность.

Все указанное убеждает в том, что расчет клапана требует в первую очередь определения закона изменения сил инерции за период впуска (или выпуска, если речь идет о расчете выпускного клапана). Величина этих сил определяется следующим образом.

Построим кривую подъема клапана в функции от угла поворота кривошипного валика:

$$h = f(\theta);$$

тогда скорость клапана по направлению радиуса, проведенного через центр валика и центр данного положения ролика, очевидно, равна:

$$v = \frac{dh}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dh}{d\theta} \cdot \Omega,$$

где Ω — мгновенная угловая скорость валика.

Ускорение клапана по тому же направлению равно:

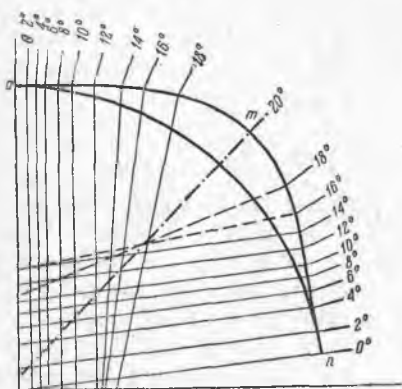
$$\frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dh}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \right) = \frac{d^2h}{d\theta^2} \cdot \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{d^2\theta}{dt^2} \cdot \frac{dh}{d\theta}.$$

Такое выражение весьма неудобно для расчета вследствие переменности угловой скорости $\frac{d\theta}{dt}$. Воспользуемся тем обстоятельством, что между углом θ и углом поворота коленчатого вала α существует функциональная зависимость.

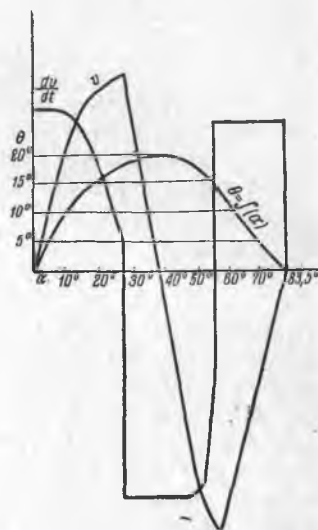
Вследствие этого и подъем клапана является функцией от α , так что:

$$v = \frac{dh}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dh}{d\alpha} \cdot \omega, \quad (1)$$

где ω — угловая скорость коленчатого вала.



Фиг. 80.



Фиг. 81.

Эту угловую скорость можно считать постоянной. Отсюда:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{d^2h}{d\alpha^2} \cdot \omega^2 = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \omega. \quad (2)$$

Из уравнений (1) и (2) следует, что для определения кривой ускорений необходимо произвести двойное графическое дифференцирование кривой подъема клапана, построенной в функции от времени. Практическое проведение этого дифференцирования (путем определения тангенсов касательных к кривой h в различных ее точках) встречает затруднения вследствие незначительной кривизны этой линии и наличия на ней точек перегиба. Поэтому для равномерно вращающихся распределительных валов для нахождения скорости можно применить известную теорему механики о том, что величина скорости v_n , направленной по нормали к эквидистанте, равна произведению угловой скорости валика Ω на отрезок перпендикуляра ρ , опущенного из центра вала на указанную нормаль. Величина же радиальной скорости v определяется произведением Ω на отрезок, отсекаемый нормалью на горизонтальной оси. Применение этой теоремы для машины Ленца затрудняется тем, что

валик испытывает качательное движение, при котором угловая скорость Ω не постоянна. Однако, приняв в соображение то обстоятельство, что угол поворота распределительного валика θ является функцией от угла вращения коленчатого вала α , для определения скорости можно вычертить профиль эквидистанты, откладывая точки этой кривой непосредственно в функции от угла поворота коленчатого вала. При таком построении скорость подъема клапана определится по указанному выше правилу как произведение отрезка, отсекаемого нормалью к эквидистанте на горизонтальной оси, на угловую скорость вала ω .

Такое построение произведено для исследуемого случая на фиг. 80. На этом чертеже вычерчен профиль фиктивного кулака, построенный по снятым с фиг. 79 величинам подъема клапана при углах поворота распределительного валика: $0^\circ, 2^\circ, 4^\circ, 6^\circ, 8^\circ, 10^\circ, 12^\circ, 14^\circ, 16^\circ, 18^\circ, 20^\circ, 18^\circ, 16^\circ, 14^\circ, 12^\circ, 10^\circ, 8^\circ, 6^\circ, 4^\circ, 2^\circ, 0^\circ$. От этих углов по кривой $\theta = f(\alpha)$ (фиг. 81) приходим к углам поворота коленчатого вала.

Пользуясь фиктивным профилем, определяем скорости клапана, отложенные в виде кривой, в функции от времени в диаграмме фиг. 81. Кривая ускорений определяется кривой скорости. Сила инерции, действующая на клапан, определяется выражением:

$$I = \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{G}{g},$$

где β — угол, образуемый в данной точке касательной к кривой скорости;

G — вес клапана и шпинделя;

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести.

Кривая сил инерции нанесена также на фиг. 81. Вес клапана, взятый из таблицы клапанов Ленца, принят равным 4 кг , наибольшая сила инерции (отрицательная) определяется по диаграмме величиною $6,6 \text{ кг}$.

§ 46. Расчет пружины клапана

Для верхней полости цилиндра наиболее опасный момент соответствует точкам, близким к максимуму кривой скорости. В этот момент сила, отрывающая клапан от гнезда, составляет в предыдущем примере: $I - G = 6,6 - 4,0 = 2,6 \text{ кг}$ (в расчете не учтено трение, ослабляющее этот эффект). Таким образом пружина при сжатии 13 мм должна иметь силу сжатия не менее $2,6 \text{ кг}$. По некоторым данным однако пружину рассчитывают на полную величину силы инерции, не принимая в расчет веса, а также неуравновешенного давления пара на обе тарелки клапана. В этом случае сила сжатия при сжатии на $S = 13 \text{ мм}$ должна быть равна

6,6 кг. В начальный момент подъема сжатие пружины должно обеспечивать достаточное противодействие трению шпинделя. Последнее теоретически учесть трудно, почему начальное сжатие можно принять лишь практически (от 3 до 5 кг). По этим данным размеры пружины определяются следующим образом: максимальная сила сжатия, отвечающая наибольшему подъему клапана (18 мм), составит:

$$P_{\max} = 6,6 \cdot \frac{18}{13} = 9,15 \text{ кг.}$$

Основные формулы скручивания спиральных пружин:

$$P = \frac{\pi d^3}{16} \cdot \frac{\tau}{r}; \quad f = \frac{64 \cdot i \cdot r^3 \cdot P}{d^4 \cdot G},$$

где: P — нагрузка в кг;

d — диаметр прутка в см (принят равным 0,6 см);

τ — напряжение на скручивание;

r — средний радиус пружины в см (принят конструктивно равным 8,0 см);

f — стрелка сжатия в см;

i — число витков;

G — модуль сдвига (850 000 кг/см²).

Уравнения содержат три неизвестных: τ , i ; f_0 (где f_0 — начальное сжатие).

Применяя эти формулы для двух случаев: при $f = f_0$ и $f = 1,8 \text{ см} + f_0$, получаем следующие уравнения для определения размеров пружины:

$$\tau = \frac{9,15 \cdot 16 \cdot 4}{\pi \cdot (0,6)^3} = 960 \text{ кг/см}^2; \quad f_0 = \frac{64 \cdot i \cdot (4)^3 \cdot 4}{(0,6)^4 \cdot 850\,000} = 0,15 \cdot i;$$

$$(f_0 + 1,8) = 0,345 \cdot i; \quad f_0 = 1,5 \text{ см}; \quad i = 10.$$

Для нижней полости сила веса также отрывает клапан от гнезда, почему пружина должна быть рассчитана на максимальную нагрузку, равную сумме сил веса и сил инерции (в данном случае $4 + 9,15 = 13,15 \text{ кг}$). Начальная нагрузка для нижней пружины должна быть равна: $4 + 4 = 8 \text{ кг}$. Расчет ведется по тем же формулам.

В необходимых случаях напряжение в пружинах каленой стали допускается до 2600 кг/см².

§ 47. Проектирование профиля кулака по кривым ускорений

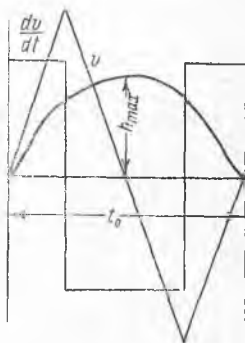
Разработка формы профиля кулака может производиться либо с точки зрения ее наибольшей простоты для обработки (например по дуге окружности или сопряжением дуг окружности и отрезков

прямых), либо исходя из наиболее целесообразных комбинаций действующих на клапан сил. В последнем случае необходим предварительный расчет этих сил и, в частности, задание кривых сил инерции (или кривых ускорений). При этом профиль кулака получается сложной формы, требующей фрезерования на специальных копировальных станках по шаблонам.

К сожалению, вопрос о выработке рациональных форм кривых ускорений не является разработанным систематически, почему в последующем мы ограничиваемся лишь общими руководящими указаниями, которые могут быть приложены к анализу каждого отдельного случая.

Типичные формы кривых ускорения могут быть классифицированы следующим образом:

I случай (фиг. 82). Отложив на оси абсцисс время t_0 , соответствующее полному повороту кривошипа распределительного валика (в пределах угла впуска или выпуска), кривую ускорений задаем из соображения равенства наибольшего положительного и отрицательного ускорений. При этом максимальное ускорение имеет относительно наименьшую величину. Двойное графическое интегрирование кривой ускорений $\frac{dv}{dt}$ приводит сперва к определению кривой скорости v и затем подъемов клапана (т. е. кривой ординат эквидистанты). Ввиду того, что наибольший подъем клапана h_{\max} должен быть задан, из фиг. 82 следуют соотношения:



Фиг. 82.

$$\frac{t_0 \cdot v_{\max}}{2 \cdot 2} = h_{\max}; \quad v_{\max} = \frac{4h_{\max}}{t_0}; \quad \frac{dv}{dt} \cdot \frac{t_0}{4} = v_{\max};$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{4 \cdot v_{\max}}{t_0} = \frac{16 \cdot h_{\max}}{t_0^2}.$$

Кривая подъемов клапана в этом случае не имеет цилиндрической части.

Профиль кулака очерчивается как обертывающая кривая к последовательно вычерчиваемым положениям ролика. Соотношения сил, действующих на ролик, в рассмотренном случае получаются следующими:

а) Для клапана верхней полости в период (1), отвечающий положительной величине ускорения в период подъема, ролик прижимается к кулаку силой:

$$P + I + G + F + R,$$

где: I — сила инерции;

G — вес;

F — сила трения;

R — давление пружины;

P — неуравновешенное давление пара.

В периоде (2) отрицательного ускорения ролик прижимается силой:

$$P + R + G + F - I.$$

В периоде (3) сбегания ролика он прижимается силой:

$$P + R + G - F - I,$$

и, наконец, в периоде (4):

$$P + R + G - F + I.$$

Пружина может быть рассчитана на силу сжатия, равную наибольшей силе инерции I в точке перехода от периода (1) к (2).

В остальных точках сжатие пружины может быть рассчитано пропорционально ординатам кривой подъема.

Сила трения F может быть определена при любом положении ролика следующим образом: первоначально определяется нормальное давление P_n как диагональ параллелограмма сил (радиальной P , определенной выше, и касательной к эквидистанте). Касательная составляющая P_1 силы P_n определяет боковое давление ролика на втулку. Сила трения $F = \mu \cdot P_1$, где μ — коэффициент трения, который можно принять равным около 0,1.

Определив изменения всех указанных сил на протяжении промежутка времени t_0 и произведя их графическое сложение, можно вычертить суммарную кривую сил, прижимающих ролик к кулаку,

б) Для клапана нижней полости прижимающая сила равна:

$$\text{в периоде (1)} \quad P + I - G + F + R,$$

$$\text{в периоде (2)} \quad P - I - G + F + R,$$

$$\text{в периоде (3)} \quad P - I - G - F + R,$$

$$\text{в периоде (4)} \quad P + I - G - F + R.$$

Здесь пружина должна быть рассчитана по крайней мере на сжатие, равное:

$$I + G + F$$

при переходе от периода (3) к (4).

Диаметр ролика, по данным выполненных машин, следует брать равным приблизительно $H:20$, где H — ход поршня машины.

Ширина ролика b берется равной около $\frac{1}{3} d$ и проверяется по нормальному давлению P_n по формуле Hertz:

$$\sigma = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_n \cdot E \cdot (r_1 + r_2)}{b \cdot r_1 \cdot r_2}},$$

где: σ — допускаемое напряжение материала (закаленная сталь) на смятие, равное 1800 кг/см^2 ;

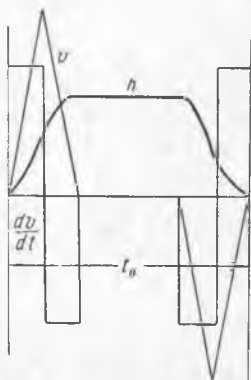
E — модуль Юнга (2150000 кг/см^2);

r_1 и r_2 — радиусы кривизны ролика и профиля кулака в точке касания.

II случай. Кривая сил инерции (или ускорений) задается, как указано на фиг. 83. В данном случае сокращается период взбега ролика, и кривая подъема получает цилиндрическую часть (полное открытие клапана). При этом увеличиваются действующие на ролик силы.

Такой вариант вряд ли целесообразен, так как торможение пара при впуске отмечается по преимуществу лишь в самый последний момент перед закрытием клапана.

Во всех вариантах задание кривой сил инерции может быть и несимметричным (т. е. сдвигая точку v_{\max} влево или вправо), причем положительные и отрицательные силы инерции становятся неравными друг другу; при этом сохраняется условие равенства положительной и отрицательной площадей кривой ускорений.



Фиг. 83.

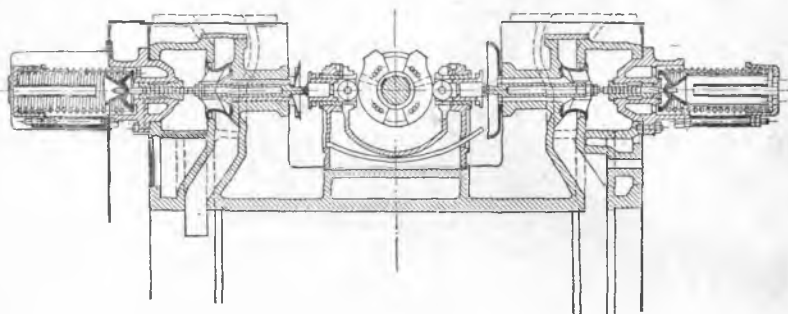
§ 48. Конструкция распределительных клапанов

Общее типовое устройство клапанов и кулачкового привода к ним для судовой машины изображено на фиг. 84: клапаны — отдельные для верхней и нижней полостей цилиндра. Кулачные шайбы — накладные, с овальными дырами крепительных болтов (для точной установки регулирования, в частности, по мере износа кулачков).

Клапаны — двойные, разгруженного типа. Детальная их конструкция приведена на фиг. 85 и 86. Клапанный шток уплотнен во втулке лабиринтом. Клапаны изготавливаются из специального перлитного чугуна и после отливки подвергаются отжигу при $400-500^\circ$ для уничтожения стремления чугуна к росту и отливки — к короблению.

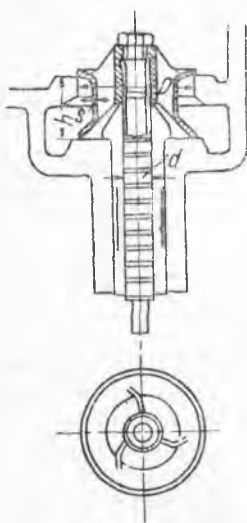
Эксплуатационные данные однако указывают, что пригонка клапанов большого размера к двум гнездам затруднительна и требует частой притирки. Это заставило некоторые заводы раз-

работать конструкцию клапанов, у которых посадка верхней и нижней опорных поверхностей обладала бы некоторой свободой. Такой конструкцией например являются клапаны американской

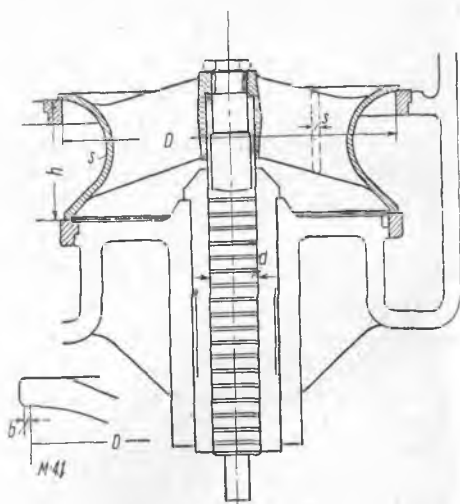


Фиг. 84.

системы Skinner (фиг. 87). В этой системе верхняя тарелка является подвижной и садится на гнездо самостоятельно под действием пружины. В практических условиях клапаны Скиннера обнаружили



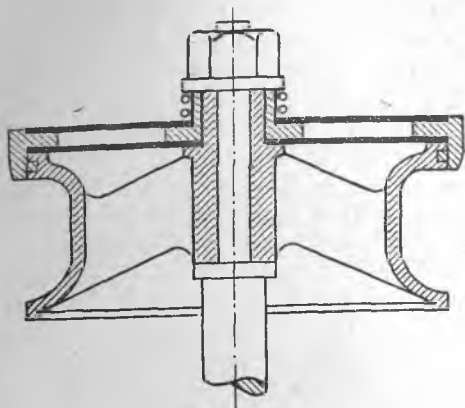
Фиг. 85.



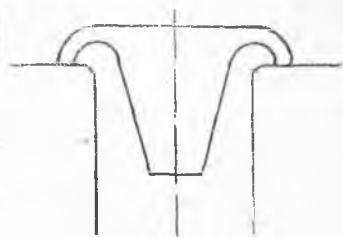
Фиг. 86.

вовне удовлетворительную работу. Для быстроходных машин и машин высокого давления вопросы сопротивления протеканию через клапан приобретают особое значение. Для максимального сокращения диаметра клапана и использования с этой целью высоких скоростей протекающего пара проф. Штумпфом и проф. Гутермутом

были предложены конструкции клапанов-диффузоров (фиг. 88), при которых энергия скорости протекающего пара в значительной мере вновь превращается в энергию давления в следующем за клапаном расширяющемся диффузоре.



Фиг. 87.

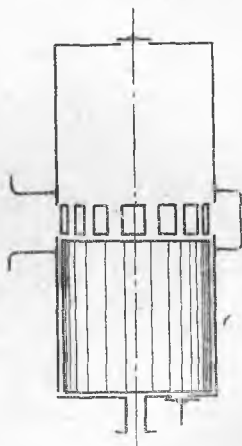


Фиг. 88.

§ 49. Прямоточное парораспределение

Вредное влияние переменного движения свежего и отработавшего пара в золотниковых каналах, вызывающее усиленную начальную конденсацию пара, побудило проф. Штумпфа к изобретению системы клапанной машины, в которой путь пара протекал бы всегда в одном направлении, почему машины Штумпфа и названы прямоточными. Конструктивно прямоточность осуществляется тем, что выпуск происходит в конце хода поршня через окна, прорезанные в стенках самого цилиндра (фиг. 89). Таким образом моменты выпуска и сжатия регулируются самим поршнем.

При этом сжатие происходит почти на всей длине хода поршня, т. е. получается чрезвычайно высоким. Эта особенность являлась, по мнению Штумпфа, также благоприятной в отношении снижения конденсации, так как впускаемый пар встречает оборотные высоко сжатым паром поверхности. Первоначально Штумпф строил судовые машины многоцилиндрового типа с расширением в одном цилиндре, но впоследствии выяснилось, что при таком методе действия большой интервал колебания температур в цилиндре вызывает боль-



Фиг. 89.

шие потери от теплообмена со стенками. Поэтому дальнейшие конструкции были изменены с переходом на принцип двойного расширения, причем прямоточность сохранена лишь в ц. н. д. Прямоточные машины двойного действия обладают удвоенной высотой цилиндра, как это становится ясным из схемы фиг. 89.

§ 50. Гидравлический привод для клапанного парораспределения

В связи с возрастанием сопротивлений при впуске пара при малых отсечках была предложена система гидравлического парораспределения (Мейер-Маттерн), обеспечивающая быстрое открывание и посадку клапана давлением масла на поршень, расположенный на штоке клапана. Масло поступает под давлением к распределительному золотнику, направляющему масло к поршню клапана или выпускающему его оттуда.

Распределительный золотник приводится в движение обычным эксцентриковым приводом. Гидравлическое парораспределение выполнялось в судовых машинах лишь в отдельных случаях, в виде опыта, и пока распространения не имеет.

Детали описанных распределительных устройств (приводы и т. д.), а также методы исследования парораспределения для этих случаев неразрывно связаны с конструкцией отдельных машин и потому будут разъяснены ниже, при описании различных систем машин.

ГЛАВА VI

КОНСТРУКЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ МОРСКИХ ПАРОВЫХ МАШИН

§ 51. Элементы стандартных морских паровых машин

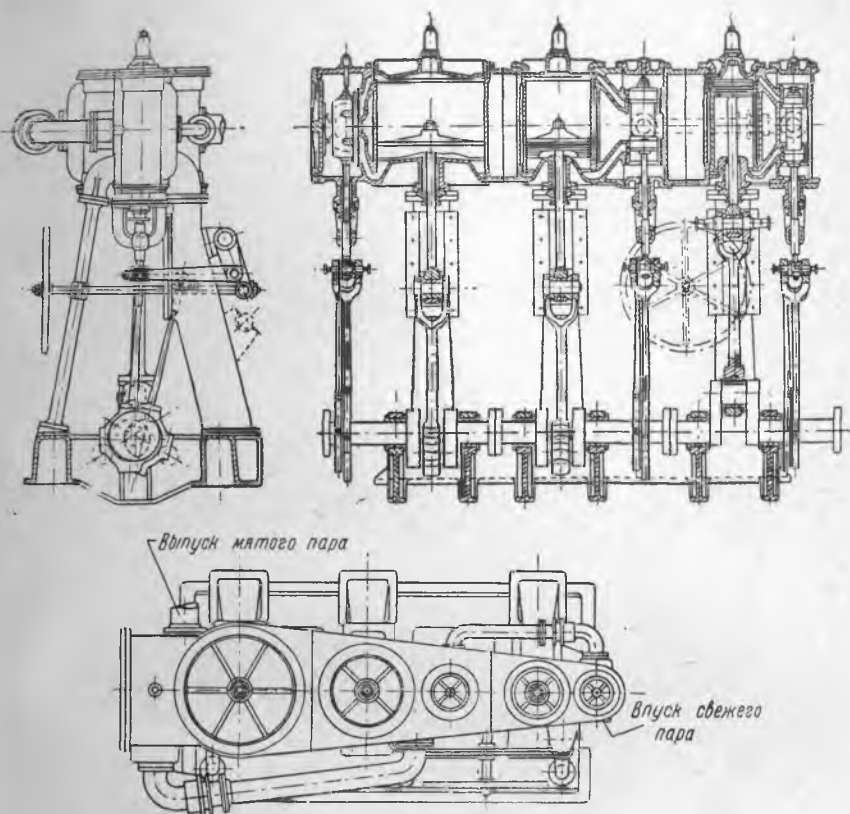
Многолетний опыт развития паровой морской машины тройного расширения привел к почти полной стандартизации ее элементов и конструкции. Учитывая это обстоятельство и стремясь к возможному удешевлению построек машин в плане реконструкции нашего морского флота, Всесоюзный комитет по стандартизации при Госплане СССР разработал и установил стандарт элементов и конструкции морских машин: стандартные машины предусмотрены трех основных конструктивных типов — для мощностей до 550 и. л. с., от 550 до 1500 и свыше 1500 сил. Первый тип, предназначенный для мелких портовых и других судов, предусмотрен для работы насыщенным паром и остальные два типа — для перегретого пара с температурой до 350°С при давлении пара в котлах 15 *атм.* Все стандартные машины — тройного расширения с золотниковым паро-

распределением. Ниже приведена таблица основных элементов этих машин (ОСТ 3458, 3459, 3460, 3461).

Чертежи стандартных машин ОСТ представлены на фиг. 90, 91, 92 и 93.

Фиг. 90 тип I — для машин от 150 до 550 и. л. с.

Фиг. 91 тип II — мощность от 550 до 1500 и. л. с.



Фиг. 90.

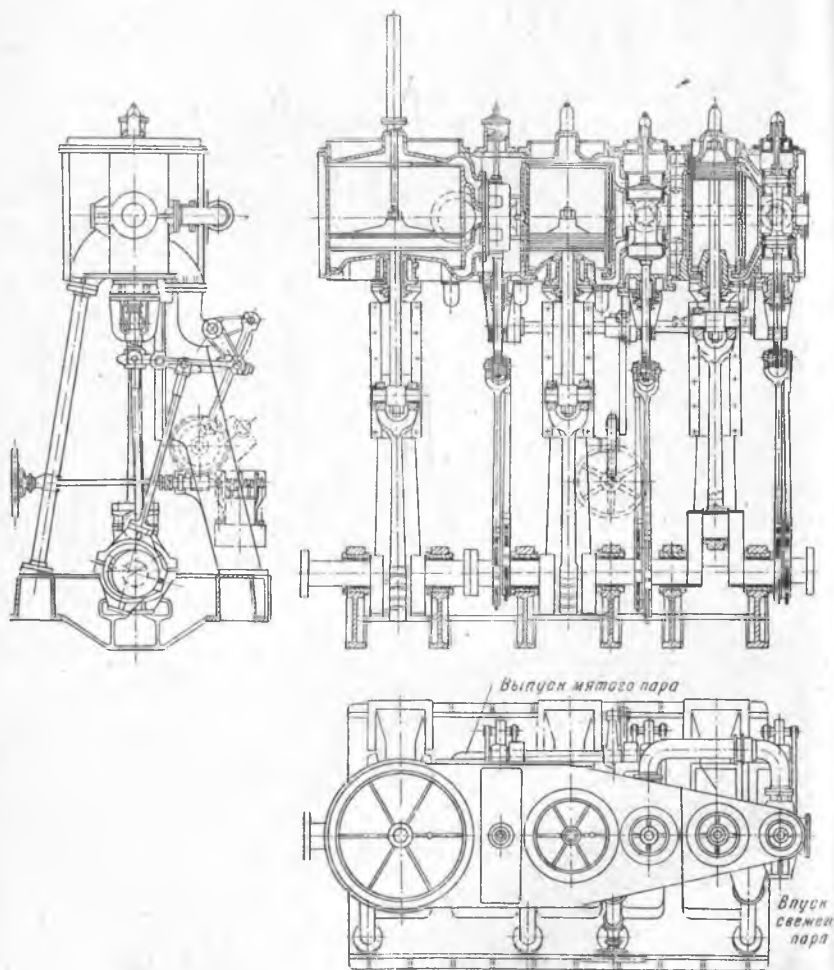
Фиг. 92 тип III — мощность более 1500 и. л. с. (легкий тип, с передними коваными колоннами и односторонним ползуном).

Фиг. 93 тип III — для тяжелых машин, часто работающих на задний ход (двусторонний ползун).

Во всех конструкциях предусмотрены:

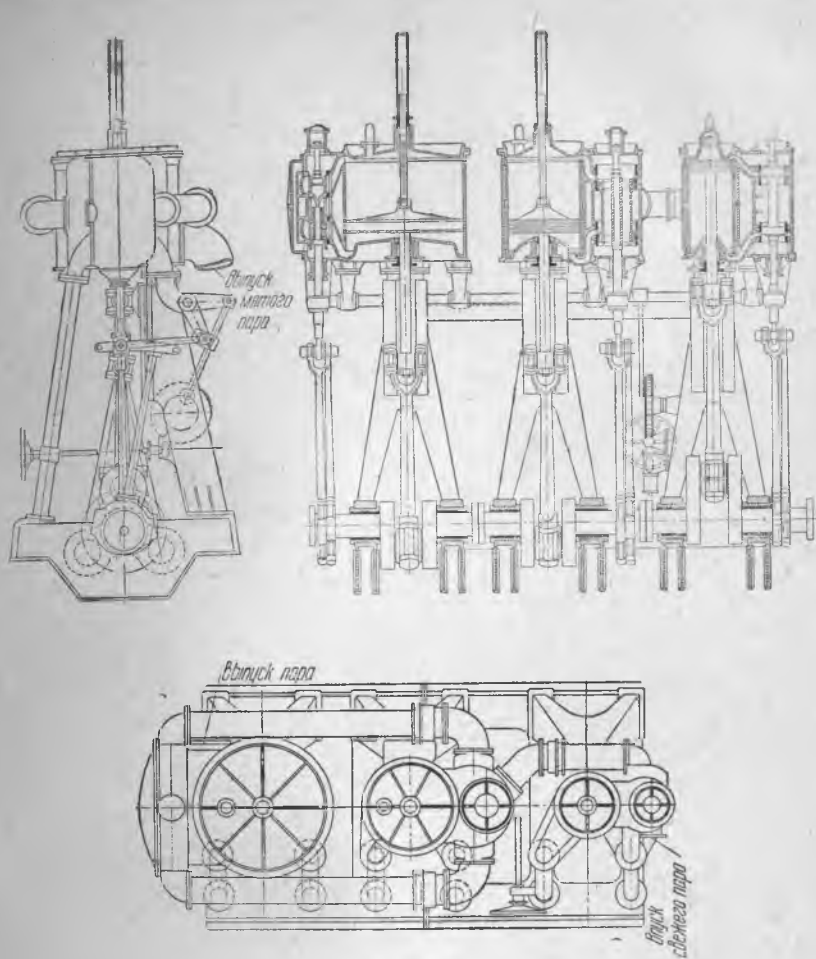
- 1) коленчатый вал из трех взаимозаменяемых кусков;
- 2) предусмотрена возможность привода главного воздушного насоса от ц. в. д.;

- 3) золотниковый привод Стефенсона;
- 4) ц. в. д. и ц. с. д. имеют вставные втулки;
- 5) сквозные штоки устанавливаются при диаметре цилиндров более 1000 мм;



Фиг. 91.

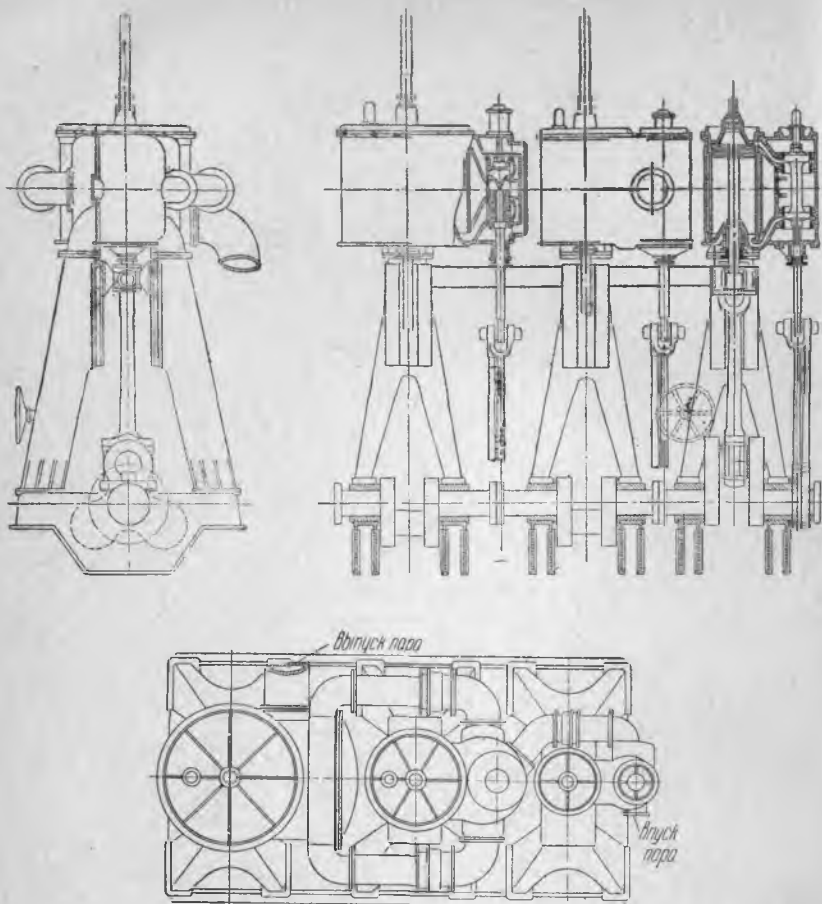
- 6) расположение кривошипов под углами 120° ;
- 7) золотник ц. н. д. для типа III может быть расположен как на конце, так и между ц. н. д. и ц. с. д., причем допускается постановка эксцентров на соединительных фланцах коленчатого вала.



Фиг. 92.

Конструирование машин по элементам стандартов конечно не ограничивает возможности извлечь наибольшие технические показатели, заложенные в соотношениях размерностей, предопределенных ОСТ (см. ниже — расчет судовых машин).

При конструировании, а особенно при эксплуатации таких стандартных машин, следует учесть возможность повышения мощности за счет увеличения отсечки.



Фиг. 93.

§ 52. Характеристика стандартных машин

Судовая машина тройного расширения, явившаяся результатом многолетнего опыта построек, обладает детальной выработанностью конструкции и хорошими качествами в отношении эксплуатации, выносливости и ремонта.

Экономичность стандартных машин, характеризуемая расходом пара, представляется величинами, приведенными в табл. 16.

Таблица 15

Тип машины	Давление пара	Перегрев (темп. пара)	Диам. цилиндр.		Число об/мин.	Индик. мощность (л. с.)	Отсеч. ц. в. д.	Примечание
			Ход поршня					
			мм					
I	14	нас.	$180 \times 300 \times 500$		220	155	72	Должна быть предусмотрена ра- бота машин перегр. паром до темп. 350°
II	14	"	$220 \times 370 \times 610$ 300 400		180	250	71	
III	14	"	$260 \times 430 \times 720$ 500		150	350	69	В случае приме- нения машин с зна- чительно увели- ченным числом об/мин. (более чем на 10% против табл.) должно быть предусмотрено со- ответствующее увеличение сече- ний паровых ка- налов и труб
IV	14	300—330	$300 \times 500 \times 820$ 550		131	450	68	
V	14	300—330	$340 \times 560 \times 920$ 600		120	560	67	
VI	15	300—330	$380 \times 630 \times 1040$ 700		105	720	65	
VII	15	300—330	$420 \times 700 \times 1140$ 800		95	900	63	
VIII	15	300—330	$460 \times 760 \times 1250$ 850		92	1100	62	
IX	15	300—330	$500 \times 820 \times 1360$ 900		88	1300	61	
X	15	300—330	$550 \times 920 \times 1500$ 1000		83	1650	60	
XI	15	300—330	$600 \times 1000 \times 1650$ 1100		78	2000	59	
XII	15	300—330	$660 \times 1100 \times 1800$ 1200		75	2500	59	

Таблица 16

Тип машины	Инд. мощн.	Уд. расход пара кг/л. с. ч.	Состояние пара		Расход тепла cal		
					и. л. с. ч.		
I	155	6,1	Насыщ.	14	3 750		
III	350	6,0		14	"	3 680	
V	560	5,3		330° С;	15	"	3 250
VII	900	5,0		330° С	15	"	3 050
IX	1 300	5,0		330° С	15	"	3 050
XI	2 000	4,9		330° С	15	"	3 000
XII	2 500	4,9		330° С	15	"	3 000

Примечание. При вычислении расходов пара принято: 1) условие полного сжатия; 2) падение давления в конце впуска 2,5 *ата*; 3) влажность в конце впуска при насыщенном паре 5%; 4) падение температуры в конце впуска 25° С; 5) потеря во вредном пространстве учтена коэффициентом 1,07; 6) расход тепла на 1 *и. л. с. ч.* вычислен по формуле

$$Q \frac{\text{cal}}{\text{и. л. с. ч.}} = (\lambda - q_c) \cdot g,$$

где: λ — теплота пара при состоянии его в котле;

q_c — теплота жидкости, отвечающая давлению в конденсаторе 0,15 *ата*.

g — расход пара на 1 *и. л. с. ч.*

В практических условиях эксплуатации указанные цифры несколько повышаются из-за неплотности поршня и золотников, но все же близки к указанным цифрам. Так, по данным В. Семека, на испытании машины 1500 *и. л. с.* постройки Балтийского завода определен удельный расход пара в 5,25 *кг/и. л. с. ч.* при начальной температуре пара 325°; при понижении температуры удельный расход пара изменялся следующим образом:

Начальная температура	300	280	260	250
Удельный расход пара <i>кг/и. л. с. ч.</i>	5,4	5,75	6,1	6,25

По данным журнала „*Marine Engineer*“, судовая машина тройного расширения мощностью 1800 *и. л. с.* при 65 об/мин. потребляет при насыщенном паре (давление 12,7 *ата*) 6 *кг* пара на 1 *и. л. с. ч.*, что соответствует расходу тепла 3800 *cal*; при перегреве до 300° и том же давлении машина с теми же данными потребляет 5,2 *кг* пара на 1 *и. л. с. ч.*, что отвечает расходу тепла 3580 *cal*.

Следует отметить, что в практической эксплуатации в нашем торговом флоте фактические цифры удельного расхода пара и тепла значительно превышают указанные, что объясняется дефектами технического состояния машин. Это говорит о больших неиспользованных резервах тепла, за реализацию которых необходимо упорно бороться.

Механический к. п. д. нормальных машин тройного расширения составляет при полной мощности около 0,85 у малых машин и доходит до 0,94 в машинах большой мощности (порядка 3000 *и. л. с.*). Более подробно о механическом к. п. д. будет сказано ниже. Величина механического к. п. д., а вместе с тем и износа машины, значительно зависит от смазки как внешней (т. е. смазки движущихся частей), так и внутренней (т. е. смазки цилиндров и золотников).

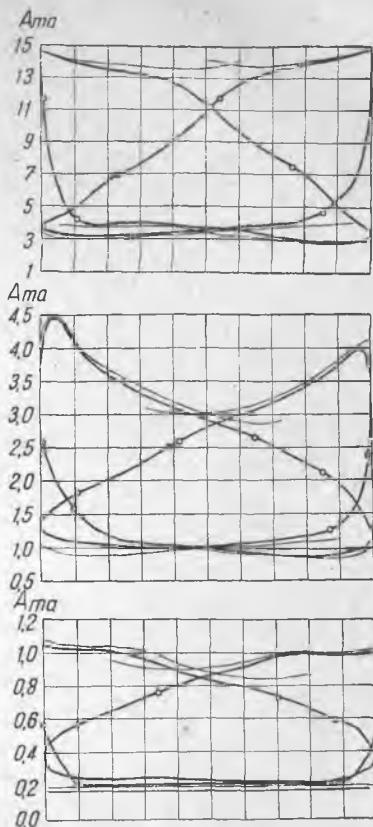
Внутренняя смазка цилиндров при насыщенном паре почти не производится, но при перегретом паре необходима во избежание значительного падения механического к. п. д. и повреждений цилиндра и поршней.

Габаритные и весовые соотношения нормальных машин тройного расширения, работающих перегретым паром, характеризуются следующей таблицей (табл. 17).

Типичные индикаторные диаграммы судовой машины тройного расширения приведены на фиг. 94.

§ 53. Клапанные машины Ленца

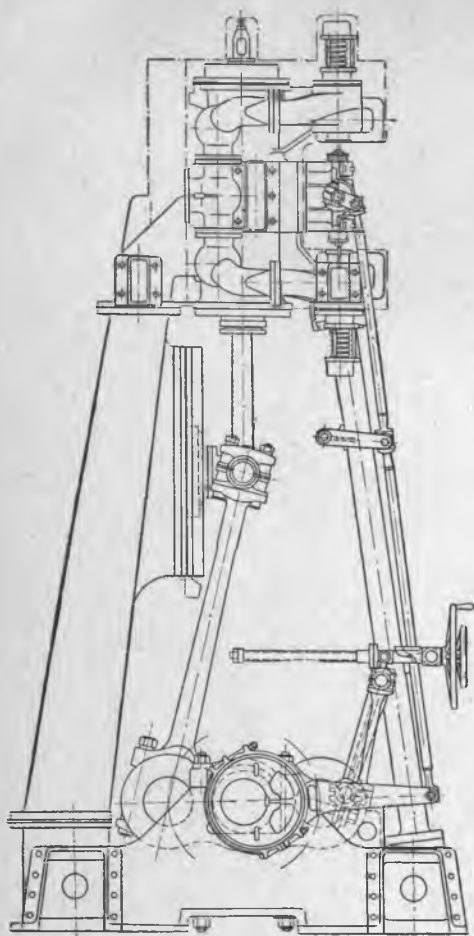
Эти машины сконструированы по принципу сдвоенной машины двойного расширения, т. е. состоят из двух двухцилиндровых машин, работающих на общий коленчатый вал. Общая конструкция изображена на фиг. 95, 96, и 97. Угол заклинения кривошипов ц. в. д. и ц. н. д. каждой машины составляет 180° , и плоскости расположения кривошипов обеих машин составляют между собой угол 90° . В отношении равномерности вращающего момента такая система дает благоприятный результат.



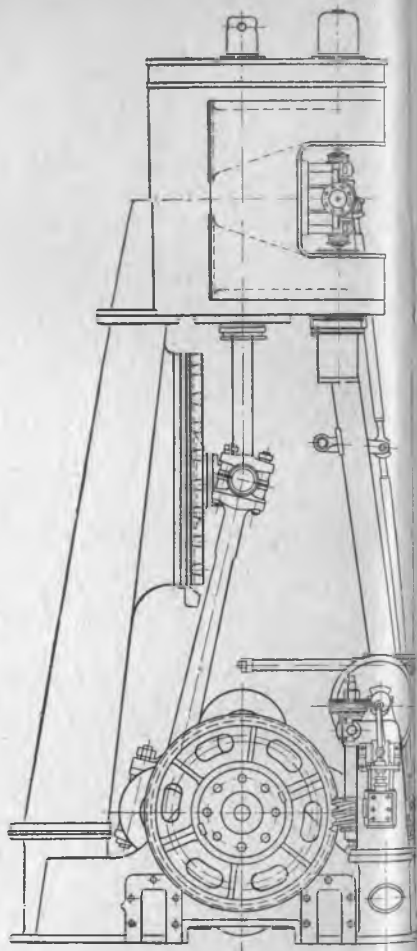
Фиг. 94.

Таблица 17

Мощность и. л. с.	Число об/мин.	Размеры, мм			Вес, т
		Длина	Ширина	Высота	
300	190	2550	1550	2600	10
450	150	3000	1500	2700	14
600	120	3345	1740	3900	23,5
900—1000	84—87	4100	2600	5000	48
1500	85	5300	3100	6500	90
2300	75	—	—	—	205

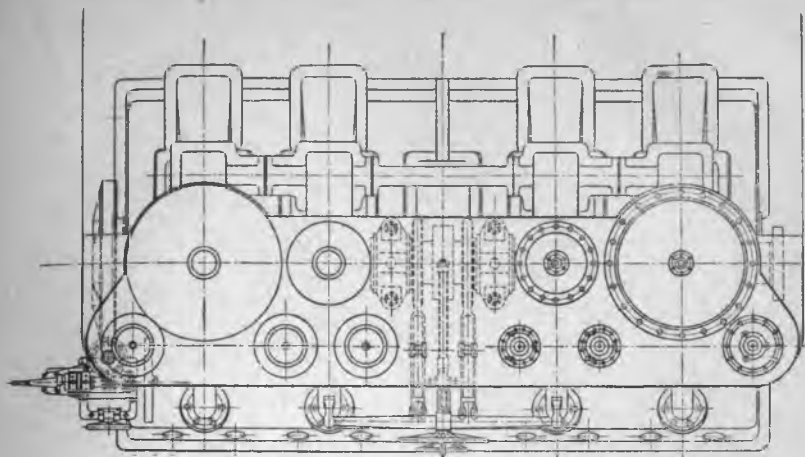


Фиг. 95.

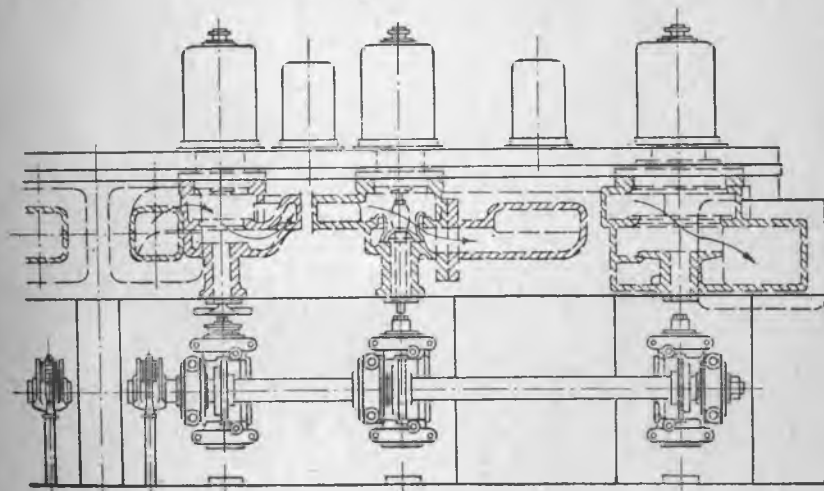


Фиг. 96.

Благодаря расположению кривошипов ц. в. д. и ц. н. д. под углом 180° поршни движутся взаимно противоположно; это, в свою очередь, позволяет производить сообщение друг с другом лишь одноименных полостей, т. е. верхней полости ц. в. д. с верхней полостью ц. н. д. и нижней полости ц. в. д. с нижней полостью ц. н. д. В соответствии с этим каждый двухцилиндровый блок машины имеет три пары клапанов: два клапана для впуска в верхнюю и нижнюю полости ц. в. д., два перепускных клапана из ц. в. д. в ц. н. д. и два выпускных из ц. н. д.

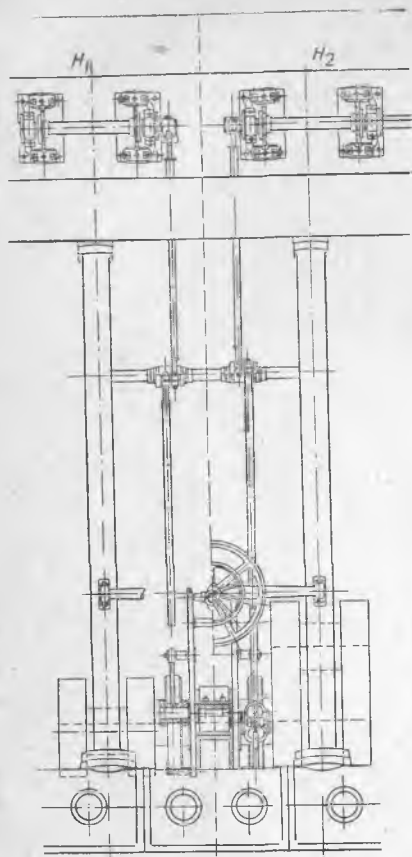


Фиг. 97.



Фиг. 98.

Впускные клапаны осуществляют впуск и отсечку в ц. н. д., перепускные — выпуск из ц. в. д. (и одновременно впуск в ц. н. д.) и сжатие в ц. в. д. (одновременно отсечку впуска в ц. н. д.). Резивера в машине нет, так как между ц. н. д. и ц. в. д. имеется лишь один общий распределительный орган. Движение каждой пары распределительных клапанов осуществляется распределительным валиком (фиг. 98), который приводится в качательное движение приводом Гакворта или Клуга.

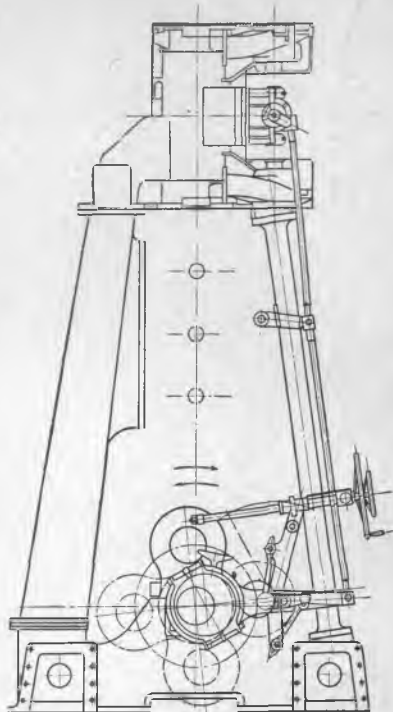


Фиг. 99.

(фиг. 99), приводящийся в движение самостоятельным приводом. Однако перестановка обоих приводов на передний, задний и промежуточные ходы производится общим устройством.

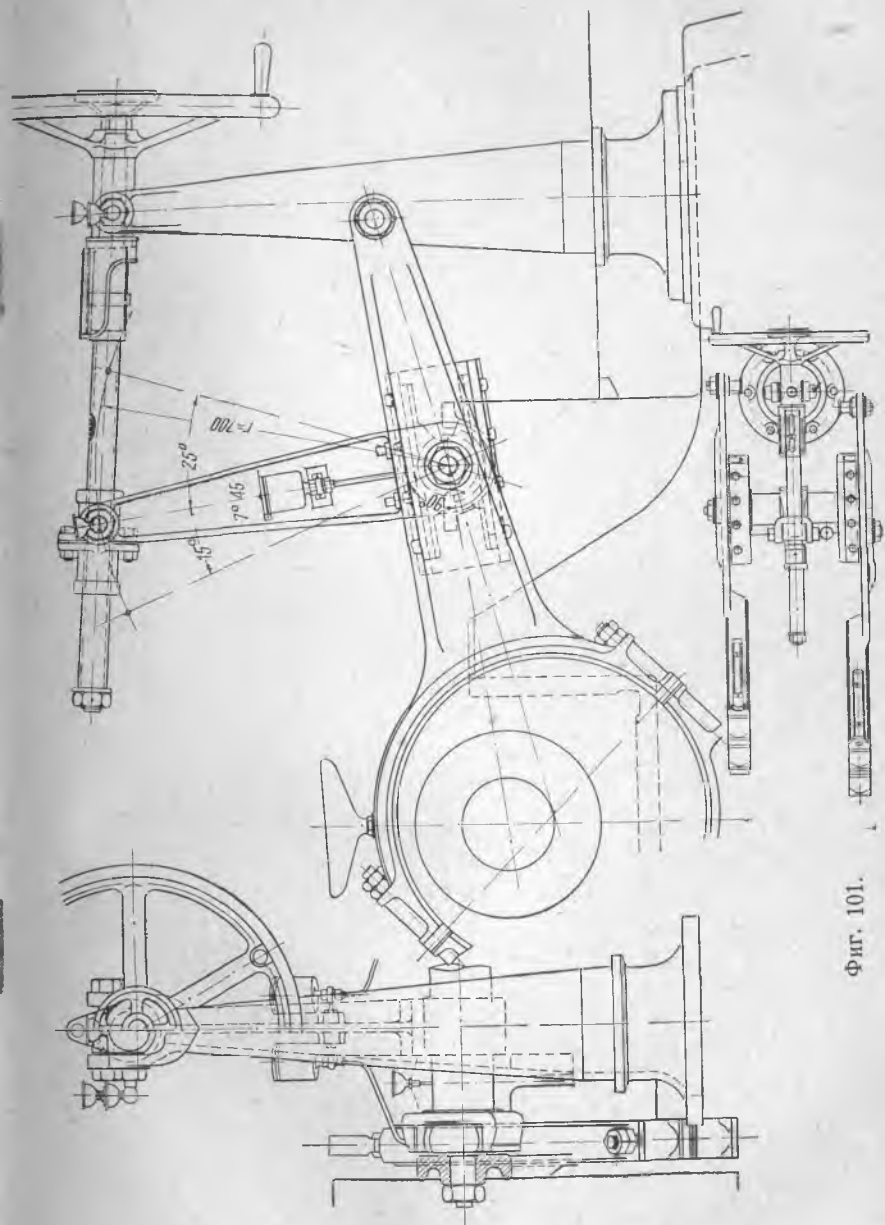
Конструкция привода Гакворта изображена на фиг. 101. Ввиду отмечавшегося износа направляющей доски привода была разработана конструкция двусторонней доски (фиг. 102), ослабляющей этот дефект. В связи с тем же недостатком часто применяют конструкцию Клуга, хотя эта система дает некоторую неравномерность парораспределения в верхней и нижней полостях.

Наиболее усовершенствованный привод Шнааса (фиг. 103) заменяет направляющую доску системой шарнирно соединенных стержней, соотношения между которыми подобраны таким образом,



Фиг. 100.

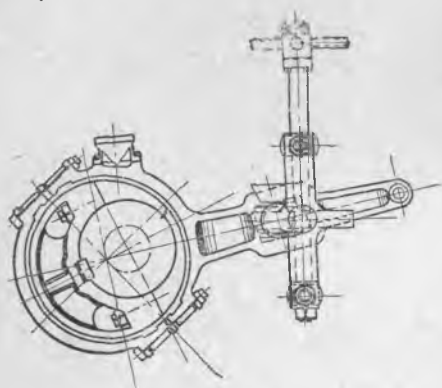
Распределительные валы расположены на середине высоты цилиндров в продольном направлении: для каждого блока имеется отдельный вал



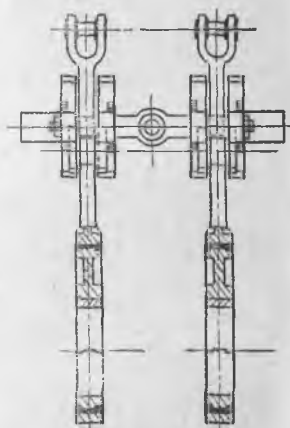
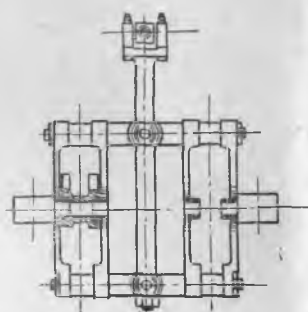
Фиг. 101.

что ведущая эксцентриковую штангу точка движется почти прямолинейно. Общая конструкция машины с приводом Шнааса изображена на фиг. 99 и 100.

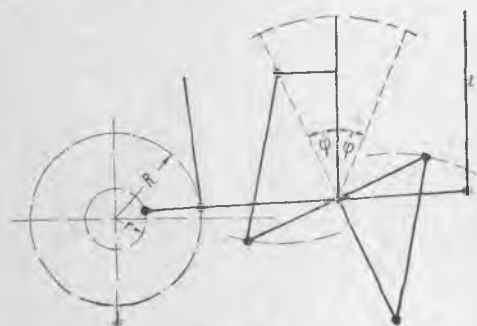
Машины Ленца строятся как открытого, так и закрытого типа (фиг. 104), причем в последнем случае применяют центральную смазку.



Фиг. 102.



Фиг. 102а.



Фиг. 103.

Схема центральной смазки приведена на фиг. 105. При этой системе расход масла составляет: цилиндрического около 0,07 кг на 1000 и. л. с. ч. и машинного — около 0,8 кг.

Вставные втулки в цилиндрах отсутствуют, так как при работе перегретым паром паровая рубашка является излишней. Для предупреждения же износа при постройке цилиндров применяется наилучший перлитный чугун состава и свойств, указанных выше.

Главные размеры и элементы стандартных машин Ленца приведены в табл. 18 (по данным заводов-строителей).

Таблица 18

№ серии	Размеры мм	Наполне- ние ц. в. д.	Мощность при давлении в котле 14 кг/см ² и 325° при числе об/мин.							
			70	80	90	100	110	120	130	140
7	$\frac{2 \times 300 \times 700}{700}$	30	—	—	480	535	590	640	695	750
		34	—	—	535	590	650	710	770	830
		38	—	—	595	650	720	780	845	910
		42	—	—	640	710	780	855	925	990
8	$\frac{2 \times 370 \times 800}{800}$	30	—	635	710	790	870	950	1030	—
		34	—	700	790	880	965	1050	1140	—
		38	—	760	855	955	1045	1140	1235	—
		42	—	840	945	1050	1155	1260	1365	—
9	$\frac{2 \times 420 \times 900}{900}$	30	—	920	1015	1135	1245	1345	—	—
		34	—	1000	1125	1250	1370	1495	—	—
		38	—	1100	1235	1375	1510	1650	—	—
		42	—	1210	1360	1505	1660	810	—	—
10	$\frac{2 \times 75 \times 1000}{1000}$	30	1100	1250	1410	1570	1725	—	—	—
		34	1210	1390	1570	1740	1915	—	—	—
		38	1325	1525	1720	1910	2100	—	—	—
		42	1470	1675	1875	2090	2295	—	—	—
11	$\frac{2 \times 510 \times 1100}{1100}$	30	1440	1650	1855	2060	2270	—	—	—
		34	1595	1825	2060	2280	2500	—	—	—
		38	1750	2000	2255	2500	2750	—	—	—
		42	1920	2190	2465	2740	3015	—	—	—
12	$\frac{2 \times 560 \times 1200}{1200}$	30	1880	2150	2415	2680	—	—	—	—
		34	2085	2380	2670	2960	—	—	—	—
		38	2285	2610	2935	3260	—	—	—	—
		42	2490	2840	3200	3560	—	—	—	—
14	$\frac{2 \times 650 \times 1400}{1400}$	30	2910	3320	3740	—	—	—	—	—
		34	3220	3685	4145	—	—	—	—	—
		38	3550	4060	4570	—	—	—	—	—
		42	3950	4520	5090	—	—	—	—	—

Таблица 19

Величина машины	I			II			III			
	3000	5000	7000	9000	12 000	16 000				
Грузоподъемность судна в т										
Скорость судна (в узлах)	11	12	11	12	11	12	11	12	11	12
Мощность машины при давлении пара перед машиной 13,5 кг/см ²	1400	1800	1800	2300	2300	3000	2800	3600	4200	5200
Число об/мин.	100	120	140	140	95	110	110	125	100	110
Наполнение ц. в. д.	33	36,4	36,4	41,4	32,3	38,4	34,8	41,4	35,7	42,0
Диам. ц. в. д. в мм	475									
Диам. ц. н. в мм	1000									
Ход поршня в мм	1000									
Максимальное давление на поршень при 14,5 кг/см ² (в котлах)	25 700 кг									
Длина между наружными кромками подшипников	4350 мм									
Высота до крышки цилиндров	5750 мм									
	2900									
Ширина основной рамы										
Число котлов и поверхность нагрева в м ²	2 × 200	2 × 220	2 × 220	3 × 200	3 × 200	3 × 260	1 × 200	4 × 220	4 × 260	4 × 260
Общая поверхность нагрева	400	440	440	600	600	780	720	880	880	1040
тягой										

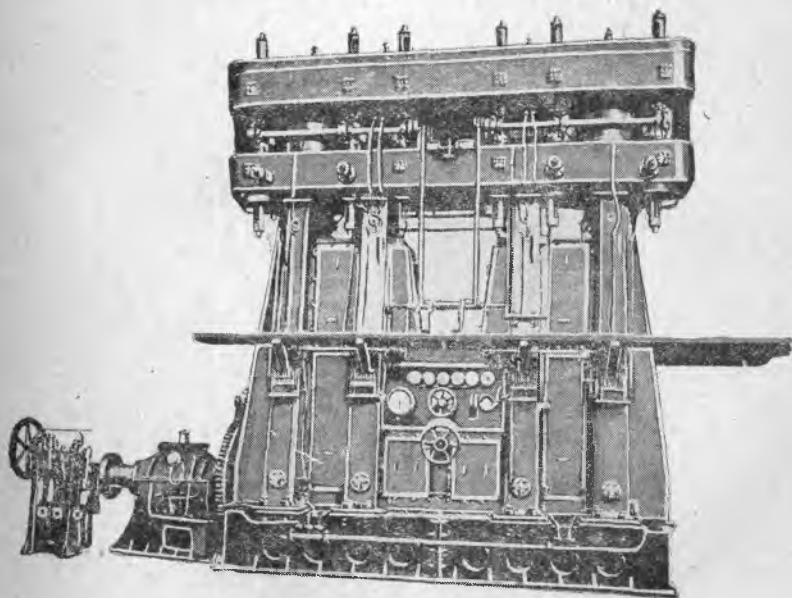
К указанным данным Боденмюллер добавляет помещаемые в табл. 19 элементы машин, а также данные, характеризующие их установку на судах.

Согласно данным Schiffbau Kallender, габаритные размеры машин Ленца характеризуются следующими цифрами в мм:

Таблица 20

Тип машины	Полная длина фунда. рамы	Длина по цилиндрам	Наибольшая длина	Полная высота	Высота оси вала
14	8560	8080	3970	7740	1240
12	6420	6940	3450	6670	1070
11	—	—	—	—	—
10	5210	5 530	2 900	5650	900
9	—	—	—	—	—
8	5230	4840	2340	4650	720
7	4630	4160	2090	4090	620

Клапаны машины Ленца — двухседельного разгруженного типа, изображенного на фиг. 85 и 86. Необходимость понижения веса



Фиг. 104.

клапанов заставляет отливать их с очень тонкими стенками, что усложняет отливку и приводит к короблению. Для уничтожения последнего дефекта клапаны после отливки подвергают отпуску в масляной ванне.

Размеры клапанов приведены в следующей таблице:

Таблица 21

	Впускной и выпускной в. д.				Выпускные н. д.			
	7	9	11	14	7	9	11	14
Тип машины	7	9	11	14	7	9	11	14
Диам. клапана D , мм	125	155	186	230/300	230	290	340	490
Высота клапана h , мм	65	75	82	90/115	100	100	120	150
Толщина стенок s , мм	4	4,5	5	5	4,5	5	5	6
Толщина ребер s , мм	6	6	7	8/9	7	8	8	10
Диаметр шпинделя d , мм	31	35	45	50	31	35	45	60
Число ребер	3	4	3	4	4	4	5	5
Вес клапана со шпин- делем, кг	3,4	4,6	5,7	9,1/12,6	7,1	10,6	14,2	25,5
Подъем, мм	18	20	22	24/32	28	34	40	40
Скорость пара, м/сек	28	325	35	50/38	35	39	43	50
Ширина опорной по- верхности, мм . .	1	1	1	1,5	1,5	1,5	2	2

Дополнительно приводим сравнительные данные веса и места, занимаемого на судне машинами Ленца, по сравнению с золотниковыми машинами.

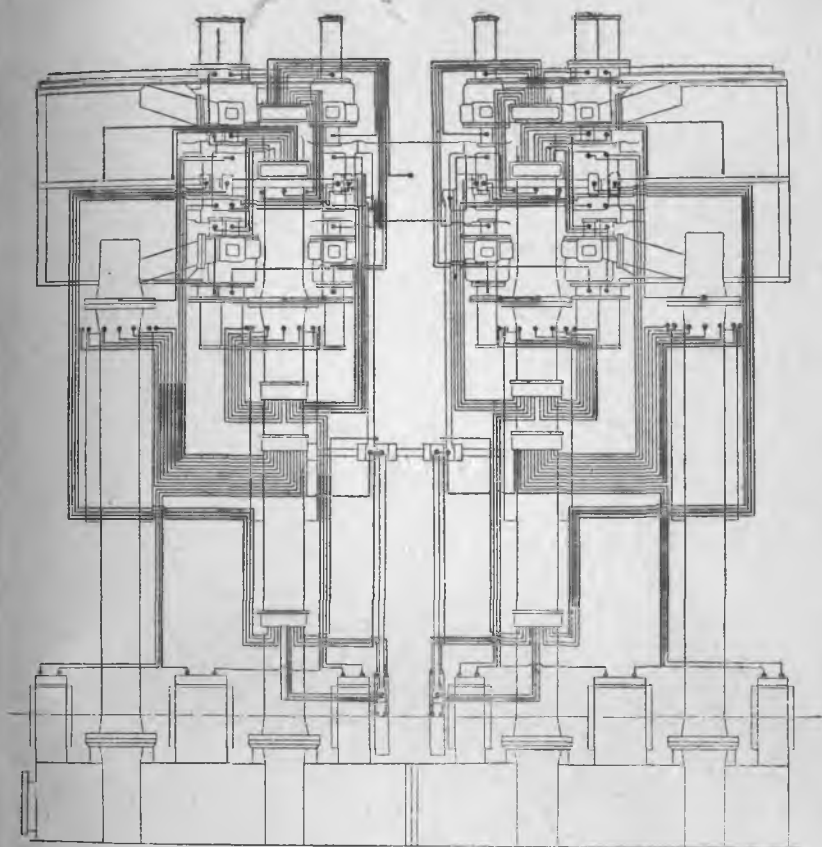
Таблица 22

	Тип машины	500	1000	2000	3500
		и. л. с.	и. л. с.	и. л. с.	и. л. с.
Вес, т	Золотников . . .	30	50	89	150
	Ленца	20	41	70	129
Площадь, м ²	Золотников . . .	7,5	11,6	19,7	32
	Ленца	6,2	9,6	15,3	23,2

Указанное в таблице значительное сокращение размеров машины достигается, несмотря на увеличение числа цилиндров (4 вместо 3 для золотниковых машин), за счет отсутствия ресивера и емких золотниковых коробок, уменьшенного диаметра цилиндров и значительного сокращения приводов парораспределительного устройства.

В заключение произведенного описания приведем некоторые иллюстрации, дающие представление о внешнем виде и общем устройстве установок стандартных машин Ленца.

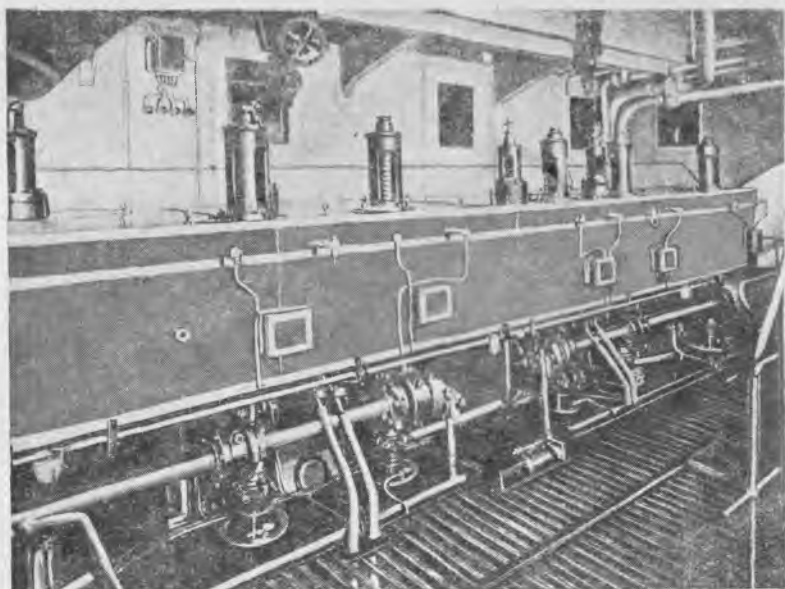
Фиг. 106 — верхняя площадка машинного отделения с показанием распределительного валика;
 Фиг. 107 — пост управления машины;
 Фиг. 108 — деталь привода Гакворта у поста управления с двусторонними ползунами;



Фиг. 105.

фиг. 109 и 110 — общее расположение в машино-котельном отделении.

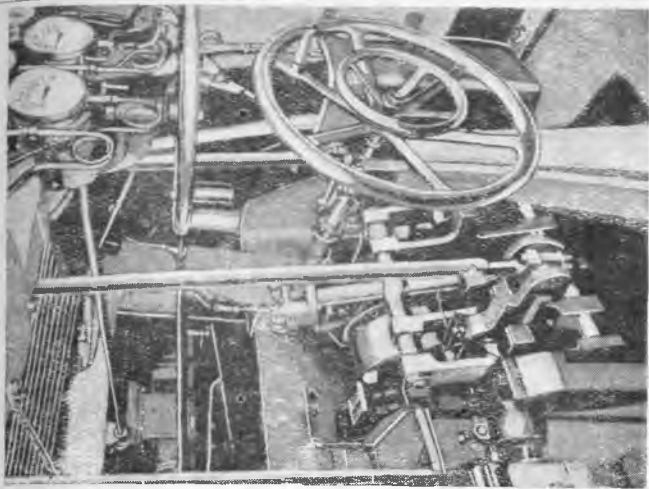
Машины Ленца изготовляются преимущественно закрытого типа. Недостатком машины является одинаковый размер впускных и выпускных клапанов в. д., что хотя уменьшает количество запасных частей, но стесняет выход пара из ц. в. д. и приводит к торможению пара при впуске в ц. н. д. (падение давления до $0,5 \text{ кг/см}^2$).



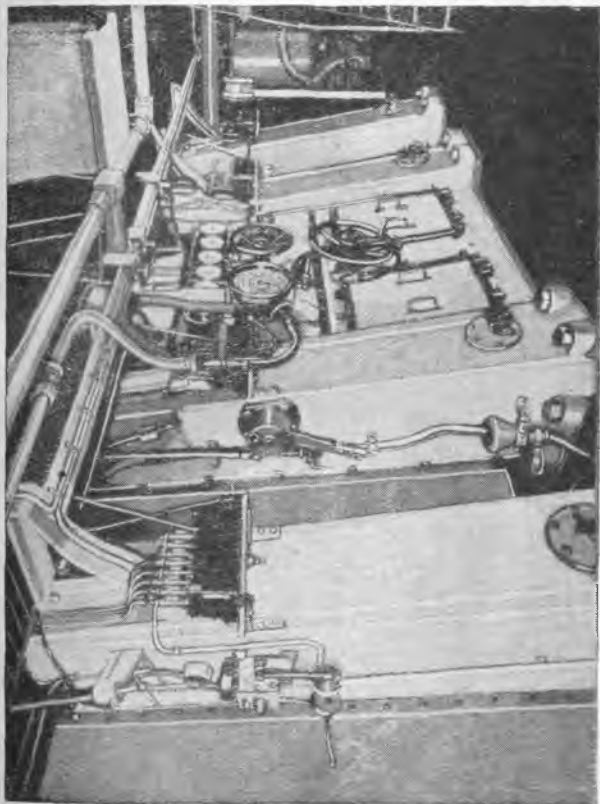
Фиг. 106.

На фиг. 109 и 110 обозначено:

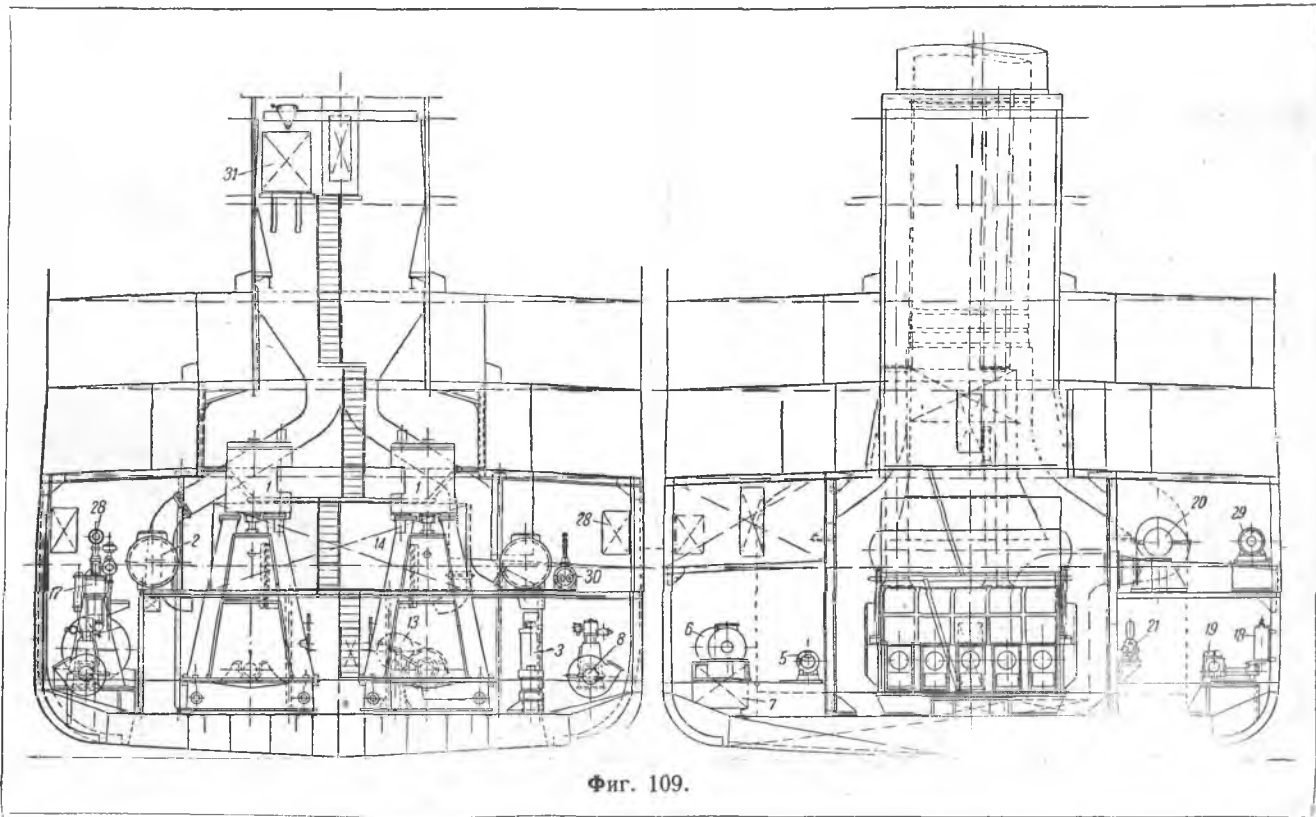
- | | |
|---------------------------------------|--------------------------------------|
| 1 — главные машины, | 18 — очиститель нефти, |
| 2 — конденсаторы, | 19 — дифференциальная помпа, |
| 3 — воздушный насос, | 20 — вентиляторы, |
| 4 — питательный насос, | 21 — перекачивающий насос для нефти, |
| 5 — центробежный питательный насос, | 22 — баластный насос, |
| 6 — турбодинамо, | 23 — подогреватель питательной воды, |
| 7 — маслоотделитель, | 24 — насос для мусорного эжектора, |
| 8 — циркуляционная помпа, | 25 — подогреватель нефти, |
| 9 — турбогенератор, | 26 — мусорный эжектор, |
| 10 — насос пресной воды, | 27 — насос питьевой воды, |
| 11 — цистерна Гюльсмейера, | 28 — нефтяной бак, |
| 12 — смазочный насос, | 29 — моторгенератор, |
| 13 — трюмный насос, | 30 — пароструйный конденсатор, |
| 14 — распределительная доска, | 31 — цистерна смазочного масла. |
| 15 — вспомогательный смазочный насос, | |
| 16 — маслоохладитель, | |
| 17 — дизельгенераторы, | |



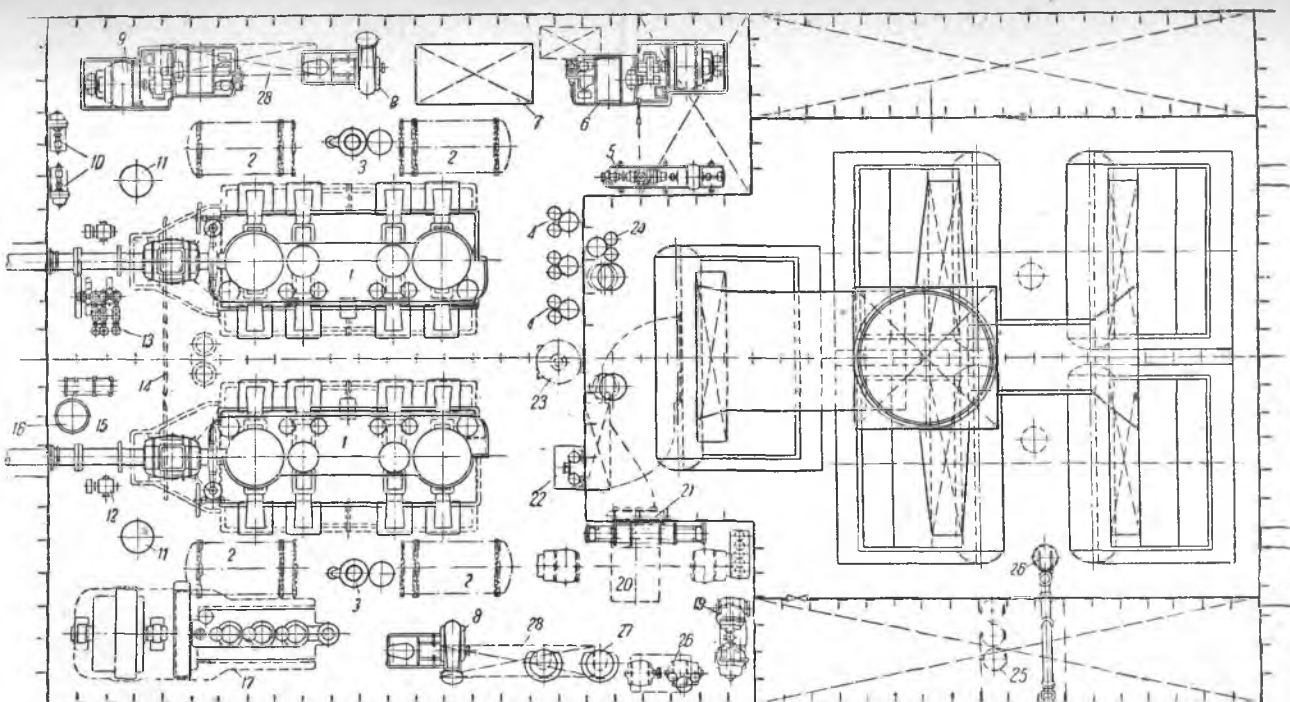
Фиг. 108.



Фиг. 107.

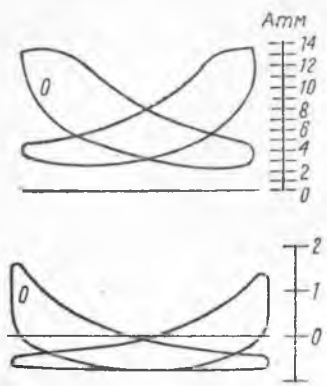


Фиг. 109.



Фиг. 110.

Нормальные индикаторные диаграммы машины Ленца приведены на фиг. 111. Они обнаруживают большее приближение к теоретическому процессу, чем диаграммы обычных золотниковых машин компаунд. Характерным в них является:



Фиг. 111.

- 1) высокое сжатие в ц. в. д. и
- 2) линии выпуска из ц. в. д. и наполнения ц. н. д. имеют характер общего расширения благодаря одновременному перепусканию пара из цилиндра меньшего объема в цилиндр с большим объемом.

Данные относительно работы машин Ленца по И. М. Семенову приведены в табл. 23.

Данные нормальных элементов парораспределения машин Ленца, приведенные Семеновым, по сведениям за-

вода Salge, даны в таблице 24.

Таблица 23

Основные характеристики машины Ленца (по данным испытания траулера „Ленин“ по И. М. Семенову)

	Един. изм.	№ испытания		
		1	3	5
Давление пара в котле	кг/см ²	14,35	14,7	14,35
„ „ у стопорного клапана	„	14,15	14,5	13,30
Темпер. у стопорного клапана	°С	271,0	279,5	301,0
„ отработавшего пара	°С	56,8	57,0	60,6
Давление в конденсаторе	кг/см ²	0,17	0,17	0,21
Отсечка в ц. в. д.:				
носовой блок	%	10,8	17,9	39,5
кормовой блок	%	11,5	20,9	43,0
Среднее индик. давление (отнесенное к ц. н. д.):				
кормовой блок	кг/см ²	1,562	2,888	4,829
носовой блок	„	2,03	3,194	4,856
Число об/мин.	—	67	90,5	115,83
Индикаторная мощность	и. л. с.	144	329,5	671,0
Расход пара на 1 и. л. с. ч.	кг	6,6	5,38	5,11
Расход тепла на 1 и. л. с. ч.	cal	4330	3540	3410
Термич. к. п. д.	%	14	17,85	18,55

Таблица 24

Угол установки поревоной рамы	Полость	Ц. н. д.				Ц. в. д.			
		Выпускные клапаны		Перепускные клапаны		Впускные клапаны			
		Сжатие	Предв. выпуска	Наполнение	Предв. выпуска	Сжатие	Предв. выпуска	Наполнение	Предв. выпуска
Вперед 24°	Верхняя . .	9,5	15	73	1,3	38	0,9	59	0,15
	Нижняя . .	12	12,5	60	1,3	30	2,0	61	0,65
Вперед 18°	Верхняя . .	14	21	62	1,9	50	1,3	45	0,35
	Нижняя . .	17,5	18,5	47	2,1	41	3,4	48	1,0
Вперед 12°	Верхняя . .	21	29,5	48	3,3	64	2,2	29	0,7
	Нижняя . .	25	26,5	34	3,7	55	6	34	1,6
Вперед 9°	Верхняя . .	25,5	35	40	4,3	71	2,8	22	1,3
	Нижняя . .	29,5	32	28	4,8	62	8	26	2,0
Назад 15°	Верхняя . .	18	26	53	2	58	1,2	36	1,5
	Нижняя . .	22	24	38	4	60	6,0	39	0,75
Назад 18°	Верхняя . .	15	22	60	1,5	51	0,9	44	1,2
	Нижняя . .	19	20	44	3,3	44	5	47	0,5

Как видно из табл. 24, элементы парораспределения обнаруживают по сравнению с золотниковыми машинами ряд особенностей: раннюю отсечку впуска и большую величину сжатия в ц. в. д.

Парораспределение машин Ленца требует тщательной регулировки. При обогревании машины после ее стояния в холодном виде расширение цилиндров приводит к удалению клапанных корбоек от оси распределительного валика, вследствие чего штоки клапанов выходят из правильного контакта с кулаками. Для устранения этого дефекта в конструкцию клапанного штока введен особый уравниватель, изображенный на фиг. 112. Как видно из этого чертежа, клапанный шток выполнен отдельно от поршенька, несущего ролик. Последний прижимается к штоку спи-

делится промежуточной точкой приблизительно в отношении 3 : 2. Угол наклона направляющей доски выбирается по данным испытаний, по которым также выбираются ориентировочно элементы парораспределения (за исключением отсечки впуска в ц. в. д., являющейся расчетной величиной, а также моментов сжатия в ц. в. д. и отсечки впуска в ц. н. д., которые должны быть согласованы указанным ниже способом при построении объемной диаграммы).

Величина радиуса эксцентриситета принимается равной около $\frac{1}{10}$ длины эксцентриковой штанги. Соотношения плеч штанги, угол наклона направляющей доски и радиус эксцентриситета могут быть предварительно определены указанным выше аналитическим способом. При разработке парораспределения следует иметь в виду, что как эксцентрик, так и кривошип распределительного валика являются общими для всех клапанов одного блока машины. Вследствие этого расчет элементов парораспределения ведется для всех клапанов по общей эллиптической траектории конца эксцентриковой штанги и по общей дуге размаха кривошипа распределительного вала. Ввиду этого для цилиндра высокого давления, вообще говоря, могут быть произвольно заданы лишь три элемента парораспределения, а четвертый является связанным. Если же схема привода вычерчена, то для каждой пары клапанов может быть задан лишь один момент, а другой может быть найден засечкой из верхнего конца клапанной штанги на эллиптической кривой. Так, например, для изображенного на фиг. 113 положения (впускной клапан ц. в. д.) в момент предварения впуска и отсечки впуска 2 положение кривошипа распределительного вала неизменно; поэтому обе точки 1 и 2 на эллиптической траектории получают засечкой дуги радиусом, равным клапанной штанге из указанного центра.

Кривошип распределительного вала делают по возможности малым для того, чтобы получить возможно больший угол качания вала. Однако пределом размаха кривошипа распределительного вала является такое его положение, при котором кривошип и штанга в крайних положениях располагаются по одной прямой. Последнее положение привело бы к невозможности вывести штангу из крайнего положения и к ее разрыву. Практически не следует допускать приближения кривошипа распределительного вала к мертвым точкам ближе чем на $25-30^\circ$.

Фигура 1—2—1, образуемая двумя положениями клапанной штанги при впуске и отсечке, представляет собой равнобедренный треугольник. Вследствие этого положение кривошипа распределительного вала (или, ввиду малости кривошипа, и положение самого вала) определяется перпендикуляром, восстановленным из середины хорды 1—2, соединяющей точки впуска и отсечки на эллиптической кривой. При этом может получиться, что распределительный вал

расположится не в том месте, где это требуется условием расположения клапанов. При такой неувязке необходимо дать хорде $l=2$ наклон в соответствующую сторону, что может быть достигнуто следующими средствами:

- 1) изменением угла наклона доски;
- 2) удлинением конца эксцентриковой штанги;
- 3) расположением основной линии привода под углом к горизонтали.

Возможно также осуществить разделение клапанной штанги по длине на две части, сопряженные друг с другом шарниром, причем верхней части штанги можно дать некоторый наклон в сторону предполагаемого места расположения кривошипного вала.

„Угол впуска“ на распределительном валу желательно иметь не менее $18-20^\circ$. Увеличение этого угла возможно путем общего увеличения размаха валика, что может быть достигнуто также введением в середине клапанной штанги рычага, увеличивающего ход верхней точки штанги.

Помимо этого, для увеличения длины профиля кулака можно увеличить диаметр шайбы либо уменьшить радиус кривошипа валика. Детали расчета привода и профиля кулака выясняются из приводимого ниже примера.

§ 55. Пример расчета клапанного привода и профиля кулака машины Ленца

Расчет произведен применительно к машине Ленца, тип 8.

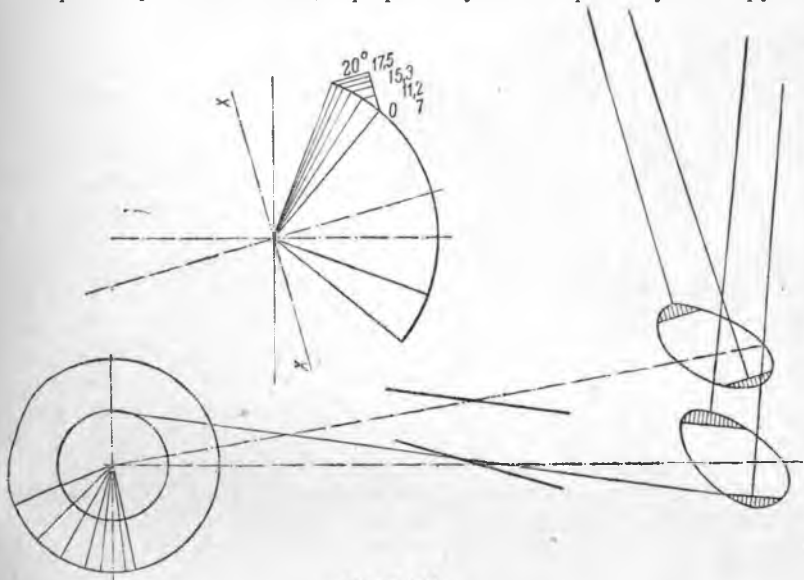
Схема привода вычерчена на фиг. 114. Длина эксцентриковой штанги определена по габариту машинной рамы ($l=2050$ мм). Радиус эксцентрика взят равным 180 мм, что составляет 0,088 l . Угол наклона доски принят 18° . На фиг. 114 вычерчены два варианта расположения привода. Первый вариант (с горизонтальной основной линией) непригоден, ибо направление клапанной штанги не совпадает с местом расположения клапанов вблизи цилиндра. Второй вариант (с наклоном основной линии на 10°) в этом отношении дает удовлетворительный результат.

Схема распределительного валика изображена на той же фиг. 114 в верхней части. Кривошип взят возможно более коротким, но исходя из условия достаточного удаления в крайних положениях от мертвых точек. Расчет ведется для впускного клапана. Угол впуска на распределительном валу определяется при указанных условиях величиною 20° . На эллиптической кривой, на протяжении периода впуска в верхнюю полость отмечен ряд промежуточных точек, соответственно которым разбиты углы поворота как коленчатого вала α , так и кривошипа распределительного валика θ . Эти углы занесены в следующую таблицу:

	№ точки								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Угол α (от начала впуска) .	0°	5,5	13,5	20°	29,2	43,5°	59,5	70,5	83,5
Угол θ (от начала впуска) .	0°	7°	11,2	15,3	17,5	20°	16,3	7°	0°

По этим данным построена переходная кривая, $\theta = f(\alpha)$, изображенная на фиг. 81.

Намеченный профиль кулака изображен на фиг. 79. Диаметр ролика принят равным 40 мм; профиль кулака очерчен дугой окруж-



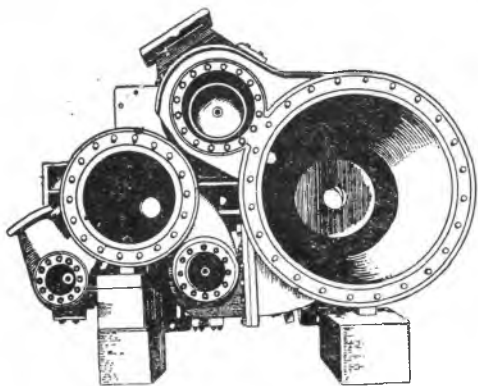
Фиг. 114.

ности радиусом, обеспечивающим подъем клапана на максимальную высоту, в пределах угла впуска 20°. На чертеже вычерчен ряд положений ролика, касательных к профилю, и центры различных положений ролика соединены кривой линией (эквидистанта). Через центр начального положения ролика проведена из центра валика „нулевая“ окружность. При повороте валика на угол δ от начала впуска подъем клапана h определяется радиальным расстоянием между нулевой окружностью и эквидистантой. Наибольший подъем h_0 задан по таблице клапанов Ленца для машины типа 8. Полный угол δ_0 , в пределах которого очерчивается профиль кулака, равен углу впуска кривошипа распределительного валика.

Показатели экономичности машин Ленца, как обнаруживается результатами испытаний ряда судов ЦНИИВТ, лишь незначительно отличаются от показателей золотниковой паровой машины. Так, удельный расход пара для машины № 9 при $p=14,5 \text{ ата}$ и $t=320^\circ$ составил $5,2 \text{ кг}$ и при $t=260^\circ$ — $5,7 \text{ кг}$.

В рекламных сообщениях заводов-строителей эти цифры указывались значительно более низкими, что следует объяснить переоценкой заводами особенностей конструкции клапанного парораспределения в машинах Ленца: малой величины вредных объемов и поверхностей, отчетливости парораспределения и т. д.

В действительности, конструкция Ленца хотя и имеет некоторые присущие клапанам машинам преимущества (например отсут-



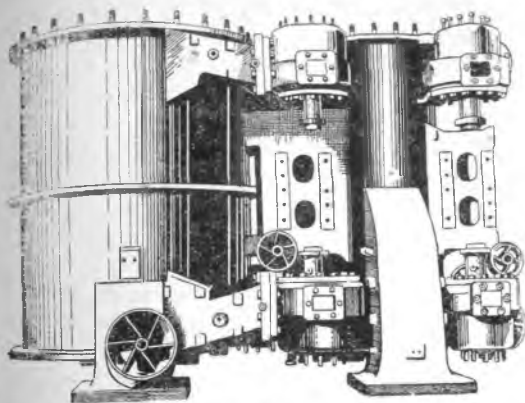
Фиг. 115.

ствие переводных машин, излишних благодаря отсутствию трения при перестановке клапанов), но в общем итоге разработана не столь удачно, чтобы дать серьезные выгоды экономического, габаритного, весового и эксплуатационного характера по сравнению с современными золотниковыми машинами, работающими при тех же состояниях пара. Несомненным преимуществом

всех вообще клапанных машин, как указывалось выше, является отсутствие смазки клапанов, облегчающее работу паром высокой температуры.

§ 56. Измененный тип машины Ленца (завод Schichau)

В этом видоизменении перепускные клапаны сделаны несколько увеличенного размера. Для уменьшения вредных пространств расположение клапанов избрано, как указано на фиг. 115 и 116. В данном случае оси распределительных шайб перпендикулярны к осям цилиндров. Кулисная тяга производит качание шайбы клапана для впуска в ц. в. д., откуда при помощи кривошипов и наклонной соединительной тяги передается качание второму поперечному валу, несущему распределительные шайбы остальных двух пар клапанов. Для регулировки парораспределения длину соединительной тяги можно изменять. Все качающиеся оси выполнены на шариковых и роликовых подшипниках (фиг. 116а).



Фиг. 116.

**§ 57. Клапанно - золотниковые
машины завода
North Eastern Marine Engineering Co**

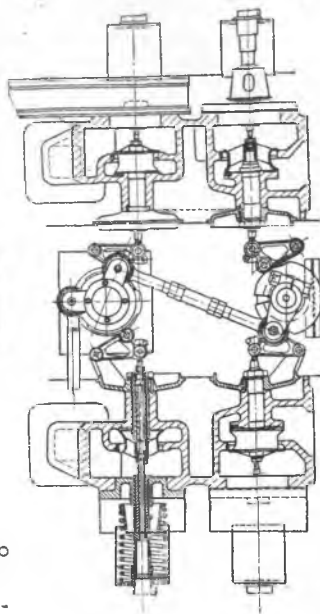
Как указывалось выше, клапанные машины Ленца обладают значительными недостатками, в частности:

- 1) недостаточный размер перепускных клапанов;
- 2) коробление клапанов, приводящее к пропускам и необходимости частой притирки; этот недостаток особенно сказывается на выпускных клапанах ц. н. д.;
- 3) большое вредное пространство ц. в. д.;
- 4) непрактичный привод Гакворта и Клуга.

Все эти недостатки отражаются на экономичности и стоимости эксплуатации, что в особенности отмечено ЦНИИВТ на основании испытаний имеющихся в нашем флоте машин этой системы.

Изложенное заставляет притти к выводу о том, что машина Ленца является первичным типом клапанных машин, который подвергнется существенным изменениям.

Дальнейшей эволюцией клапанных машин являются машины, в которых клапанное парораспределение сохраняется лишь там, где оно существенно полезно, а именно — в ц. в. д. и ц. с. д. (иногда лишь в ц. в. д.). Примером подобной конструкции является машина, изображенная на фиг. 117 (чертежи, выполненные в дипломном проекте студентом Одесского института инженеров водного транспорта А. Ю. Вальтером). Машина тройного расширения с золотником Пенна у ц. н. д. Цилиндр н. д. расположен в середине. Распределительные валики у ц. в. д. и ц. с. д. поперечные и при-

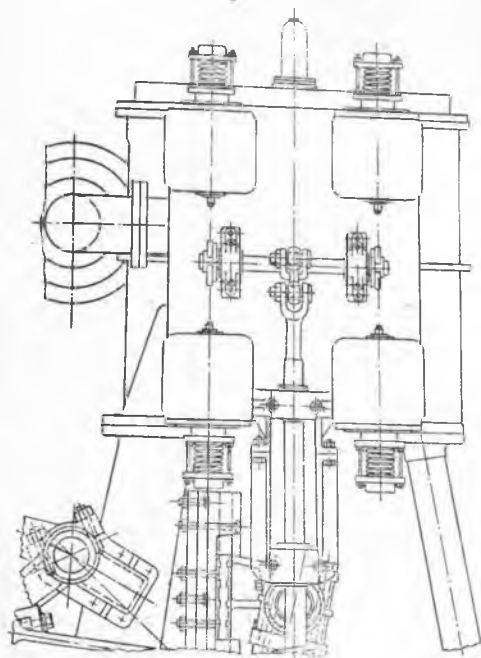


Фиг. 116а.

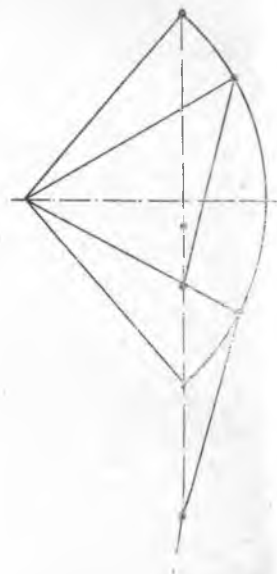
водятся в качательное движение штоками от кулис Стефенсона. У клапанов имеются, как и у машины Ленца, уравнители (фиг. 112).

В описанной машине применен промежуточный перегрев пара. Котельный пар имеет давление 15—18 кг/см² и температуру 390°. На пути к клапанной коробке ц. в. д. свежий пар проходит через трубчатый пароперегреватель, помещенный в ресивере между ц. в. д. и ц. с. д., где отдает часть своей теплоты пару, идущему к ц. с. д. В результате теплообмена в перегревателе свежий пар при входе в ц. в. д. имеет температуру около 315°, а пар в ц. с. д. нагревается до 260—280°.

Вид со стороны ц.с.д.



Фиг. 117.



Фиг. 118.

Машина имеет независимое парораспределение у каждого цилиндра, в соответствии с чем установлены следующие клапаны:

- 1) впускные в ц. в. д. (по одному у каждой полости), управляющие впуском и отсечкой в ц. в. д.;
- 2) выпускные из ц. в. д. (также по одному у каждой полости), управляющие выпуском и сжатием в этом цилиндре; обе пары клапанов приводятся в движение общим валиком от первой кулисы Стефенсона, ввиду чего связь между элементами парораспределения в ц. в. д. остается того же характера, что и при обычном золотниковом парораспределении;

3) впускные клапаны в ц. с. д., управляющие впуском и отсечкой в этом цилиндре, а также выпускные, управляющие выпуском и сжатием.

Привод от кулисы к распределительному валу осуществляется посредством штока (фиг. 118 и 119) и короткой серьги, связанной с кривошипом валика. Соединительная серьга играет большую роль, так как благодаря ее конечной длине является возможным при умеренном угле качания валика осуществить значительный угол впуска, что необходимо для возможности проектирования достаточно пологого профиля кулачка (см. схему фиг. 118).

Объем ц. с. д. описываемой машины определяется по методу, изложенному выше, с учетом увеличения удельного объема пара; при построении индикаторных диаграмм по методу Шретера расчет процессов перетекания в ц. с. д. несколько усложняется промежуточным перегревом.

В остальном расчет машины не отличается от общих методов расчета клапанных и золотниковых машин. Разработка парораспределения ведется с применением золотниковых диаграмм (Цейнера или др.). Нормы для элементов парораспределения для рассматриваемой машины в литературе не освещены, ввиду чего в этом отношении приходится ориентироваться по общим нормам, установленным для клапанных

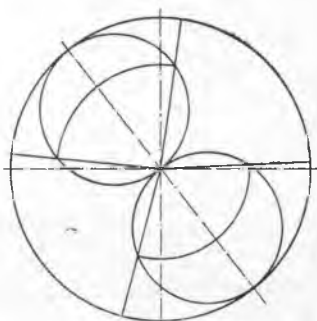
и золотниковых машин. Следует предполагать, что ввиду ограниченности „угла впуска“ при качании кривошипа распределительного валика отсечка впуска в ц. в. д. вряд ли может быть осуществлена менее чем 0,40—0,45.

Вредные пространства в ц. в. д. должны быть невелики, так как при поперечном расположении валиков клапаны могут быть придвинуты как угодно близко к цилиндрам. В эксплуатационном отношении машина должна быть равнозначущей обычной машине с золотниками и кулисами Стефенсона, отличаясь лишь большей экономичностью.

Экономия получается за счет повышения относительного к. п. д. последних двух цилиндров от введения в них сильно перегретого пара.

§ 58. Принцип прямоотчности

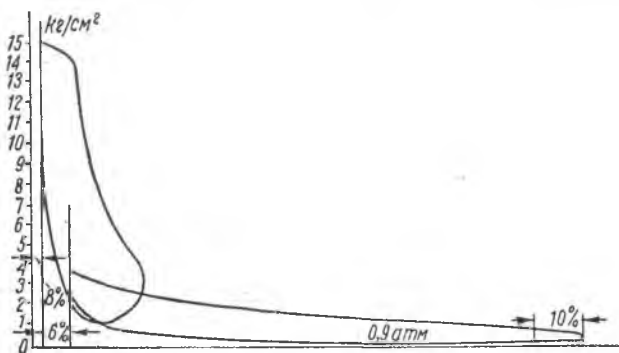
Описанные выше золотниковые паровые машины обладают некоторым серьезным недостатком: попеременно-возвратное движение свежего и отработавшего пара через золотниковые каналы приводит



Фиг. 119.

к интенсивному теплообмену между паром и стенками цилиндра, вызывая этим так называемую начальную конденсацию при впуске пара в машину. Этот недостаток заставил искать пути для осуществления прямого тока пара от места его впуска до выпуска, чем можно было бы до некоторой степени избежать указанной тепловой потери. Подобная конструкция была впервые осуществлена проф. Штумпфом.

В первоначальных конструкциях Штумпф выполнял расширение пара в одном цилиндре. В этом случае впуск пара производился через клапан, расположенный в крышке цилиндра и управляемый распределительным кулачком и валом. По идее проф. Штумпфа в примененной им конструкции возможность начальной конденсации пара совершенно исключена, так как пар по открытию выхлопных



Фиг. 120.

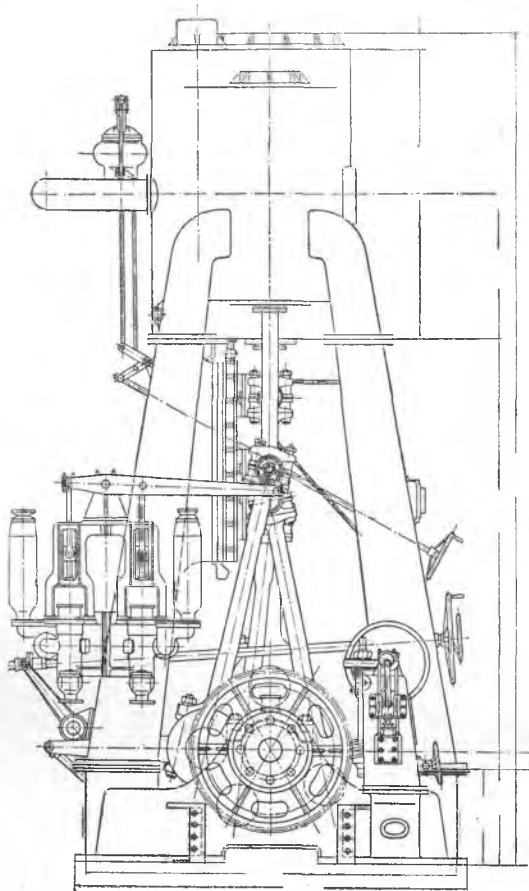
окон выпускается из цилиндра слоями, причем верхние, наиболее горячие слои пара, прилежащие к крышке цилиндра, остаются в последнем и при обратном ходе поршня сжимаются до высокой температуры. Помимо этого, с той же целью применяется обогрев крышек свежим паром.

Опыт не вполне оправдал предположения Штумпфа, так как испытаниями установлено, что конденсация в прямоточной машине все же имеет место, и понижение ее обязано главным образом обогреву крышек (влекущему в свою очередь за собой дополнительный расход пара), а также примененному в машине высокому сжатию. Кроме того, обнаружилось, что большой интервал температур, между которыми работает пар в одноцилиндровой машине, является неблагоприятным в отношении тепловых потерь.

Вследствие этого Штумпф перешел в настоящее время к конструкции машины двойного расширения, сохранив принцип прямочности лишь для цилиндра низкого давления.

§ 59. Элементы рабочего процесса машины Штумпфа

Прямоточные машины работают обычно перегретым паром, температурою $350-400^{\circ}$. Отличительной чертой этих машин является высокая степень расширения, аналогичная применяемой в клапанных машинах Ленца. Степень впуска в цилиндр высокого давления принимается $30-35\%$ и давление в конце расширения (предварение выпуска) — около $0,5 \text{ кг/см}^2$. Сжатие применяется весьма высокое (около 50% в цилиндре высокого давления и 90% в цилиндре низкого давления). Благодаря весьма незначительному вредному пространству потеря от влияния последнего весьма невелика. Отношение объемов цилиндров берется от $1:5$ до $1:7$. Применяемый вакуум достигает величины $94-96\%$. Общий вид рабочих диаграмм машины Штумпфа изображен на фиг. 120.



Фиг. 121.

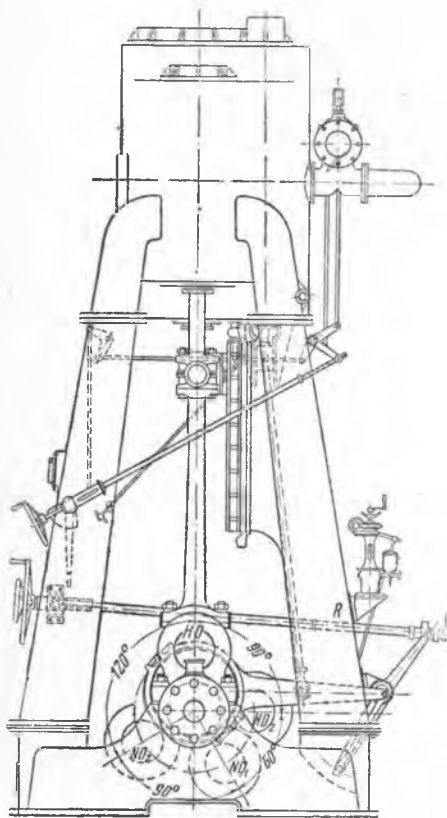
Общий вид судовой машины Штумпфа, мощностью 1250 сил при 90 оборотах в минуту изображен на фиг. 121, 122 и 123. Данные этой машины: наполнение цилиндра высокого давления 35% , среднее индикаторное давление $2,7 \text{ кг/см}^2$; диаметр ц. в. д. 410 мм и ц. н. д. — 900 мм ; ход поршня 900 мм ; вредное пространство ц. в. д. — 8% и ц. н. д. — 6% .

Как видно из этих фигур, машина сконструирована по типу сдвоенной машины компаунд. Мотыли цилиндров высокого и низ-

кого давления заклинены под углом 150° , что дает благоприятные условия распределения тангенциальных сил и, кроме того, улучшает в некоторых отношениях элементы парораспределения, а именно дает возможность иметь достаточно малое предварение впуска в цилиндре низкого давления ($1-2\%$) при значительном предварении выпуска из цилиндров высокого давления ($10-12\%$).

Недостатком машины является ее большая высота, обязанная двойной длине цилиндра благодаря большой длине поршня.

Машина регулируется и реверсируется приводом Клу-га, Гакворта или подобными им системами. Разрез по цилиндрам машины дан на фиг. 124.



Фиг. 122.

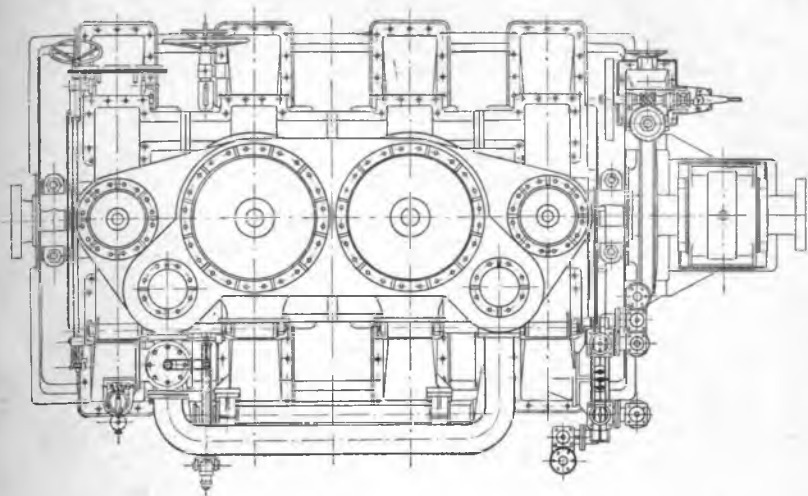
§ 60. Прямоточные машины Skinner (Скиннер)¹

Прямоточные машины Штумфа как судовые не получили распространения во флоте.

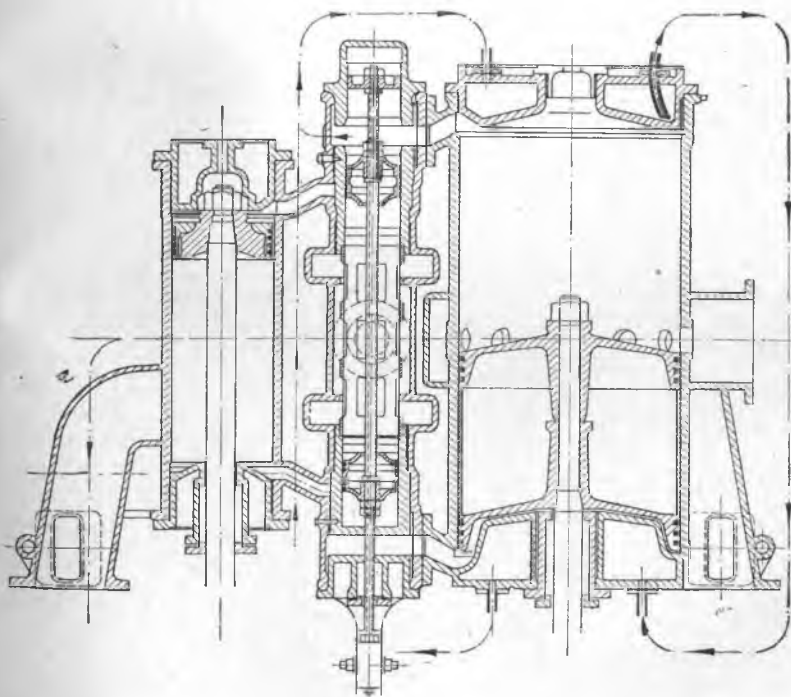
Из машин простого расширения наибольший интерес представляют клапанные прямоточные машины завода „Skinner Eng. Company“ (U. S. A., Erie PA), устанавливаемые на морских пассажирских судах, ферриботах, а также и мощных речных винтовых толкачах. Эти машины работают на

повышенном давлении пара — до 21 ат и строятся с тремя, четырьмя и пятью цилиндрами. Характеристика этих машин приведена в табл. 26. Особенностью парораспределения прямоточных машин Скиннер является возможность установки любого наполнения при постоянных величинах сжатия ($25-30\%$) и предварении впуска. Постоянная величина

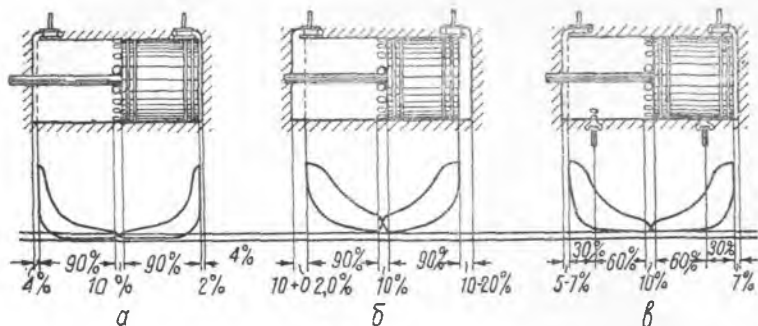
¹ По труду С. П. Фролова „Паровые поршневые машины речного, озерного и рейдового флота США“, ВНИТОВТ, 1936.



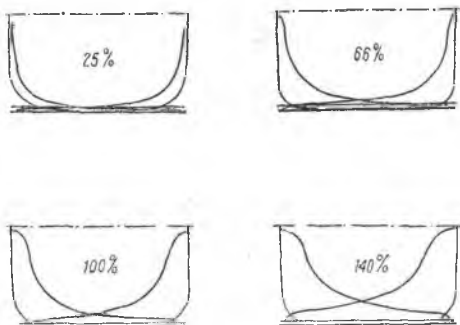
Фиг. 123.



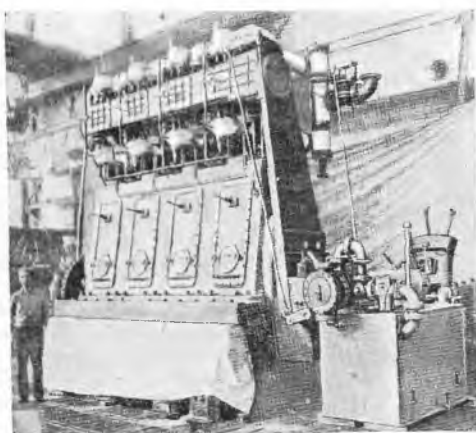
Фиг. 124.



Фиг. 125.



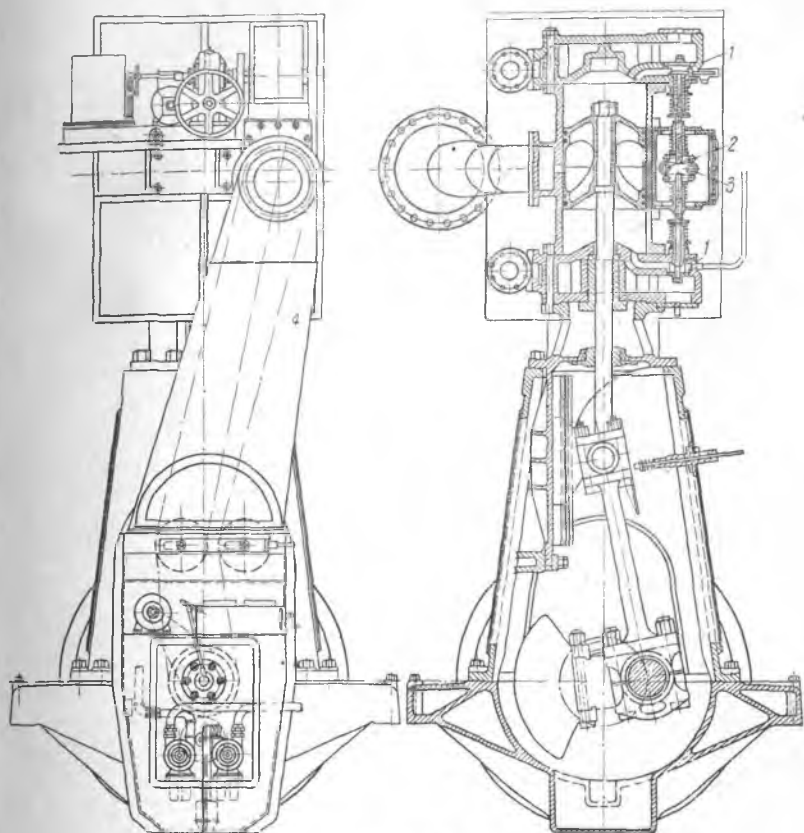
Фиг. 126.



Фиг. 127.

сжатия обеспечивается специальными выпускными клапанами, находящимися сбоку цилиндра. Эти вспомогательные клапаны приводятся в действие от отдельного кулачка распределительного вала. Схематически отличие работы пара в машинах Скиннер от работы пара в машине Штумпфа показано на фиг. 125. Как видно из рисунка, машина Скиннер (рис. 125в) при одинаковом конечном давлении сжатия с машиной Штумпфа, имеющей увеличенный объем вредного пространства до 20° , дает значительно более полную индикаторную диаграмму, почти без увеличения объема вредного пространства, которое у машины Скиннер составляет $5-7\%$. Практический вид индикаторных диаграмм машины Скиннер при разных нагрузках от 25 до 140% показан на фиг. 126.

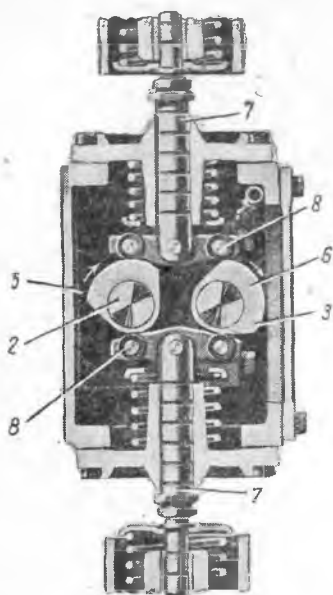
Общий вид машины Скиннер в четырехцилиндровом выполнении показан на фиг. 127, а поперечный разрез машины дан на фиг. 128. Как видно, машина Скиннер — двойного действия. Впускные клапаны ее 1—двухседельные. Каждый впускной клапан приводится в действие одновременно от двух вращающихся распределитель-



Фиг. 128.

ных валов 2 и 3, показанных отдельно на фиг. 129. Распределительные валы приводятся от главного вала гибкой передачей. Один из распределительных валов имеет кулачок 5 для предварения впуска и кулачок для выпускного клапана (на рисунке не показан). Второй распределительный вал имеет кулачок 6, назначением которого является изменение отсечки. Оба вала вращаются в одном направлении и осуществляют впуск пара попеременно в обе полости цилиндра одними и теми же кулачками.

Подъем впускного клапана осуществляется сразу двумя кулачками и при ходе одного из них с ролика клапан закрывается. Для этого толкачи клапана 7 у распределительного вала имеют траверзу 8 с двумя роликами для кулачков обоих распределительных валов. Один из валов 3 с кулачками для отсечки, кроме вращения во время работы машины, может иметь с поста управления угловое перемещение относительно другого вала, чем и изменяется отсечка. Действие впускного клапана в машине Скиннер заключается в следующем:



Фиг. 129.

1) До момента предварения впуска отсечной кулачок 6 набегает на ролик клапана, поднимает конец траверзы 8, но впускной клапан остается закрытым.

2) В момент предварения впуска кулачок предварения 5 выбирает зазор между ним и его роликом и, поднимая второй конец траверзы, открывает впускной клапан.

3) Далее оба кулачка поддерживают впускной клапан открытым на все время наполнения цилиндра.

4) В момент отсечки отсечной кулачок освобождает ролик траверзы и впускной клапан закрывается. Этот момент показан на фиг. 129.

При увеличении углового перемещения распределяющих валов

Таблица 26

Вертикальные судовые машины Скиннер

Число цилиндров	3	4	5	4
Диаметр цилиндра, мм	484	484	636	484
Ход поршня, мм	508	508	610	508
Число об/мин.	170—185	200	135	200
Мощность, л. с.	800—1000	1502	1700	1400
Давление пара, ат	17,6	20	14	20
Перегрев пара, °С	110	110	56	83
Давление в холодиль- нике, ата	0,13	0,13	0,13	0,13
Название судна	„Тенесси“ „Оһио“	„Princesse Anne“	„Meadville“	„Del-mar-va“
Назначение судна	толкачи речные	морск. пассаж.	ферри- бот	ферри- бот

наполнение цилиндра увеличивается, и обратно. Предварение впуска и сжатие остаются постоянными, поскольку кулачки распределительного вала, осуществляющие эти элементы парораспределения, связаны с вращением главного вала. Машины Скиннер представляют значительный интерес, поскольку уже выполненные машины работают на давлении пара до 21 ат , и число оборотов их без вреда для клапанов превышает 200 в мин. По испытаниям, проведенным заводом, эти машины показали, кроме того, и очень высокую экономичность (расход пара около $4,45 \text{ кг/л. с. при } p_k = 17,6 \text{ ат}$ и температуре пара 300°C).

§ 61. Прямоточные машины завода Христиансен и Мейер

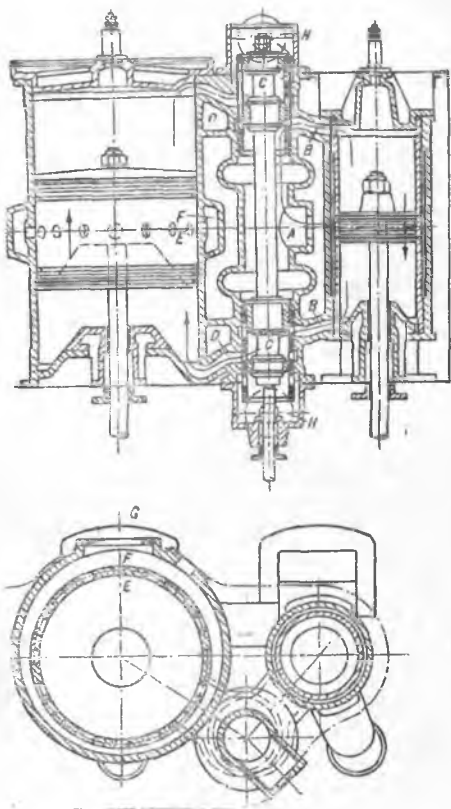
Эти машины по конструкции вполне подобны описанным выше машинам Штумпфа и построены по принципу двойной спаренной машины компаунд. Мотыли ц. в. д. и ц. н. д. — под углом 180° и плоскости мотылей обоих блоков — под углом 90° .

Разрез по цилиндру с показанием золотника дан на фиг. 130.

Как видно из последнего чертежа, золотник машины Христиансена и Мейера отличается от золотника конструкции Штумпфа тем, что по своим концам имеет дополнительные золотнички, регулирующие выпуск пара из ц. н. д.

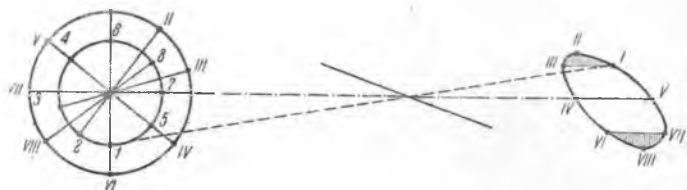
Целью этого дополнительного золотника является уменьшение сжатия в цилиндре, которое в системе Штумпфа является почти полным.

Для уяснения схемы парораспределения машины Христиансена-Мейера на чертеже фиг. 131 произведено построение схемы привода (Гакворта) и на фиг. 132 изображен ряд последовательных



Фиг. 130.

положений золотника. Эксцентрик установлен под углом 180° к кривошипу цилиндра высокого давления и совпадает с направлением кривошипа низкого давления. Подвод пара к цилиндру высокого давления — внутренний. На фиг. 132 изображены различ-



Фиг. 131.

ные положения верхней половины распределительного золотника, регулирующие парораспределение верхних полостей цилиндров.

Соответственные точки обозначены на кривошипной и эллиптической диаграммах, а также на схемах положения золотника.

I. Начало впуска в ц. в. д. Впускное окно верхней полости ц. в. д. (нижнее окно) начинает открываться. Золотник движется

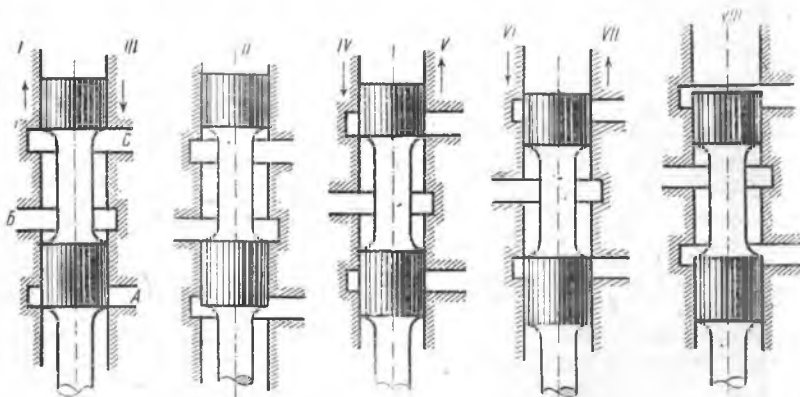


Рис. 132а.

Рис. 132б.

Рис. 132в.

Рис. 132г.

Рис. 132д.

вверх. В ц. н. д. (верхняя полость) в это время происходит выпуск из паровыпускного канала *Б* в отводящий наружу канал *С*.

II. Наибольшее отклонение золотника вверх. В ц. в. д. — максимальное открытие окна для впуска и в ц. н. д. — продолжается выпуск.

III. Отсечка впуска в ц. в. д. В ц. н. д. продолжается выпуск.

IV. В ц. в. д. происходит расширение, так как впускное окно перекрыто. В ц. н. д. происходит отсечка выпуска и начинается

сжатие, так как окно выпускного канала *C* перекрывается верхним дополнительным золотником.

V. Начало выпуска из ц. в. д. Этот момент одновременно является и моментом впуска в ц. н. д., так как каналы *A* и *B* приходят в сообщение друг с другом.

VI. Наибольшее отклонение золотника вниз. Выпуск из ц. в. д. (и выпуск в ц. н. д.) продолжается.

VII. Отсечка выпуска из ц. в. д. (одновременно также и отсечка впуска в ц. н. д.). Начало сжатия в ц. в. д. и расширения в ц. н. д.

VIII. Начало выпуска из ц. н. д. через верхнее окно *C*. В ц. в. д. продолжается сжатие.

Моменты *I—III*, *IV—V* и *VI—VII* лежат на горизонтальных отрезках, соединяющих эти точки на эллиптической кривой.

Указанная схема при конструктивно заданных размерах и расположении окон может служить для определения размеров золотника. Парораспределение в нижних полостях анализируется аналогично.

Как видно из схемы, ресивер в машине Христиансена-Мейера отсутствует, как и в машине Ленца, благодаря взаимно противоположному движению поршня и совпадению моментов выпуска из ц. в. д. и впуска в ц. н. д.

Выхлопные окна в стенках цилиндра низкого давления в рассматриваемой машине регулируют основной выпуск пара из цилиндра, так как сжатие в ц. н. д. регулируется верхним дополнительным золотником и выпускным каналом *C*.

Машины Христиансена-Мейера работают паром того же состояния, что и машины Ленца, и характеризуются примерно теми же показателями экономичности, что и последние. Отношение объемов цилиндров, применяемое в описываемых машинах, колеблется в пределах от 4,5 до 4,7; степень расширения пара — от 13 до 15,5.

Отличительной чертой этих машин является сокращение вредных пространств и сокращение до минимума распределительных органов. Они допускают более широкий диапазон изменения мощности, нежели золотниковые машины. По данным ЦНИВТ, однако, как экономические, так и эксплуатационные преимущества машин Христиансена также подвергаются критике.

§ 62. Проверка достаточности сечения выхлопных окон в прямоточных машинах

Сечение выхлопных окон из ц. н. д. в машинах с прямоточным выпуском должно быть достаточным для того, чтобы за время выхлопа давление в цилиндре могло упасть до давления пара в холодильнике. Расчет может быть произведен тем же методом, которым выше было произведено определение линии впуска в ц. в. д.

Высота окон может быть предварительно взята равной около 10% хода поршня. Задаваясь конструктивно шириной окон, можно построить кривую f открытия окон в функции от угла поворота кривошипа, в пределах от начала открытия окон при движении поршня к мертвой точке и до конца закрытия их при движении поршня вверх. Ввиду существующей пропорциональности между углом поворота вала и временем, кривая f может считаться также функцией времени t . Разделив отрезок времени t периода выхлопа на несколько равных частей, производим последовательно расчет вытекания пара: задаем произвольное мгновенное значение секундвого расхода пара G кг/сек и, исходя из него, последовательно определяем:

Количество пара, вытекшего из цилиндра в промежуток $0-t$ сек.

$(\Delta G \text{ кг} = \int_0^t G \text{ кг/сек} \cdot dt)$. Начальное содержание пара в цилиндре к началу выпуска было равно:

$$G_0 = G' + G_1,$$

где: G' — вес остаточного пара и

G — вес впущенного пара в полость цилиндра за 1 ход поршня.

Остающийся к моменту t вес пара в цилиндре равен:

$$G_0 - \Delta G \text{ кг}$$

и удельный объем в этот момент:

$$v = \frac{V}{G_0 - \Delta G}.$$

Здесь V — объем ц. н. д., который может быть за период выпуска принят постоянным (или определен по объемной диаграмме). Считаем далее расширение пара в цилиндре во время вытекания адиабатическим; находим по адиабате, исходящей из точки кривой состояния пара в ц. н. д., в которой достигается давление начала выпуска p' (фиг. 133а), давление p'' , соответствующее найденному удельному объему пара v . Для проверки производим вычисление секундного расхода пара в момент t :

$$G \text{ кг/сек} = \frac{\phi \cdot f \cdot c}{v},$$

где: ϕ — может быть принято по Schüle равным 0,7;

c — скорость истечения через окно, определяемая по формуле:

$$c = 91,5 \cdot \sqrt{h'}$$

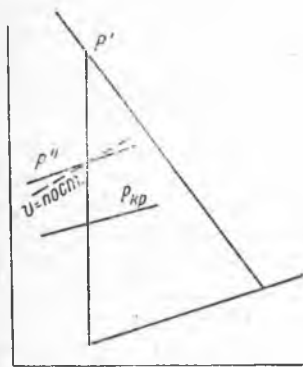


Рис. 133а.

Вычисленное значение G кг/сек должно быть равным первоначально принятому. При несовпадении изменяем G кг/сек и повторяем расчет (или применяем метод графического решения).

В течение некоторой части периода выпуска истечение будет происходить при критических условиях, что и должно быть принято во внимание при расчете, беря для расчета секундного расхода критические условия (фиг. 133а): перепад $h' = h_{кр}$ и конечный удельный объем $v_{кр}$.

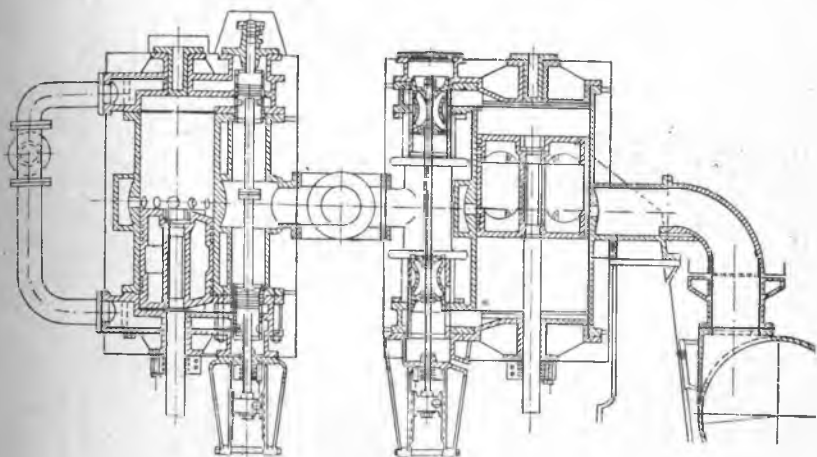


Рис. 1336.

Переходя к следующему моменту времени, начальное давление истечения считаем равным вычисленному при предыдущем расчете давлению в цилиндре p'' . После того как конечное давление истечения совпадет с изобарой холодильника, для всех дальнейших моментов конечное давление истечения должно приниматься на этой кривой.

Достаточность окон проверяется тем, что в пределах периода выпуска давление в цилиндре p'' упадет до величины давления в холодильнике.

§ 63. Общий обзор прочих систем современных судовых морских паровых машин

Непрерывное стремление понизить габарит, вес и удельный расход пара вызвало и вызывает к жизни возникновение громадного числа новых конструкций. Выше нами были описаны наиболее типичные системы, более или менее стандартизированные. Следует отметить, что большинство остальных новых конструкций, за ис-

Парораспределение машины Христ

Ход машин

Положение кулисы $\varphi = 16^\circ$							
Элементы парораспределения	Лин. опер. вл. м.м.	Наполнение	Наибольшее открытие окна м.м.	Предвар. вып.	Сжатие	Лин. опер. вл. м.м.	
Ц. в. д.	Верхн.	— 1,35	0,295	5,5	—	0,69	— 1,05
	Нижн.	12,15	0,30	15,5	—	0,6	12,45
	Средн.	6,4	0,30	11	—	0,645	5,7
Ц. н. д.	Верхн.	13,15	0,42	1,75	0,259	0,275	13,45
	Нижн.	4,65	0,29	11,5	0,275	0,255	4,95
	Средн.	8,9	0,355	14,5	0,265	0,265	9,2
Положение кулисы $\varphi = 22^\circ$ вперед							
Ц. в. д.	Верхн.	— 0,45	0,455	14,5	—	0,54	— 0,15
	Нижн.	13,05	0,435	23	—	0,48	13,35
	Средн.	6,3	0,445	18,75	—	0,51	6,6
Ц. н. д.	Верхн.	14,05	0,56	24	0,19	0,22	14,35
	Нижн.	5,55	0,41	21	0,22	0,19	5,85
	Средн.	9,8	0,485	22,5	0,205	0,205	10,1

ключением машин высокого давления, не дает какого-либо заметного сдвига в паросиловой технике и обычно комбинирует или вводит различные конструктивные или термодинамические идеи, кажущиеся выгодными или целесообразными.

Некоторая сложность конструкции машин многократного расширения всегда заставляла конструкторов искать возможности осуществления системы машины простого расширения, т. е. с расширением в одном цилиндре. Возможности к этому явились лишь в последнее время, после освоения системы прямоточного выпуска и клапанного парораспределения, характеризующегося понижением вредных объемов в цилиндре.

К указанному классу принадлежат машины Штумпфа, Яффэ, Скиннер и др. Все они выполняются многоцилиндровыми, чаще всего имеют впуск через клапаны, расположенные в крышке цилиндра, и прямоточный выпуск. Эти машины работают при малых

ансена и Мейера (по испытаниям)

вперед

$\varphi = 18^\circ$				$\varphi = 20^\circ$				
Наполнение	Наибольшее открытое окно мм	Предвар. выпуск	Сжатие	Лин. опер. вл. мм	Наполнение	Наибольшее открытое окно мм	Предвар. выпуск	Сжатие
0,35	8,5	—	0,64	— 0,75	0,405	11,5	—	0,59
0,345	18,5	—	0,57	12,75	0,39	21	—	0,53
0,347	13,5	—	0,605	6	0,397	16,25	—	0,56
0,465	19,5	0,24	0,26	13,75	0,515	22	0,215	0,245
0,33	15	0,26	0,24	5,25	0,37	18	0,24	0,215
0,397	17,25	0,25	0,25	9,5	0,442	20	0,227	0,227
$\varphi = 24^\circ$ вперед				$\varphi = 23^\circ 30'$ назад				
0,51	17,5	—	0,50	— 7	0,66	15	—	0,51
0,48	25	—	0,43	7,5	0,48	23	—	0,28
0,415	21,25	—	0,465	0,25	0,57	19	—	0,4
0,605	26	0,17	0,20	8,5	0,61	25	0,09	0,165
0,48	24,5	0,20	0,17	— 1	0,59	20,5	0,165	0,09
0,53	25,25	0,185	0,185	3,75	0,6	22,75	0,127	0,127

отсечках впуска и характеризуются высоким сжатием пара. Машины выполняются в одних системах двойного действия, и в других — простого. В первом случае, при прямомочном выпуске, повышается высота цилиндров. В отношении габарита, веса и экономичности эти машины при современном их развитии не дают существенных преимуществ перед описанными системами. В частности, благодаря незначительности вредных объемов и высокому сжатию, указанные машины требуют повышенного вакуума, и в большей или меньшей степени чувствительны к случайным повышениям давления в холодильнике и к неплотностям поршней и парораспределительных органов.

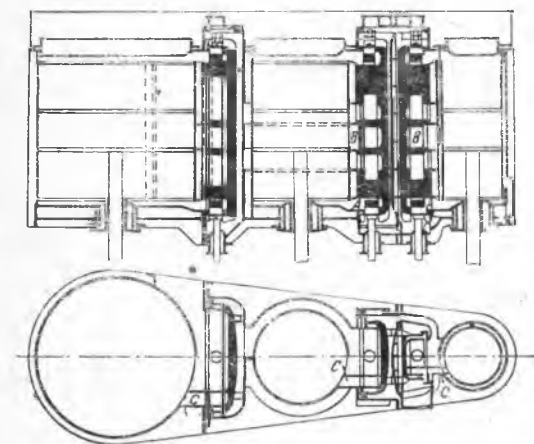
Судовые машины двойного расширения (новых систем) чаще всего выполняются спаренными, четырехцилиндровыми. Принцип двойного расширения при наличии клапанного парораспределения и высоко перегретого пара в настоящее время удачно конкурирует

с принципом тройного расширения, как мы это выяснили выше на примерах машин Ленца, Христиансена и Мейера и других систем. К разновидностям этого типа принадлежат машины завода Борзиг, напоминающие машины Ленца, но имеющие прямоточный выпуск из ц. н. д. Этим устраняются неудобные выхлопные клапаны ц. н. д.

В системе Бурмейстер и Вайн (также сдвоенная машина компаунд) оба цилиндра — прямоточные (точнее полупрямоточные, так как подобно машине Христиансена и Мейера в цилиндрах предусмотрен дополнительный выпуск пара). Золотники обеих ступеней цилиндрические, приводимые кулисой Клуга. Общее устройство цилиндров показано в разрезе на фиг. 133б. Машины Бурмейстер и Вайн выполняются также с тремя цилиндрами (один цилиндр

высокого давления и два — низкого). Конструкция завода A. Stephen подобна описанной, но с тем различием, что здесь применен гидравлический привод золотников (плоских), устроенных отдельно для верхних и нижних полостей цилиндров. Цилиндр высокого давления — чисто прямоточный.

Среди машин тройного расширения следует отметить: машину Капротти, представляющую разновидность



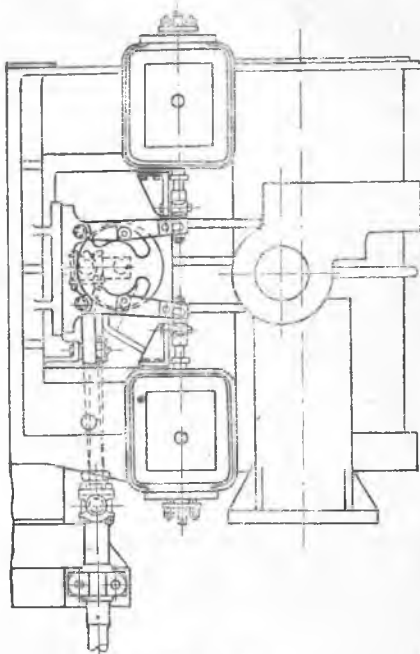
Фиг. 134.

клапанных машин, в которой распределительный валик имеет вращательное движение подобно тому, как это имеет место у двигателей Дизеля. Конструкцию Капротти следует признать сложной, но представляющей возможность несколько более правильного парораспределения, чем у машин, снабженных приводами с качательным движением валика (особенно при регулировании мощности). Машины эти не получили распространения на судах.

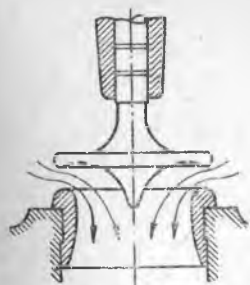
Машина Richardson Westharth имеет плоские золотники (с крышками) и полупрямоточный выпуск во всех трех цилиндрах (фиг. 134). В машине применяется обогрев рубашек цилиндров паром.

В данной системе выдвигаются следующие преимущества: сокращение вредных объемов и объемов ресиверов, уравновешенность золотников, сокращение потерь от начальной конденсации.

В настоящее время развито стремление к конструированию быстроходных машин, с целью сокращения их габарита. В частности такие машины, работающие через редуктор, применяются в установках с турбинами отработавшего пара в системе Уайт. Эти машины работают при 220—250 об/мин. Трудность конструирования быстроходных машин состоит в затруднительности осуществления, при повышенной скорости поршня, малых объемов вредных пространств. Вследствие этого требуется разрешение задачи о конструкции золотников и клапанов. К числу таких попыток следует отнести систему золотников Эндрьюса и Камерона, описанную выше. Привод к золотникам Эндрьюса и Камерона изображен на фиг. 135. В данном случае применяют также диффузорные клапаны (фиг. 136). При умеренной скорости поршня быстроходные машины однако выполняются и с обычными системами золотников.



Фиг. 135.

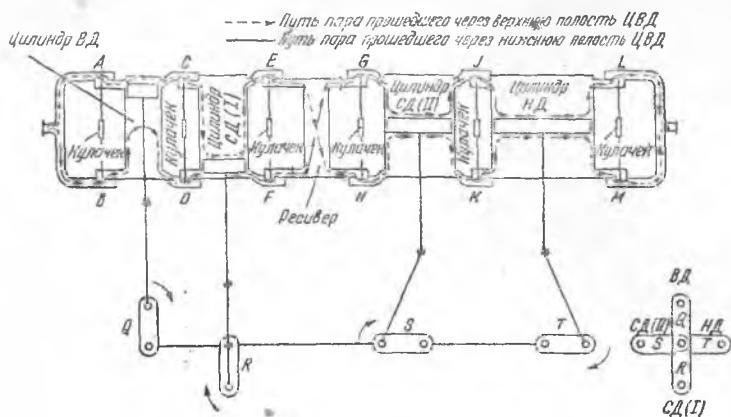


Фиг. 136.

Машины четырехкратного расширения в настоящее время чрезвычайно немногочисленны. Применявшиеся ранее для мощных установок золотниковые машины четырехкратного расширения, в которых основным достоинством было полное уравнивание сил инерции движущихся масс, в настоящее время совершенно оставлены, так как удачно заменяются турбинными установками. В существующих новых системах машин четырехкратного расширения следует отметить клапанную машину Квадропод, схема которой изображена на фиг. 137.

В этой машине расположение кривошипов принято, как у машины Ленца. Точно так же и парораспределение напоминает эту последнюю машину: клапаны отдельные для верхних и нижних полостей. Ресиверов

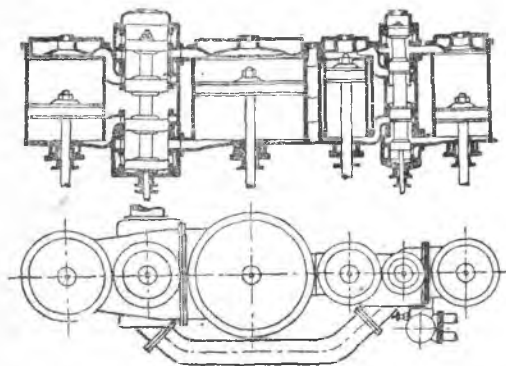
между ц. в. д. и ц. с. д. I, а также между ц. с. д. II и ц. н. д. нет. Рабочее давление пара 18 ата при температуре пара 310°.



Фиг. 137.

Машина экономична, но громоздка и распространения во флоте не получила.

В подобной же машине Clark клапаны заменены цилиндрическими золотниками (фиг. 138).



Фиг. 138.

Как мы указывали, в настоящее время имеется неуклонное стремление к повышению начального давления и перегрева.

До настоящего времени машины высокого давления строились лишь на небольшую мощность, хотя в этом отношении отмечается неуклонное развитие. Машины высокого давления, вообще говоря, не имеют особых принци

ципиальных конструктивных отличий от нормальных машин, и выполняются как клапанными, так и золотниковыми. Особенности этих машин являются их малые габариты и вес, специальное уплотнение поршней, золотников и клапанов и их штоков (в последнем случае применяются лабиринтовые уплот-

Сечение I-I



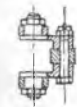
Сечение II-II



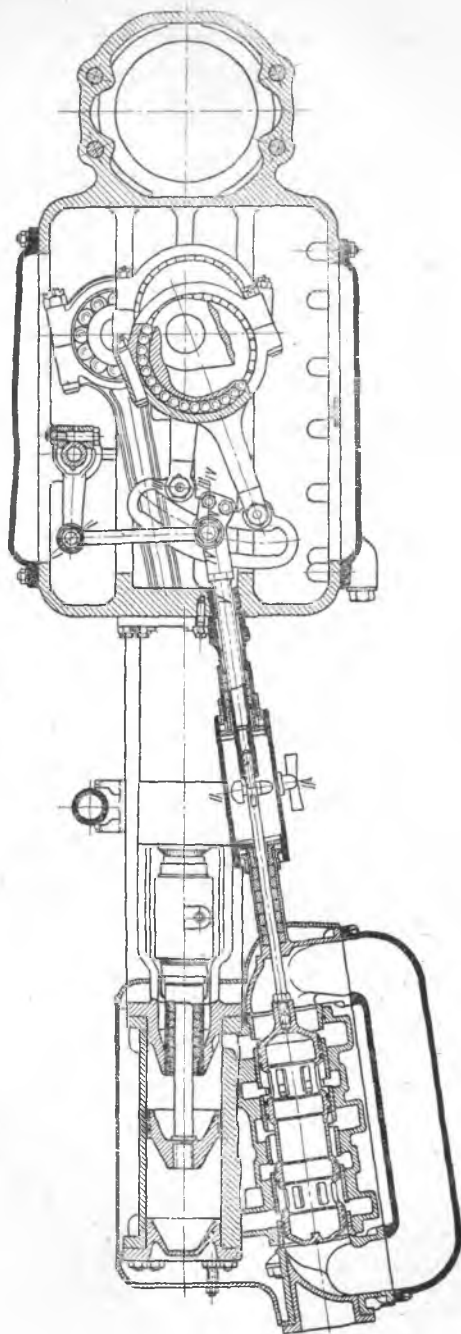
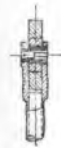
Сечение III-III



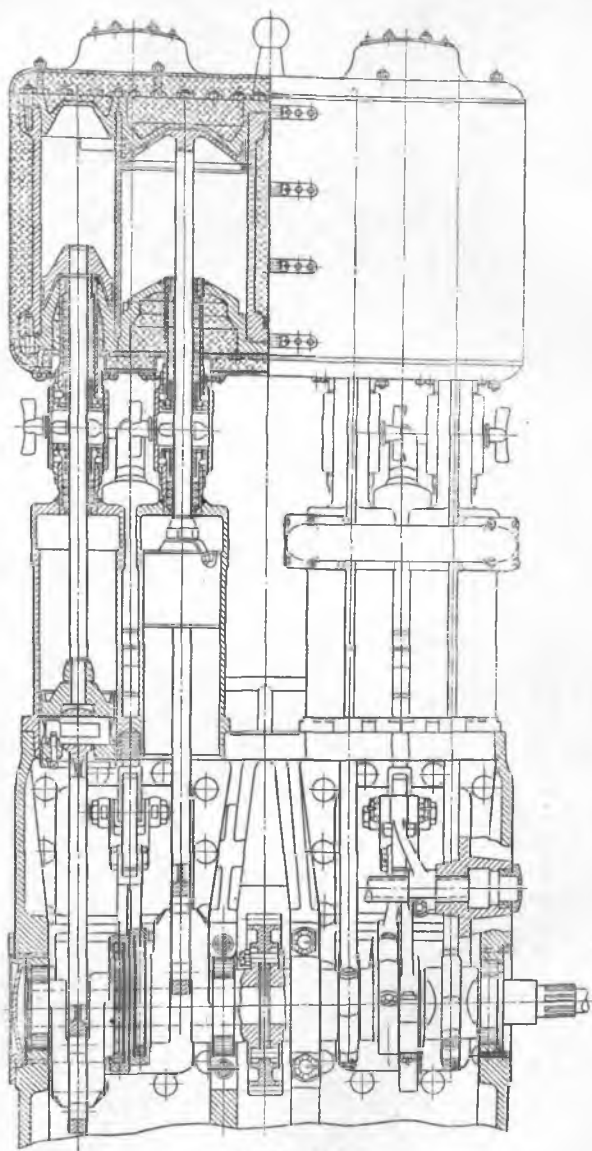
Сечение IV-IV



Сечение V-V



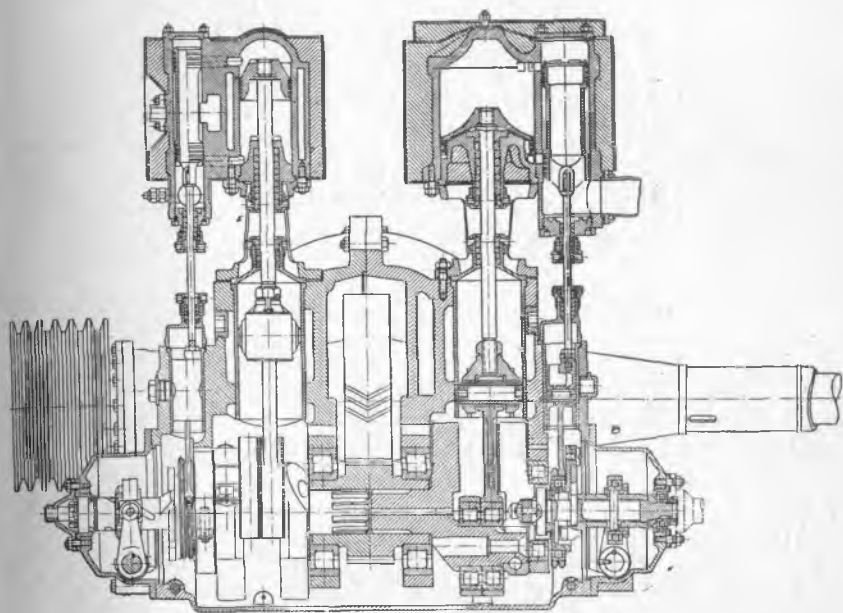
Фиг. 139.



Фиг. 140.

нения с большим числом лабиринтовых заточек, либо специальные уплотнительные коробки для высокого давления).

Весьма удачное применение высокое давление пара находит в мелких установках для катеров, позволяя в этом случае осуществить в небольших установках большую мощность. Примером таких установок могут служить конструкции, изображенные на фиг. 139, 140 и 141. На фиг. 139 и 140 мы видим спаренную безрессиверную машину компаунд, с расположением кривошипов



Фиг. 141.

по типу машины Ленца. Подшипники мотылей и коленчатого вала, а также и эксцентрики сконструированы на роликовых подшипниках. Парораспределение осуществляется одним цилиндрическим золотничком (фиг. 139) специальной конструкции: впуск пара происходит в средней части золотничка, в кольцевой канал. Золотник по концам закрыт и имеет два наружных и два внутренних распределительных поля. Внутренние поля служат для распределения в ц. в. д. В изображенном на фиг. 139 положении происходит впуск в верхнюю полость этого цилиндра. Из нижней полости в этом же положении происходит выпуск. Выпускаемый пар проникает через окна внутрь золотничка, откуда поступает в ц. н. д. Наружные кромки внешних полей выпускают пар в трубу отра-

ботавшего пара. На фиг. 141 представлена другая конструкция машины высокого давления, выполненная в виде двух наклонных машин компаунд, регулируемых поршневыми золотниками и работающими на общий вал. В обеих описанных системах машины быстроходны и работают на главный вал через редуктор.

Примером элементов подобных установок могут служить следующие данные:

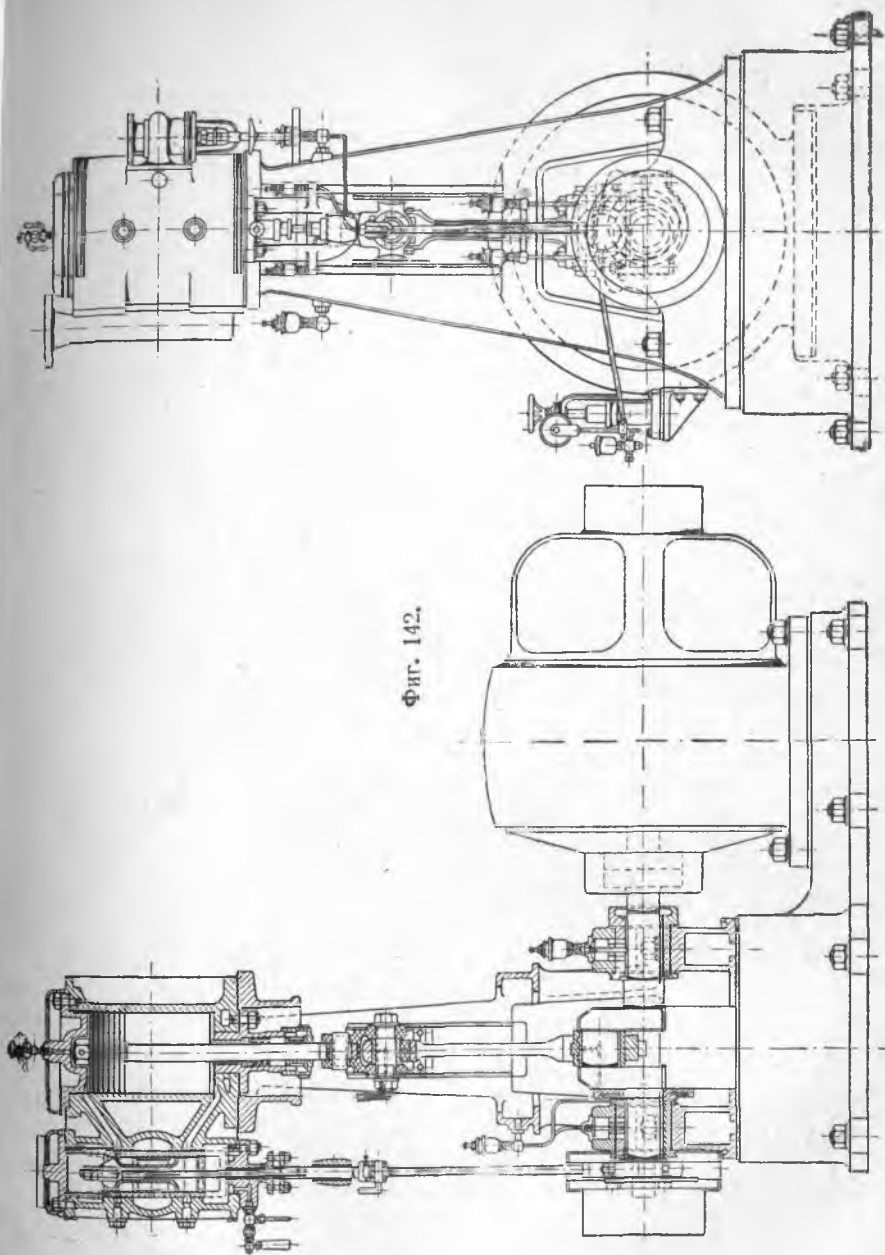
Давление пара	100 <i>ата</i>
Температура	425° С
Мощность машины	150 <i>и. л. с.</i>
Число об/мин.	1110
Число об/мин. на гребном валу	500
Диаметр ц. в. д.	64 <i>мм</i>
Диаметр ц. н. д.	115 "
Ход поршней	90 "
Вес машины	360 <i>кг</i>
Вес котла с водой	400 "
Вес механизмов, обслуживающих машину и котел,	140 <i>кг.</i>

§ 64. Общая характеристика паровых машин вспомогательных механизмов

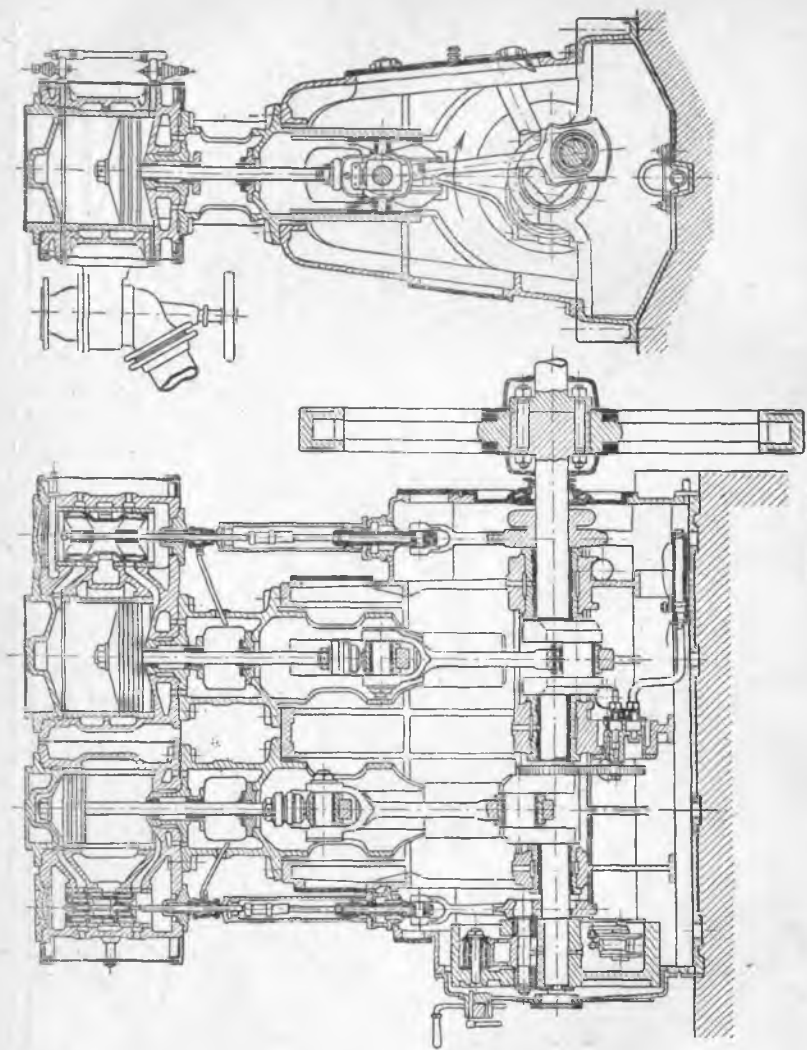
Паровыми машинами вспомогательных механизмов — вентиляторов, центробежных насосов и динамомашин — являются одноцилиндровые машины с значительным наполнением цилиндра (около 90%) либо, в более крупных агрегатах, машины компаунд с наполнением ц. в. д. около 80% и соотношением объемов цилиндров от 1:3 до 1:4. Число оборотов в минуту этих машин устанавливается в зависимости от приводимого механизма (насос, динамо) от 200 до 400. Вспомогательные машинки работают насыщенным паром при давлении 8—10 *кг/см²* или с давлением пара главных машин и перегретым паром, либо от особых вспомогательных котлов, либо, если последних не имеется, от главных через редукционный клапан.

Примерные конструкции описанных машин приведены на фиг. 142 и 143. Фиг. 142 — одноцилиндровая машинка мощностью 28 *и. л. с.*, число об/мин. 275, диаметр цилиндра 225 *мм*, ход поршня 250 *мм*. Фиг. 143 — быстроходная вертикальная машина компаунд завода Зульцер с автоматическим регулированием переставным эксцентриком (чертежи заимствованы из курса проф. Жирицкого „Паровые машины“).

Вспомогательные двигатели работают чаще всего с выпуском пара в главный холодильник, однако с значительной неполнотой расширения. Такой способ работы очень невыгоден ввиду потери скрытой теплоты отработавшего пара. Более рациональным является выпуск во вспомогательный конденсатор, в котором поддерживается



Фиг. 142.



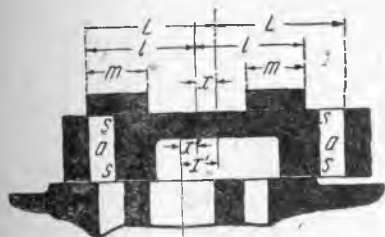
Фиг. 143.

атмосферное давление. В этом случае сохраняется теплота конденсата (100°). Однако наиболее целесообразным является использование пара в подогревателях питательной воды. В последнем случае осуществляется принцип регенерации тепла отработавшего пара.

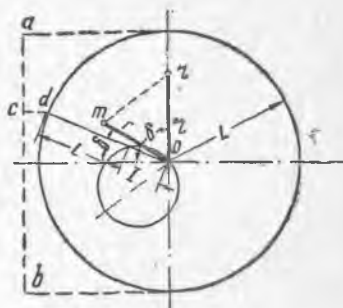
§ 65. Регулирование двойной отсечкой

Понижение степени впуска в золотниковых машинах, как ясно из предыдущего, производится постановкой кулисы или иного примененного в машине привода в промежуточное положение. Однако это средство не позволяет широко регулировать впуск, так как при сокращении открытия окна пар испытывает сильное торможение. Это затруднение избегается применением золотников с двойной отсечкой (системы Мейера и Ридера), устанавливаемых иногда на быстроходных машинах компаунд небольшой мощности.

Конструкция Мейера изображена в разрезе на фиг. 144; она включает в себя основной золотник, по спинке которого движется отсечной, состоящий из двух отдельных задвижек m, m . Основной золотник имеет внутренние каналы a, a , через которые и произво-



Фиг. 144.



Фиг. 145.

дится впуск пара. Закрывание и открытие этих каналов производится указанными выше задвижками, сидящими на общем штоке и управляемыми своим особым эксцентриком. Указанный шток проходит через задвижки на правой и левой парезках, ввиду чего вращением штока является возможным изменять расстояние между задвижками.

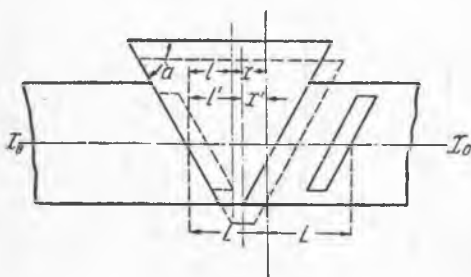
На фиг. 145 приведена диаграмма движения обоих золотников, вычерчиваемая следующим образом: описываем круг радиусом, равным полудлине основного золотника (размер L см). Далее, откладываем величины эксцентриситета r основного золотника с углом опережения δ , и отсечного r_1 , устанавливаемого с углом опережения $\delta_1 = 90^\circ$. Относительное перемещение золотников x определяется тогда эксцентриситетом, находимым путем геометрического сложения радиусов r и r_1 , в результате которого является относительный эксцентриситет, равный по величине и направлению вектору nm . Этот вектор следует отложить от точки O и построить на нем изображенный на чертеже золотниковый круг. Тогда отрезки x , отсекаемые этим кругом на радиусе od , при заданном положении

мотыля представляют относительное перемещение отсечного и основного золотников.

Желая иметь отсечку при указанном положении мотыля od , полудлину отсечного золотника l определяем как разность радиуса большого круга L и указанного отрезка x , отсекаемого золотниковым кругом на радиусе od . Достигаемая при этом степень впуска равна (пренебрегая конечной длиной шатуна):

$$E = \frac{ac}{ab}$$

Основной золотник проектируется общими, изложенными ранее методами, причем внешними кромками этого золотника следует считать кромки SS . В системе Ридера, более часто применяемой в машинах, плоский золотник заменен цилиндрическим или полу-



Фиг. 146.

цилиндрическим, в котором прорезы каналов имеют направление по винтовой линии. Отсечной золотник в этом случае представляет собою цилиндрическую пустотелую пробку со скошенными кромками. На фиг. 146 описанная схема изображена в развернутом виде. Здесь x_0 изображает общую линию движения (ось) золотников, паровпускные каналы получают форму косых щелей и отсечной золотник — форму трапеции. В изображенном сплошными линиями положении происходит отсечка в левом впускном канале. Величины L , l и x аналогичны описанным выше элементам плоского золотника Мейера.

При необходимости изменить отсечку в рассматриваемой системе необходимо повернуть отсечной золотник вокруг оси на некоторый угол; в результате этого поворота кромки золотника принимают положение, указанное на фиг. 146 пунктиром. Легко видеть, что в этом положении расчетная полудлина l' отсечного золотника может быть изменена в любую сторону (увеличена или уменьшена) соответственно с желаемой степенью впуска. Исследование золотника Ридера, как ясно из предыдущего, может быть произведено таким же путем, как и для золотника Мейера. Однако диаграмма фиг. 145 может применяться лишь в тех случаях, когда приводом основного золотника является кулиса Стефенсона. При применении же приводов Маршалля, Круга или других, им подобных, совместное движение золотников должно быть исследовано непосредственным построением

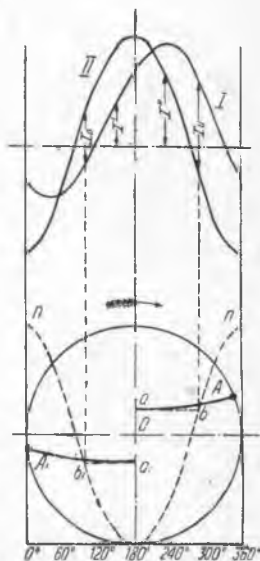
кривых отклонений обоих золотников (основного или отсечного), как это изображено на фиг. 147. С этой целью сперва строим кривошипный круг и далее вычерчиваем кривые I и II отклонений основного и отсечного золотников при различных положениях поршня и с учетом влияния конечности шатуна.

Построение положений основного золотника производится по траектории конца золотниковой штанги, как это было указано выше, при исследовании приводов Гакворта и др.

Желая иметь отсечку в верхней полости в точке A_1 , отмечаем соответствующее положение поршня b_1 и проектируем точку b_1 на кривые I и II. Тогда отрезок x_0 между указанными кривыми изображает необходимое относительное перемещение верхней кромки отсечного золотника. Установка этой кромки будет найдена из соотношения:

$$L_0 = l_0 + x_0,$$

где L_0 — длина верхней половины основного золотника. Таким же точно образом определяем размер l_u установки нижней кромки отсечного золотника, необходимый для соблюдения момента отсечки в нижней полости цилиндра в точке A. Ввиду неравенства верхнего и нижнего впускных перекрышей, а также вследствие влияния конечности шатуна указанные величины L_0 , l_0 и x_0 и соответственно L_u , l_u и x_u , вообще говоря, различны, ввиду чего как основной, так и отсечной золотники принимают несимметричную форму. Реверсация основного золотника производится кулисой Стефенсона или другим золотниковым приводом. Регулирование отсечки совершается, как было



Фиг. 147.

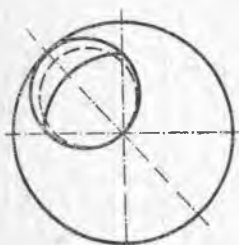
указано (в системе Ридера), поворотом отсечного золотника на некоторый угол, что производится специальной насаженной на золотниковый шток рукояткой. Эти виды регулирования в судовых машинах применяются очень редко. Их можно найти лишь у колесных буксиров старой постройки.

§ 66. Регулирование переставными эксцентриками

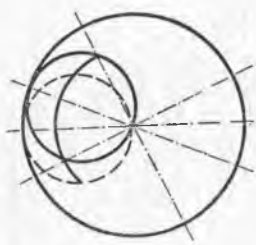
Вспомогательные паровые двигатели имеют обычно ручное качественное регулирование мощности (дресселированием пара в впускном клапане). Однако у двигателей пародинамо более крупных

установок с значительным колебанием нагрузки применяют и количественное автоматическое регулирование мощности применением отсечки впуска при постоянном числе оборотов в минуту. В этих случаях иногда применяют систему с переставными эксцентриками.

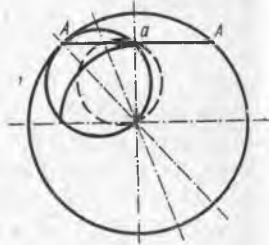
Последний метод основан на изменении величины и направления эксцентриситета с целью изменения соответственно нагрузке степени впуска пара. Изменение величины эксцентриситета (при постоянном угле опережения) иллюстрируется диаграммой (фиг. 148). Этот способ приводит к переменности линейного опережения впуска при различных нагрузках, что является нежелательным и нарушает правильность работы машины. Так, на фигуре, представляющей диаграмму Цейнера, построенную при неизменных угле δ и перекрыше l для двух эксцентриситетов r_1 и r_2 , видно, что сокращение эксцентриситета до величины r_2 вызвало не только уменьшение величины



Фиг. 148.



Фиг. 149.



Фиг. 150.

линейного опережения, но даже полное его уничтожение, в результате чего появляется запоздание впуска (т. е. впуск после мертвой точки).

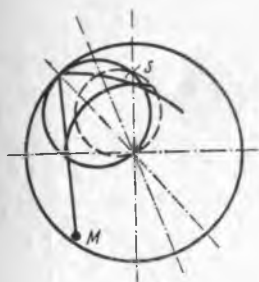
При регулировании изменением угла δ схема работы золотника изображается фиг. 149. Здесь также видно, что меньшему углу отвечает меньшее линейное опережение. Сохранение постоянного линейного опережения впуска становится возможным лишь по схеме регулирования, изображенной на фиг. 150, в которой конечная точка эксцентриситета движется вдоль линии AA , перпендикулярной к направлению движения поршня. При этом эксцентриситеты перемещаются как по величине, так и по направлению, причем все золотниковые круги пересекаются в одной и той же точке a .

Вторым приближенным решением вопроса является регулирование по схеме фиг. 151. Здесь конечная точка эксцентриситета движется по дуге окружности, имеющей центр в точке M , подобранной с таким расчетом, чтобы линейное опережение впуска в известных пределах оставалось почти неизменным.

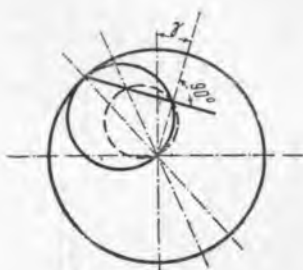
Вместо условия постоянства линейного опережения можно поставить условие постоянства предварения впуска. В этом случае конечная точка эксцентриситета должна перемещаться по наклонной

прямой ab , составляющей с перпендикуляром, опущенным на линию движения поршня, угол γ , равный углу опережения (фиг. 152).

Примеры конструктивного выполнения указанных схем приведены на фиг. 153, 154, 155 и 156.

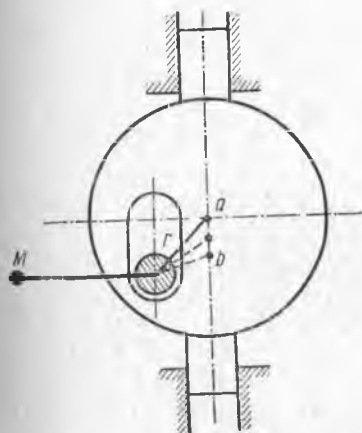


Фиг. 151.



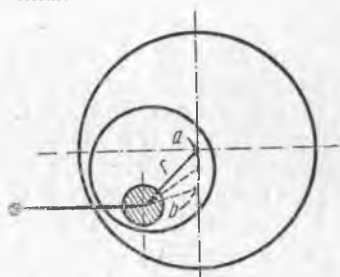
Фиг. 152.

По схеме фиг. 153 эксцентрик имеет прорез и направляющие ползуны, вдоль которых перемещается перпендикулярно к направлению мотыля M в мертвом положении последнего. При этом эксцентриситеты перемещаются вдоль прямой ab .



Фиг. 153.

Направляющие параллели эксцентрика укреплены в маховике машины.

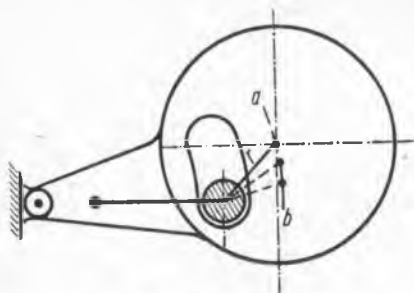


Фиг. 154.

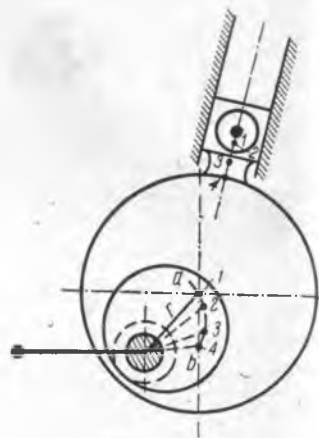
По схеме фиг. 154 имеется внутренний эксцентрик, заклиненный на валу, и переставной внешний рабочий эксцентрик. При вращении последнего эксцентриситет r перемещается по дуге ab , осуществляя приближенно постоянное линейное опережение. Для увеличения радиуса дуги, по которой перемещается эксцентриситет, применяют схему фиг. 155. В этом случае внутреннего эксцентрика не устраи-

вают, а внешний рабочий эксцентрик поворачивается вокруг точки, неподвижно связанной с маховиком машины.

Наконец, по схеме фиг. 156 также имеется внутренний эксцентрик, но не заклиненный на валу, а вращающийся вокруг последнего и обнимающий его внешний рабочий эксцентрик. При перестановке внутреннего эксцентрика рабочий эксцентриситет r описывает близкую к прямой эллипсообразную кривую ab , причем внешний эксцентрик должен иметь направляющую точку, перемещающуюся вдоль салазок, устроенных в маховике.



Фиг. 155.



Фиг. 156.

§ 67. Общие данные об установках с турбинами отработавшего пара

Как нами было выяснено, паровая машина не может вполне использовать выгоду применения высоких вакуумов ввиду ограниченности объема цилиндра низкого давления и значительного сопротивления в его паровыпускных устройствах. Вследствие этого имеет место значительная тепловая потеря от неполноты расширения пара. Отсюда возникло стремление использовать отработавший пар главной машины включением после ц. н. д. дополнительной паровой турбины, имеющей назначение переработать значительный заключенный в отходящем паре перепад тепла. Паровая турбина является для указанной цели чрезвычайно подходящим двигателем, так как вполне использует расширение пара и вследствие этого допускает применение каких угодно высоких пустот в холодильнике, и, кроме того, механический коэффициент полезного действия ее очень высок.

В зависимости от методов использования работы таких турбин различными заводами сконструирован ряд систем, которые нами будут рассмотрены ниже.

В первоначальных конструкциях турбины отработавшего пара, применявшиеся как дополнительные двигатели для вращения гребного винта, ставились непосредственно на отдельных гребных валах, причем таким образом, что одни из валов приводились в движение паровой машиной, а на других устанавливались турбины отработавшего пара. Эта конструкция не нашла широкого применения вследствие многих своих неудобств: громоздкость медленно вращающихся турбин, связанность работы валов, сложность маневрирования, большой вес и т. д. Помимо этих причин, в последнее время явилось стремление применять турбины отработавшего пара для уже построенных судов, увеличивая таким образом мощность и экономичность существующей машинной установки. В этих конструкциях турбина чаще всего работает на тот же гребной вал, что и паровая машина, путем включения промежуточной замедляющей зубчатой или иной передачи, позволяющей использовать свойственное турбине высокое число оборотов в минуту. Указанные преимущества турбины отработавшего пара приобретают особое значение в свете проведения плана реконструкции и модернизации флота. Основная задача советского флота: охватывать полностью грузопотоки, перевозить как можно быстрее, как можно дешевле.

Турбина отработавшего пара является одним из средств, которые значительно повышают мощность машины.

При устройстве подобных установок пришлось встретиться с рядом технических затруднений, изучаемых еще и в настоящее время и приведших к целому ряду разнообразных систем. Эти затруднения состоят в следующем.

1. Дополнительная нагрузка коленчатого и гребного валов. Являлось сомнение, не потребует ли введение турбин отработавшего пара увеличения размеров валов (что служило бы препятствием для постановки турбин на уже построенные суда). Однако исследование обнаружило, что паровая турбина, нагружая вал дополнительным вращающим моментом, в то же время является маховиком, выравнивающим создаваемый машиной неравномерный момент в такой степени, что общее максимальное напряжение вала не только не увеличивается, но иногда даже понижается. Вследствие этого классификационные учреждения в настоящее время не требуют увеличения валов при постановке турбин отработавшего пара и допускают в этих случаях расчет валов по общим правилам для машинных установок без принятия во внимание работы турбины.

2. Различие характеристик работы машины и турбины при действии их на один общий вал. Турбина, как мы указали, является равномерно вращающимся механизмом, в то время как поршневая машина действует неравномерно и изменяет свой режим более или менее внезапно (в особенности при маневрах и при сильном волнении). Во избежание возникновения

при этих различных характеристиках работы высоких инерционных напряжений в частях вала и передач в последние пришлось ввести

упругие соединения, поглощающие удары в передаточных частях.

3. Большая влажность покидающего машину пара, заставившая заботиться о специальной сепарации пара перед входом его в турбину. Эта задача разрешена настолько удовлетворительно, что по свидетельству Бауэра лопатки турбины почти совершенно не подвергаются разъединению или ржавлению.

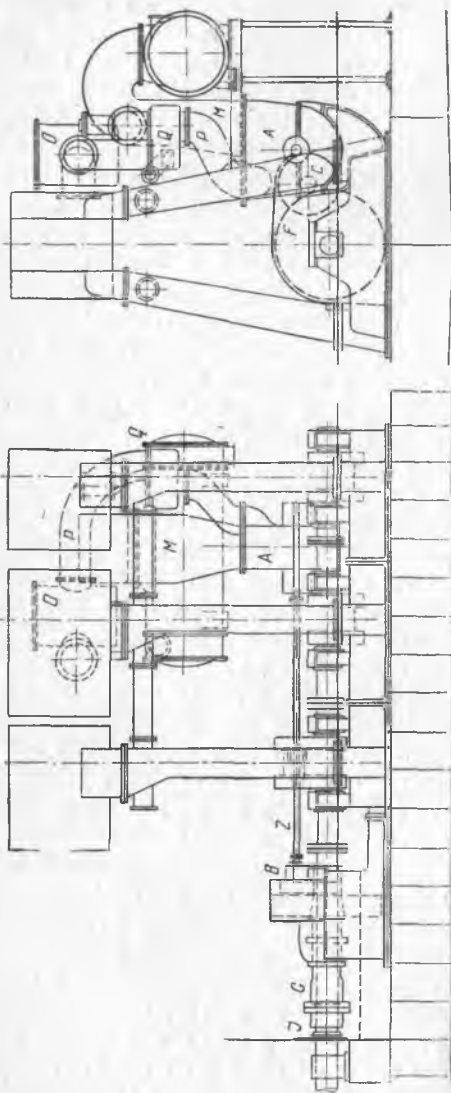
4. Условия маневрирования, включения, выключения и реверсации турбины, приведшие к целому ряду систем управления установкой.

Рассмотрим отдельные системы турбин мягого пара.

§ 68. Система Бауэр-Ваха

Эта система является одной из наиболее разработанных и часто применяемых в настоящее время. В этой системе турбина действует через зубчатую передачу на один общий с паровой машиной вал. Подобная установка

изображена на фиг. 157 и может быть описана следующим образом: расположенная под конденсатором турбина отработавшего пара А передает мощность через посредство ги-



Фиг. 157.

гидравлической муфты *B* и через вал *Z* зубчатой передаче *C—E* и затем большому зубчатому колесу *F*, сидящему на пустотелом валу *G*; последний связан с гребным валом муфтой *J*. Соединение гребного вала с коленчатым производится при помощи внутреннего вала *H*, который у заднего конца соединяется с пустотелым валом конусом и гайкой. Упор винта воспринимается упорным кольцом *S*, расположенным на пустотелом валу и передающим давление подшипнику типа Митчеля. Отработавший пар из цилиндра низкого давления проходит через масляный фильтр *O*, трубопровод *P* и автоматический переключающий клапан *Q* в турбину и оттуда через трубу отработавшего пара *M* в холодильник. При заднем ходе, а также при маневрах турбина автоматически выключается клапаном *Q*, так что пар поступает непосредственно из цилиндра низкого давления в конденсатор; кроме того, турбина разобщается от вала вследствие опорожнения гидравлической соединительной муфты. Таким образом маневрирование производится нормально одной лишь паровой машиной; зубчатки передачи при этом вращаются вхолостую. Смазка зубчаток и подшипников производится под давлением от специальных поршневых или зубчатых насосов, принимающих масло из расположенного в самом низком месте маслосборника и подающих смазку через фильтр и охладитель в напорный трубопровод или расходную цистерну. Для достижения возможно более высокого вакуума применена пароструйная эжекция воздуха из конденсатора; экономия в расходе топлива, получаемая от включения турбины отработавшего пара, достигает, смотря по состоянию пара перед машиной и наличной температуре охлаждающей воды, по крайней мере 15%. Расчет турбины предусматривает давление отработавшего пара около 0,5 кг/см² абс. Число оборотов турбины в системе Бауэр-Ваха обычно достигает 3000—4000 в 1 мин.

§ 69. Определение мощности установки Бауэр-Ваха

Общая мощность турбомашинной установки Бауэр-Ваха может быть непосредственно определена лишь с помощью торсиометра. Для приближенного подсчета могут служить следующие соображения: исключив турбину, определяют число оборотов в минуту и индикаторную мощность N_1 одной машины, соответствующую этому числу оборотов n_1 , а также наполнение ϵ цилиндра высокого давления. После этого включается турбина и определяется новое число оборотов в минуту n_2 . Тогда новая мощность приблизительно может быть определена из формулы:

$$N_2 = N_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3.$$

При этом увеличение расхода пара будет примерно пропорционально повышению числа оборотов.

Для того, чтобы определить мощность N_x установки при постоянном расходе пара, необходимо одновременно с включением турбины уменьшить наполнение машины до величины ε_x .

Это новое наполнение определяется формулой:

$$\varepsilon_x = 1,01 \cdot \varepsilon \frac{n_1}{n_2}$$

Изменив таким образом отсечку, вновь измеряем полученное число оборотов в минуту n_x , после чего мощность установки становится равной:

$$N_x = N_1 \cdot \left(\frac{n_x}{n_1}\right)^3$$

При указанных подсчетах следует принять во внимание, что увеличение числа оборотов в минуту, являющееся следствием включения турбины, производит иногда заметное усиление мятя пара в золотниковых каналах, ввиду чего пропорциональность между расходом пара и числом оборотов нарушается. Указанное явление неблагоприятно отражается на экономичности установки, что особенно заметно при золотниковых машинах. В клапанных машинах Ленца увеличение подъема клапанов может быть легко достигнуто; это обстоятельство делает клапанные машины особенно пригодными для работы с турбинами отработавшего пара и дает возможность осуществлять большую перегрузку установки и уменьшить размер поршневой машины.

§ 70. Термодинамическое исследование рабочего процесса системы Бауэр-Ваха.

Термодинамический анализ процесса установки Бауэр-Ваха удобно произвести по диаграмме $I - S$ (фиг. 158). Здесь построена кривая состояния пара в установке Бауэр-Ваха. Начальное давление пара принято равным 13 кг/см^2 при степени сухости 97% . Давление 5 кг/см^2 отвечает теоретическому адиабатическому перепаду в ц. в. д. Вследствие наличия в этом цилиндре тепловых потерь полезно используемый перепад составляет лишь часть теоретического, ввиду чего конечное состояние пара после ц. в. д. перемещается по изобаре $p = 5 \text{ кг/см}^2$ вправо.

По данным Бауэра, индикаторный к. п. д. цилиндра высокого давления может быть принят равным 80% . По этим данным и пользуясь диаграммой $I - S$, получаем для ц. в. д.:

Адиабатический перепад тепла	41 cal
Полезный перепад $0,8 \cdot 41$	32,8 "

Подобным же образом для ц. с. д. для обозначенных на фиг. 158 давлений пара и при ожидаемом к. п. д. цилиндра $0,77^0/0$ получаем:

Адиабатический перепад	44 кал
Полезный перепад	33,9 „

и для ц. н. д. при к. п. д. 0,65:

Адиабатический перепад	40,6 кал
Полезный перепад	26,5 „

Противодавление после ц. н. д. принято повышенным ($0,5 \text{ кг/см}^2$) ввиду постановки турбины отработавшего пара, на каковую при окончательном давлении $0,04 \text{ кг/см}^2$ приходится адиабатический перепад $74,5 \text{ кал/кг}$. Коэффициент полезного действия турбины для осуществляемых конструкций этого рода может быть принят равным $62^0/0$; таким образом полезный перепад для турбины равен $0,62 \cdot 74,5 = 46,2 \text{ кал/кг}$.

Сумма всех полезных перепадов тепла составляет $139,4 \text{ кал/кг}$. Таким образом расход пара на силу/час во всей установке составит:

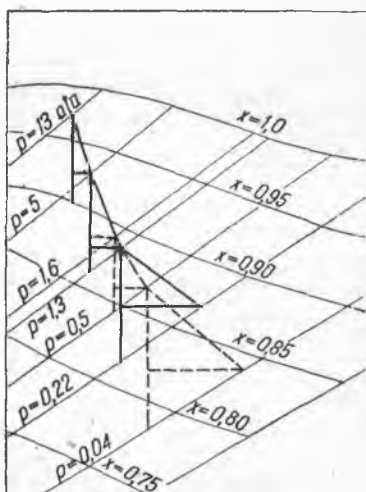
$$\frac{632,5}{139,4} = 4,55 \text{ кг.}$$

В произведенном расчете принятые промежуточные давления и коэффициенты полезного действия отвечают реальным условиям работы рассматриваемых машин. Коэффициент полезного действия

ц. с. д. и ц. н. д. уменьшается по сравнению с ц. в. д. главным образом вследствие увеличения в этих цилиндрах тепловых потерь благодаря постепенно повышающейся влажности пара. Кроме того, в ц. н. д. большое влияние оказывает неполнота расширения, которая однако с увеличением противодавления до $0,5 \text{ кг/см}^2$ значительно понижается.

Если бы мы произвели подобное же построение для обычной машинной установки, не имеющей турбины отработавшего пара, то результаты получились бы примерно следующими:

$$\text{расход пара на силу/час равен } \frac{632,5}{105,3} = 6,0 \text{ кг.}$$



— Маш. 3 расш.
 - - - Уст. бауэр-ваха

Фиг. 158.

Таблица 28

	Начальное давление пара	Начальная сухость, %	Конечное давление	Адиабатич. перепад кал/кг	Полезн. перепад кал/кг	К. п. д. цилиндра
Ц. в. д.	13 кг/см ²	0,97	5 кг/см ²	41	32,8	80
Ц. с. д.	5,0	—	1,3	51,5	39	75,8
Ц. н. д.	1,3	—	0,22	59,3	33,5	56
Общий полезный перепад	—	—	—	—	105,3	—

Таким образом установка Бауэр-Ваха приводит к экономии в расходе пара по сравнению с обычной паровой машиной, достигающей:

$$\frac{6,0 - 4,55}{6,0} \times 100 = 24,2\%$$

Произведя то же построение для случая перегретого пара (начальное давление 15 кг/см², начальный перегрев 350° С), получим следующие данные:

Таблица 29

	Машина тройного расширения			Установка Бауэр-Ваха		
	адиабат. перепад кал/кг	к. п. д.	полезн. перепад кал/кг	адиабат. перепад кал/кг	к. п. д.	полезн. перепад кал/кг
Ц. в. д.	56	82	45,9	51,7	83	42,8
Ц. с. д.	55,8	80	44,7	55,4	82	45,4
Ц. н. д.	77	57	43,8	50	64	32,0
Турбина	—	—	—	82,5	66	54,4
Общий полезный перепад, кал/кг	—	—	134,4	—	—	174,6

Расход пара на силу/час:
в машине:

$$\frac{632,5}{134,4} = 4,7 \text{ кг};$$

в установке Бауэр-Ваха:

$$\frac{632,5}{174,5} = 3,62 \text{ кг}.$$

Экономия, достигаемая последней системой:

$$\frac{4,7 - 3,62}{4,7} = 23\%.$$

При одинаковом общем расходе пара установка Бауэр-Ваха способна развить увеличенную примерно на столько же процентов мощность, что очень важно при переустройстве уже плавающих судов в условиях современной острой борьбы за повышение мощности и экономию топлива.

§ 71. Установка системы Brown Boveri

Эта система, принципиально мало отличающаяся от системы Бауэр-Ваха, также включает в себя турбину отработавшего пара, действующую на общий с машиной гребной вал через двойную зубчатую передачу. Особенностью конструкции Броун-Бовери является то обстоятельство, что турбина находится в постоянном сообщении с гребным валом как при переднем, так и при заднем ходах. Этим конструкторы системы Броун-Бовери предполагают устранить опасность ошибочных включений и выключений турбины при реверсировании и предотвратить возможность аварий, могущих иметь место при неисправностях разобщительной гидравлической муфты. С другой стороны, постоянное соединение турбины с валом вызывает усложнение при реверсировании, во время которого турбина, обладающая большой силой инерции, должна весьма быстро изменять направление своего вращения. Подобная быстрая перемена способна вызвать недопустимые напряжения материала передаточных частей и вала. Для предотвращения этой опасности в описываемой конструкции турбина устроена реверсивной, причем при перемене хода свежий пар подводится к облопатыванию заднего хода, действующему как тормоз.

Общая конструкция турбины и передачи Brown Boveri изображена на фиг. 159. Как видно из этой фигуры, большая шестерня установлена на особом пустотелом валу, вращающемся в собственных подшипниках и соединенном с коленчатым валом посредством специальной упругой муфты.

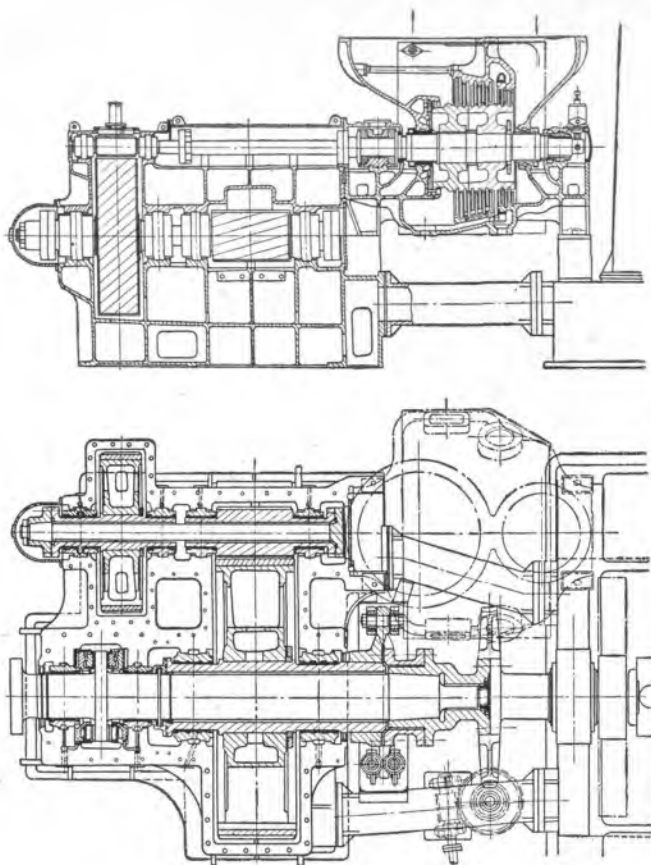
Изображенная в верхней части фигуры в разрезе турбина имеет большое облопатывание (справа) для переднего хода и малое (слева) для реверсаци.

Система турбины реактивная. Данные изображенной установки, осуществленной в 1933 г. на пароходе „Blitar“, следующие:

давление пара в котлах — 15 кг/см²;

перегрев отсутствует;

паровая машина тройного расширения с диаметром цилиндров: 685 × 1170 × 1960 мм при ходе поршней 1370 мм;



Фиг. 159.

мощность машины — 3700 и.л.с. при 35 об/мин. (при том же расходе пара);

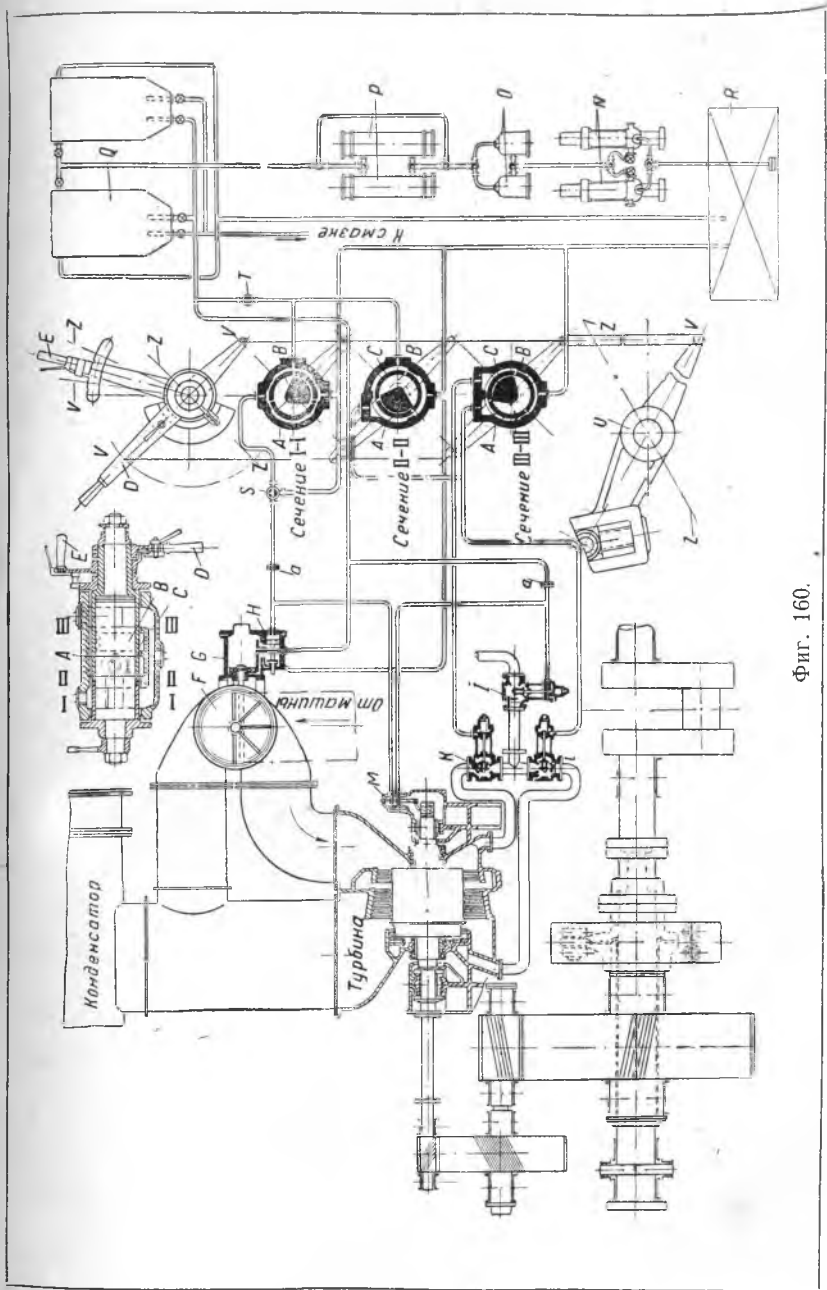
число об/мин. турбины — 3400;

общий вес турбины и передачи — 57 т.

На фиг. 160 изображена схема управления установкой Brown Boveri. На этой фигуре введены следующие обозначения:

A — маневрирующие клапаны,
B — внутренний вращающийся клапан,
C — внешний вращающийся клапан,

D — реверсирующий рычаг,
F — переключающий клапан,
G — масляный катаррактный цилиндр,
H — контрольный золотник для *F*,



Фиг. 160.

<i>I</i> — быстрозапорный клапан свежего пара,	<i>Q</i> — напорные масляные цистерны,
<i>K</i> — клапан свежего пара на передний ход,	<i>R</i> — маслосборник,
<i>L</i> — то же для заднего хода,	<i>S</i> — разобщительный клапан,
<i>M</i> — регулятор безопасности,	<i>T</i> — то же,
<i>N</i> — масляные насосы,	<i>U</i> — переводной вал главной машины,
<i>O</i> — масляный фильтр,	<i>V</i> — вперед,
<i>P</i> — маслоохладитель,	<i>Z</i> — назад.

Как указывалось выше, турбина применена реверсивного типа; для сокращения времени реверсирования и для парализования сравнительно большой кинетической энергии ротора турбины имеется специальное маневрирующее устройство, допускающее свежий пар к турбине заднего хода, действующей как тормоз, либо к турбине переднего хода. Доступ пара осуществляется тотчас по производстве реверсирования машины, причем одновременно вращающийся переключающий клапан отработавшего пара *F* автоматически реверсируется, направляя пар по надобности в турбину или в конденсатор. Маневрирующие клапаны свежего пара *K* и *L*, а также и переключающий клапан *F* управляются маслом, поступающим из главных напорных цистерн *Q*.

Регулирование напорного масла производится маневрирующими клапанами *A*, состоящими из двух внутренних вращающихся клапанов *B* и *C*. Клапаны *B* регулируют распределение масла и управляются рычажной передачей от переводного вала машины.

По получении приказа о реверсе сперва пускается в ход переводной механизм паровой машины, причем начинает вращаться переводной валик *U*, одновременно вращающий внутренние клапаны *B* таким образом, что сперва масло под давлением допускается к катарракту переключающего клапана *G*, и далее открывается путь для напорного масла к клапанам свежего пара *K* или *L*.

При ходе вперед отработавший пар поступает в турбину, при ходе назад — непосредственно в конденсатор.

После того как свежий пар, подведенный к облопатыванию турбины, производит свое тормозящее действие и турбина разовьет достаточную скорость в заданном направлении вращения, поворотом ручного рычага *D* приводятся во вращение внутренние клапаны *C*, дающие выход маслу из быстрозапорного клапана *I*, который от этого моментально разгружается и захлопывается давлением пара. После этого доступ свежего пара к турбине прекращается.

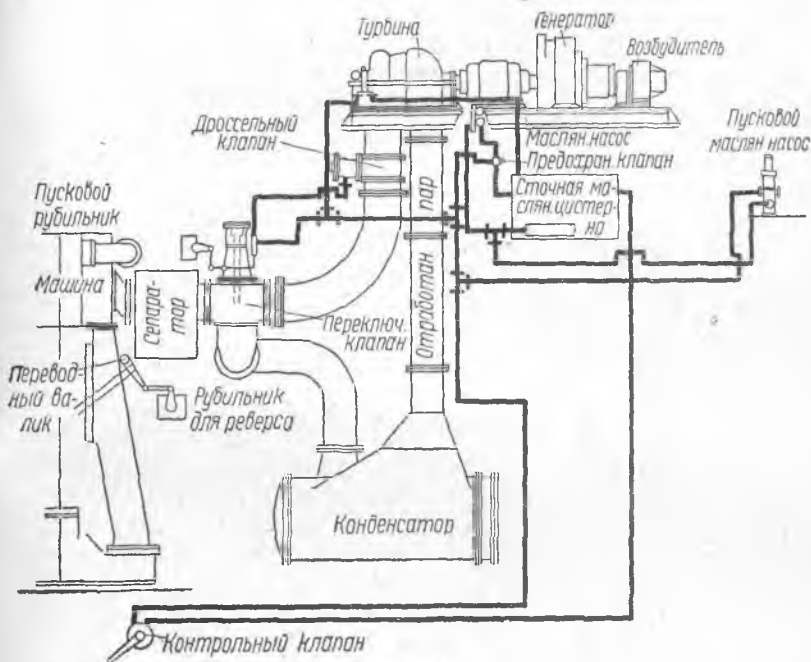
Экономический эффект установки системы Brown Boveri приблизительно тот же, что и системы Бауэр-Ваха.

§ 72. Установка системы Парсонса

Установка этой системы отличается от системы Brown Boveri лишь в отношении некоторых черт конструктивного характера. В частности в установках Парсонса не имеется турбины заднего хода, а смягчение сил инерции при маневрах осуществляется только вводимыми в передачу эластичными соединениями.

§ 73. Установка Метрополитен-Виккерс

Система Метрополитен-Виккерс основана на несколько ином принципе. Здесь турбина отработавшего пара установлена совершенно отдельно от главной машины и служит для вращения гене-



Фиг. 161.

ратора постоянного тока. Последний в свою очередь дает ток для работы реверсивного электромотора, установленного на гребном валу. Таким образом в данном случае передача осуществляется электрически, что завод, выполняющий описываемую конструкцию, считает особо положительной чертой установки в отношении эластичности связи между турбиной и машиной и что, как указывалось, имеет большое значение при маневрах, а также при плавании

в бурную погоду. С другой стороны, несомненно, что двойные электрические потери в передаче Метрополитен-Виккерс должны быть несколько большими, чем это имеет место в зубчатых передачах Бауэр-Ваха, Brown Boveri и других, им подобных. Система Метрополитен-Виккерс удобна также тем, что дает возможность использовать ток не только для движения судна, но и для работы вспомогательных механизмов.

На фиг. 161 представлена схема расположения описываемой установки и ее контроля. Отработавший пар из машины направляется через сепаратор к переключающему клапану, откуда может быть направлен либо в турбину, либо непосредственно в конденсатор. Контроль осуществляется масляной системой, наполняемой под напором специальными насосами, один из которых работает при пуске и второй (приводной от турбины) поддерживает давление масла в системе во время работы. Пуск в ход турбины и электромотора или их выключение производятся одной рукояткой контрольного клапана, наполняющей или опоражнивающей масляную систему, после чего приводятся в действие необходимые переключающие клапаны и рубильники электромотора. Одновременно масло подводится к ответственным местам смазки (подшипникам турбин). В случае недостатка масла в системе турбина мгновенно и автоматически выводится из действия. Реверсирующий аппарат электромотора блокирован непосредственно с переводным валом машины, вследствие чего ошибок при пуске быть не может.

Ниже приводим данные испытания описанной системы на пароходе „City of Hongkong“, произведенного в 1929 г. (табл. 30).

§ 74. Установка Göta-Werken

Шведский завод Göta-Werken в своих установках турбин отработавшего пара отказался от применения этих турбин для непосредственного вращения гребного вала, но применил их для регенерации работающего в машине пара. В системе Göta-Werken турбина работает совместно с паровым компрессором, забирающим пар, выходящий из ц. в. д. машины. Компрессор сжимает этот пар и вновь возвращает его в ресивер ц. с. д. главной машины, вследствие чего пар несколько осушается и приобретает более высокое давление, производя в машине большее количество работы.

Сравнительная целесообразность указанной системы по сравнению с вышеописанными установками является в настоящее время предметом оживленной дискуссии. Доктор Бауэр выступил с мнением о том, что система Göta-Werken является нерациональным разрешением вопроса использования отработавшего пара ввиду больших потерь в компрессоре и превращения части работы турбины в тепло, весьма плохо используемое в поршневой машине. Помимо этого,

Таблица 30

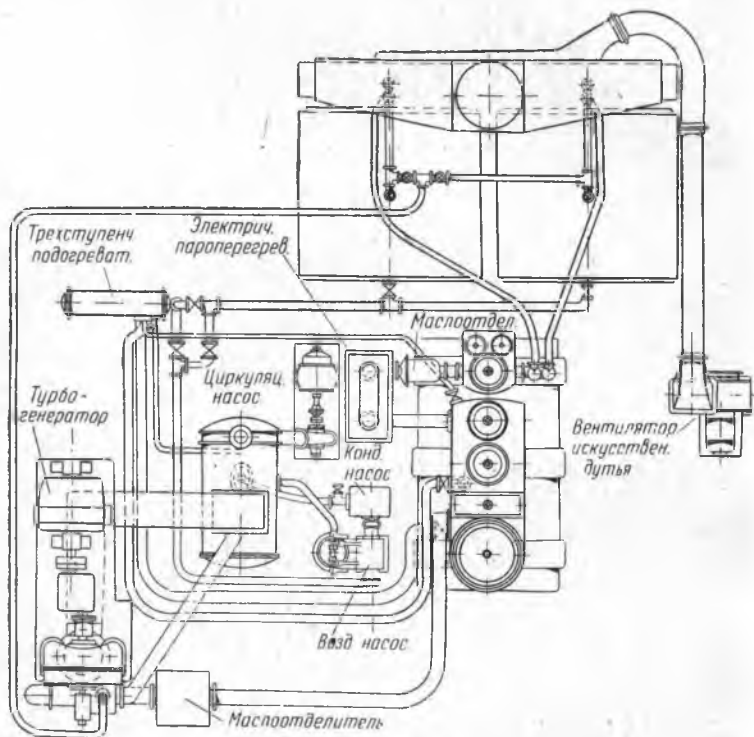
	Испытание с турбиной	Испытание без турбины
Давление пара в котлах, кг/см ²	15,5	15,5
Давление перед ц. в. д.	15,0	15,0
Давление после ц. н. д.	0,56	0,26
Давление при впуске в турбину	0,55	—
Давление после турбины	0,047	—
Давление в конденсаторе	0,043	0,1
Температура пара у ц. в. д., °С	300°	293°
Температура конденсата при выходе из холодильника	29°	—
Температура конденсата в отливном патрубке воздушного насоса	37°	34,5°
Температура питания котлов	100°	90°
Температура заборной воды	12,5°	12,5°
Температура отходящей циркуляционной воды	25°	29,5°
Давление пара у пароструйного воздушного насоса	10,5	не применялся
Давление масла в контрольной системе (по манометру)	5,85	—
Давление масла в подшипниках турбины (по манометру)	1,1	—
Температура масла при входе в маслоохладитель	46°	—
То же при выходе	37,5°	—
Число об/мин. гребного вала	84,5	75,2
Мощность поршн. машины, и. л. с.	3 385	3 190
Напряжение тока у мотора, вольт	420	—
Нагрузка мотора, ампер	2 550	—
Мощность электрического мотора, л. с.	1 330	—
Соответствующая этому инд. мощность	1 495	—
Общая мощность установки, и. л. с.	4 880	3 190
Расход пара на силу/час во всей установке, кг	4,12	5,5
Поправка на увеличенное противодавление после машины, обязанное введению масляного сепаратора, %	—	2,5
Исправленный расход пара в машине, кг/л.с.ч.	—	5,4
Экономия, достигнутая при введении в работу турбины, %	23	—

доктор Бауэр отметил невозможность высокого сжатия пара перед ц. с. д. во избежание высокой нагрузки поршня этого цилиндра, а следовательно и гребного вала. По мнению Бауэра, система Göta-Werken способна дать выигрыш по сравнению с поршневой машиной не более чем 10%.

Ввиду отсутствия достаточного опыта с названной установкой мы ограничиваемся в отношении ее лишь сделанными замечаниями.

§ 75. Установка Lindholmén

Завод Lindholmén (в Швеции) применил иной способ регенерации пара главной машины; в данной системе турбина отработавшего пара служит для производства электротока, который затем направляется в особые электрические нагреватели, производящие промежуточный перегрев пара, выходящего из ц. в. д. главной машины. Такой регенеративный перегрев, помимо увеличения теплосодержания



Фиг. 162.

пара, в высшей степени улучшает к. п. д. следующих за высоким давлением цилиндров (вследствие улучшения условий теплообмена со стенками и снижения начальной конденсации) и, кроме того, доставляет более сухой пар для работы турбин.

Установка Lindholmén на пароходе „Trione“ привела к удовлетворительным результатам и показала надежность устройства, причем Lindholmén особо отмечает удобство и экономичность, получаемые вследствие возможности использования генератора также для работы электрифицированных вспомогательных механизмов. Однако д-р Бауэр

высказался также и против этой системы, считая, что с термодинамической стороны система Lindholmen не может дать хорошего эффекта. Электрификацию же вспомогательных механизмов при наличии на судне пара, по мнению Бауэра, нельзя считать рациональной, так как в современных устройствах регенеративного подогрева питательной воды паром, отработавшим в вспомогательных механизмах, паровые механизмы являются наиболее экономичными, либо столь же экономичной может явиться установка для электрифицированных механизмов особых турбогенераторов, работающих с противодавлением и дающих пар для регенеративного подогрева питательной воды. В системе же Lindholmen отсутствие или недостаток пара от вспомогательных механизмов приводит к необходимости применять для регенеративного подогрева питательной воды пар, забираемый из ресиверов главной машины, что значительно менее выгодно.

Таким образом и система Lindholmen должна быть признана пока не вполне изученной.

На фиг. 162 мы приводим чертеж общего расположения установки системы Lindholmen в том виде, в котором эта установка осуществлена на шведском пароходе „Trione“. Устройство это уясняется из чертежа без особых пояснений.

§ 76. Установка завода White Marine Engineering Co

Эта установка отличается от системы Бауэр-Ваха применением быстроходной паровой машины, работающей при числе об/мин. около 250 на общее зубчатое колесо с турбиной отработавшего пара. Этим заметно сокращаются габариты установки.

В заключение следует отметить, что преимущества конструкций комбинированных установок, приводимые различными фирмами, представляют для советского флота очень ограниченный интерес. Лишь наши советские технико-экономические изыскания могут дать нам указания о типе комбинированной установки, дающей возможность не только максимально увеличить мощность машины, но и сделать ее как можно выгоднее. При проведении переоборудования на старых пароходах следует при этом учесть не только преимущества от увеличения скорости и экономии топлива, но и необходимость быстро окупить затраты по переоборудованию. Следовательно забота о рентабельном помещении средств должна заставить проектировщика принять во внимание: 1) стоимость добавляемых агрегатов, 2) стоимость переделок для увеличения объема машинного отделения (если таковые требуются), 3) вес добавляемого оборудования, 4) амортизацию затрат на переоборудование, 5) экономии в расходе топлива, 6) увеличение скорости, а следовательно и числа рейсов в год.

ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА МОРСКИХ ПАРОВЫХ МАШИН

§ 77. Общие замечания

Общий расчет всякой машины, и в частности судовой, состоит в проектировании ее рабочего процесса, расчета основных размеров (диаметров цилиндров, хода поршня) и расчета элементов парораспределения и парораспределительных органов. Задаaniem для расчета являются параметры пара в котле и холодильнице, необходимая мощность, устанавливаемая исходя из сопротивления корпуса судна при заданной скорости хода и расчета гребных винтов. При расчете необходимо иметь в виду предполагаемую степень экономичности, отвечающую типу проектируемой машины. Число оборотов машины в принципе должно быть таковым, чтобы совместный к. п. д. движителя и машины был наибольшим, обеспечивая наилучшее использование мощности и наибольшую скорость судна.

Все эти принципиальные условия и теоретическая схема расчета могут быть соблюдены лишь в ограниченной степени, так как расчет тепловых потерь и термического к. п. д. машин не может быть произведен теоретическим путем вследствие весьма большой сложности. Вследствие этого расчет машин приобретает смешанный характер и включает в себя как теоретические методы, так и данные практики и опыта. История развития паровых машин в особенности благоприятствовала развитию чисто практических методов расчета; первоначально сконструированные машины были построены еще в тот период, когда основные законы механической теории тепла и термодинамики паров были изучены лишь в зачаточном виде. Одновременно с этим в многочисленных постройках машин накоплялся богатый экспериментальный материал, представивший возможность уверенного проектирования машин, близких к уже существующим.

Таким образом конструкция судовой машины золотникового типа дошла до стандарта без особой необходимости ее точного термодинамического расчета. Однако в настоящее время мы вряд ли можем удовлетвориться таким положением, так как бурное развитие техники, наблюдаемое в переживаемый нами момент, вызвало к жизни ряд новых идей в развитии рабочего процесса машин (перегрев, высокое давление пара, промежуточный отбор, разнообразные новые типы парораспределения), которые исключают возможность проектирования по данным испытания прототипов и требуют возможного приближения расчета к термодинамической теории.

Вследствие этих условий в излагаемом ниже материале принят комбинированный метод расчета, базирующийся на общей термодинамической схеме рабочего процесса, с введением данных опыта в том объеме, в котором эти данные не могут быть избегнутыми.

§ 78. Определение проектной мощности машины

Хотя определение потребной для движения судна мощности относится более к судостроительным расчетам, мы считаем необходимым для связи изложить ниже общие принципы расчетов мощности машин, применяемых при постройке судна.

Теоретической мощностью называют секундную работу, которую необходимо затратить для преодоления сил сопротивления воды движению судна при заданной скорости последнего. Обозначая это сопротивление через W ($\kappa\text{г}$) и скорость судна через V (в узлах), теоретическую мощность N_t вычисляем таким образом по следующей формуле:

$$N_t = \frac{0,515 \cdot W \cdot V}{75} \text{ л. с.}$$

Сопротивление воды движению судна складывается из двух составляющих: сопротивления трения воды о корпус судна W_f и так называемого волнового сопротивления W_w . Обе эти составляющие могут быть определены либо вычислением по эмпирическим формулам, либо найдены при посредстве испытаний модели корпуса судна в опытных бассейнах в СССР — в Ленинграде и в Одессе.

В качестве примера одной из часто применяемых при расчетах эмпирических формул можно привести формулу Тэйлора, определяющую теоретическую мощность следующим выражением:

$$N_t = K \cdot S \cdot V^{2,83} + 350 \cdot \frac{D}{L^2} \cdot \delta \cdot \left(\frac{V}{10}\right)^5 \text{ л. с.}$$

В этой формуле обозначено:

N_t — теоретическая мощность в л. с.,

S — смоченная поверхность корпуса судна в м^2 ,

V — скорость судна в узлах,

D — водоизмещение в т ,

L — длина судна в м ,

δ — общий коэффициент полноты подводной части корпуса.

Первый член формулы учитывает сопротивление от трения и второй — волновое сопротивление.

Коэффициент K изменяется, в зависимости от длины судна, в пределах от 0,295 (для малых судов длиной около 60 м) до 0,287 (при длине около 170 м).

Более близким к действительности является вычисление сопротивления по испытаниям моделей судов в опытных бассейнах. В этих испытаниях пользуются законом механического подобия, согласно которому мощность, определяемая при буксировании модели в бассейне (мощность буксировки), относится к действительной мощности судна, как $\left(\frac{l}{L}\right)^{\frac{7}{3}}$, где l — длина модели и L — длина судна.

По этому же закону сила тяги судна и модели относятся друг к другу, как $\left(\frac{l}{L}\right)^3$.

Скорость при испытании модели должна быть взята равной $V \cdot \left(\frac{l}{L}\right)^{\frac{1}{2}}$.

Обыкновенно испытание моделей производят при нескольких последовательных скоростях („прогрессивные испытания“).

В нашем анализе мы будем предполагать скорость судна равной заданной.

Говоря о законе механического подобия, следует указать, что этому закону подчиняется лишь волновое сопротивление. Ввиду же того, что на испытаниях моделей определяют суммарное сопротивление, то часть последнего, которая вызывается трением, должна быть вычислена отдельно по формулам и вычтена из полученных из опыта с моделью цифр. Таким образом испытание моделей позволяет определить волновое сопротивление при буксировке судна, причем сопротивление от трения добавляется отдельно путем расчета.

В дальнейшем будем считать, что при проектировании машины полное сопротивление буксировки (κ_2) нам задано (или определено указанными методами).

На основании этого задания мы вычисляем так называемую буксировочную или тракционную мощность двигателя:

$$N_f = \frac{W \cdot V}{75} \text{ л. с.}$$

(здесь скорость V взята в м/сек).

Для того чтобы развить эту мощность, машина должна произвести несколько большую работу, так как часть работы пара затрачивается на вредные гидравлические сопротивления в гребном винте и часть теряется на трение в частях валопровода.

Обозначая коэффициент полезного действия гребного винта через η и валопровода через η' , мы можем определить так называемую эффективную мощность двигателя, т. е. ту мощность, кото-

рую развивает двигатель непосредственно у соединения своего с гребным валом N_e :

$$N_e = \frac{W \cdot V}{75 \cdot \eta \cdot \eta'}$$

При действительном движении судна характер сопротивления движению несколько отличается от описанного тем, что судно во время хода не буксируется, но получает движение от гребного винта, в свою очередь влияющего на сопротивление судна. Вследствие этого точнее определять эффективную мощность как произведение из развиваемого винтом упора S на поступательную скорость движения винта в окружающей его воде V_c :

$$N_e = \frac{S \cdot V_c}{75 \cdot \eta \cdot \eta'}$$

Упор, развиваемый винтом, должен быть больше, чем сопротивление буксировки, так как винт при своем вращении создает под кормою судна разрежение, увеличивающее лобовое сопротивление на корпус. Это замечание может быть выражено следующей зависимостью между величинами S и W :

$$W = S(1 - \sigma),$$

где σ — коэффициент, который можно назвать „коэффициентом упора“ (он приблизительно равен 0,1).

С другой стороны, винт движется не в спокойной воде, но в так называемом „попутном потоке“, образуемом за кормой судна вследствие увлечения корпусом воды при движении судна. Вследствие этого скорость движения винта в окружающей его воде V_c становится несколько меньшей, чем скорость относительно неподвижной воды V , и зависимость между этими скоростями может быть выражена так:

$$V_c = V \cdot (1 - \omega),$$

где ω — так называемый коэффициент попутного потока (равный также около 0,1).

Подставляя выражения S и V_c в написанное выше выражение эффективной мощности N_e , получаем:

$$N_e = \frac{W \cdot V \cdot (1 - \sigma)}{75 \cdot \eta \cdot \eta' \cdot (1 - \omega)}$$

Коэффициент

$$\eta_p = \frac{\eta \cdot \eta' \cdot (1 - \omega)}{1 - \sigma},$$

называемый „пропульсивным“ коэффициентом, является переходным от мощности буксировки к эффективной мощности двигателя.

Ввиду того, что величины ω и σ мало отличаются друг от друга, пропульсивный коэффициент, как мы видели, зависит по преимуществу от полезного действия винта и валопровода. Коэффициент полезного действия гребного винта вычисляется подробно особым расчетом; коэффициент валопровода имеет, примерно, величину 0,94 — 0,96.

Величина вычисленной эффективной мощности имеет то большое практическое значение, что ею обеспечивается заданная скорость судна. Вследствие этого при приемке машин на заводах после сборки их испытывают в мастерских работой на тормоз, причем определяется величина тормозной мощности; эта последняя равносильна эффективной мощности машины. Для турбинных двигателей работа, развиваемая паром в турбине, почти равна эффективной мощности. Для паровых машин, напротив, значительная часть работы пара затрачивается на вредные механические сопротивления внутри самого механизма (трение поршней и частей движения машины). Поэтому для паровых машин различают эффективную и индикаторную мощности, из которых последняя представляет величину работы, развиваемой паром в цилиндрах машины N_i . Заданием для проектирования обычно служит именно эта последняя мощность; отношение

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

называется механическим коэффициентом полезного действия машины.

§ 79. Механический коэффициент полезного действия судовых паровых машин

При расчете необходимой индикаторной мощности машины должны быть учтены потери от трения в ее движущихся частях, а также в валопровode. Последние, по опытным данным, составляют от 2 до 4% мощности машины. Трение в машине учитывается введением понятия о механическом коэффициенте полезного действия η_m , который может быть выражен следующей формулой:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_f}{N_i}$$

или в виде:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_f}{p_i},$$

где N_e и N_i — эффективная и индикаторная мощности машины и N_f — мощность, потерянная на трение; величины p_i , p_e и p_f соответственно выражают приведенные индикаторные давления, соответствующие указанным мощностям и отнесенные к площади ц. н. д.

Работа трения по Thurston распределяется между движущимися частями следующим образом:

главный вал и эксцентрики	43 %
золотник (плоский, неуравновешенный)	27 %
поршень и шток	16 %
крейцкопф	8,5 %
мотылевые подшипники	5,5 %

При уравновешенных золотниках эти цифры имеют несколько иное значение:

главный вал	56,9 %
золотник	2,6 %
поршень и шток	21,6 %
крейцкопф	11,5 %
мотылевый подшипник	7,4 %

Все приведенные цифры, конечно, приблизительны.

Точный учет величины потерь от трения весьма затруднителен ввиду того, что законы полужидкостного трения, которые имеют место в паровых машинах, теоретически изучены совершенно недостаточно.

Вследствие этого является возможным лишь привести некоторые данные экспериментов, поясняющие влияние на механический к. п. д. различных факторов: мощности машины, ее конструкции, величины среднего индикаторного давления и параметров пара. К сожалению, большинство выведенных из опыта зависимостей получены путем изменений режима работы отдельных построенных машин, вследствие чего эти данные лишь весьма условно могут быть приложены к целям расчета. Однако они все же имеют серьезное значение в эксплуатации, почему мы приводим результаты некоторых опытных исследований. Stevens для крупных машин (при диаметре ц. н. д. более 2 м) приводит указанную в табл. 31а зависимость, существующую между механическим к. п. д. и средним индикаторным давлением машины.

Таблица 31а

p_i	3	2,5	2,0	1,75	1,5	1,25	1,0
η_m	0,398	0,93	0,915	0,905	0,892	0,87	0,84

При диаметрах ц. н. д. менее 2 м Stevens предлагает указанные цифры умножать на поправочные коэффициенты k , приведенные в табл. 31б.

Таблица 31б

Диаметр ц. н. д. в м	2	1,8	1,6	1,4	1,2	1,0
k	1,0	0,99	0,98	0,96	0,92	0,86

Применение перегретого пара снижает механический к. п. д. на 1—2%. Привод-

ные от машины насосы отнимают от 0,2 до 0,5% мощности машины. В клапанных машинах Ленца отсутствие золотников снижает потери от трения, однако применение четырехцилиндровой конструкции, по наблюдениям ЦНИИВТ, не дает им в этом отношении преимущества.

Для учета влияния мощности на механический к. п. д. Негман Wilda предлагает следующую формулу:

$$\frac{\eta_0}{\eta} = \frac{1}{\eta + (1 - \eta) \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_0} \cdot \frac{N}{N_0} \right)^{\frac{2}{3}}}$$

или

$$\frac{\eta_0}{\eta} = \frac{1}{\eta + (1 - \eta) \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right)^2},$$

где N_0 , η_0 и n_0 отвечают условиям нормальной мощности машины и N , η , n — измененной.

Довольно распространенным является рекомендуемый некоторыми авторами метод учета величины потерь от трения путем введения понятия о среднем эффективном давлении p_e .

При этом мощность, затраченную на работу трения N_f , обычно разделяют на две части: мощность, отвечающую холостому ходу машины N_{f_0} , и мощность, отвечающую сопротивлениям, пропорциональным эффективной мощности N_e :

$$N_i - N_e = N_{f_0} + \xi N_e.$$

Заменяя мощности приведенными давлениями, имеем следующие выражения:

$$p_i - p_e = p_{f_0} + \xi p_e,$$

откуда

$$p_e = \frac{1}{1 + \xi} (p_i - p_{f_0}).$$

Среднее индикаторное давление холостого хода p_{f_0} по данным Нгвак определяется для конденсационных машин тройного расширения в зависимости от начального давления пара и диаметра цилиндра низкого давления следующей формулой:

$$p_{f_0} = 0,025 + 0,05 \cdot \sqrt{p} + \frac{0,075}{d}.$$

Коэффициент ξ по тому же автору имеет следующее выражение:

$$\xi = \frac{0,1}{d + 0,6} \quad (\text{при } D < 1 \text{ м})$$

и

$$\xi = \frac{0,4}{d + 5,4} \quad (\text{при } D > 1 \text{ м}).$$

Все указанные данные, как мы упомянули, в значительной мере характеризуют потери от трения и механический к. п. д. при изменениях режима машин. Применение их к целям проектирования возможно лишь в тех границах, которые обуславливают нормальный режим машины. Существуют идеи, согласно которым потери от трения должны быть увязаны с общим расчетом машины, т. е. с определением ее главных размеров и степени расширения пара. Согласно этим взглядам, основой для выбора указанных величин должно служить не среднее индикаторное, но среднее приведенное эффективное давление на поршень ц. н. д.

До настоящего времени, однако, эти соображения строго учтены быть не могут. Для осуществления расчета машин с учетом потерь от трения предварительно должны быть широко исследованы режимные характеристики машин, как это мы упомянем ниже.

Следует упомянуть о большом значении работы трения не только в отношении расчетных и эксплуатационных соображений, но также в вопросах износа, ремонта и амортизации машин. Износ двигателя тесно связан с температурой, относительной скоростью, давлениями и подбором металлов трущихся частей машины. Исследовательская работа автора в этом направлении приводит к выводу о том, что существует наивыгоднейший режим трущихся частей, обеспечивающий наименьший возможный износ деталей, причем далеко нельзя утверждать, что эксплуатация машин отвечает этим условиям.

В отношении соображений, касающихся вопроса величины потерь от трения на основе данных испытаний, мы обращаем внимание также на труд инж. С. П. Фролова, опубликованный МОНИТОВТ в 1937 г. („Повышение мощности паровых машин увеличением отсечки“). Инж. С. П. Фролов считает наиболее подходящей к целям расчета потерь от трения формулу Seaton'a:

$$N_f = \frac{D \cdot S \cdot n}{650 R} \cdot (y + x \sqrt[3]{n}).$$

Таблица 32

Значение коэффициентов y , x к формуле Seaton для вертикальных судовых машин

Тип машины	x	y
Машины со всеми приводными насосами	1	8
Легкие быстроходные машины со всеми насосами	0,7	7
Мощные машины с отдельными циркуляционными насосами	0,6	7
То же только с воздушным насосом	0,5	0,65
Машины без насосов	0,3	6
Машины с форсированной смазкой и без насосов	0,1	5

Таблица 33

Значение коэффициента k (для формулы Seaton)

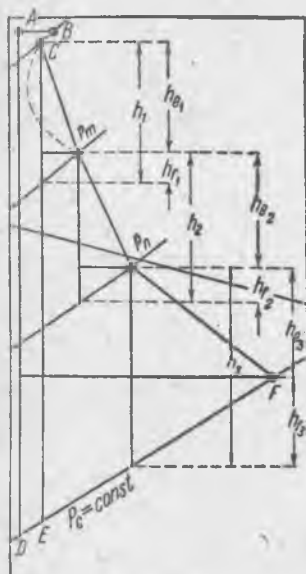
Тип машины	
Машины четверного расширения золотниковые	10,5
Машины тройного расширения золотниковые	12,6
Машины двойного расширения золотниковые	14,5*—15,0
Машины двойного расширения клапанные	15,5*—16,0*

Примечание. Звездочкой отмечены значения k , предлагаемые С. Фроловым.

В этой формуле D — диаметр цилиндра низкого давления в мм, S — ход поршня в м, n — число оборотов в минуту, коэффициенты k , y и x зависят от конструкции машин и количества приводных насосов. Значения этих коэффициентов приведено в табл. 32 и 33.

§ 80. Схема рабочего процесса паровой машины в диаграмме $I-S$

Для предварительной ориентировки в вопросах теплового расчета паровой машины является целесообразным прибегнуть к схематическому построению рабочего процесса в диаграмме $I-S$ (фиг. 163).



Фиг. 163.

Считаем заданным: состояние пара в котле (точка A), падение давления вследствие сопротивления в паропроводе и охлаждения пара в паропроводе вследствие излучения в окружающую среду.

Процесс торможения в паропроводе изображается отрезком AB . Охлаждение учитываем снижением точки B по изобаре до изотермы C , соответствующей охлажденному пару. Таким образом начальное состояние пара перед машиной теоретически определяется точкой C . При давлении после ц. н. д., равном p_c кг/см², теоретически располагаемое теплопадение 1 кг пара изображается отрезком адиабаты $AD=H_0$ и теоретический перепад тепла в машине — отрезком $CE=H$.

Вследствие тепловых потерь окончательное состояние пара при выходе из последнего цилиндра переместится по изобаре $p_c = \text{const}$ в точку F , в которой теплосодержание повышено по сравнению с теоретическим состоянием на величину H_f , выражающую потери.

Общая линия, изображающая действительный процесс расширения пара в машине, таким образом отклонится от адиабаты и условно может быть изображена наклонной линией CF . Если машина многократного расширения, то в ресиверах между цилиндрами имеют место промежуточные давления p_m и p_n , разделяющие весь процесс на три частных процесса, обладающих теоретическими перепадами тепла, h_1 ; h_2 и h_3 . В каждом из этих процессов имеют место тепловые потери, изображенные отрезками h_{f_1} ; h_{f_2} ; h_{f_3} , отрезки h_{e_1} ; h_{e_2} ; h_{e_3} изображают перепады, превращенные в соответствующих цилиндрах в полезную работу (полезные перепады).

Относительные к. п. д. отдельных цилиндров выразятся очевидно следующим образом:

$$\eta_{11} = \frac{h_{e_1}}{h_1}; \quad \eta_{12} = \frac{h_{e_2}}{h_2}; \quad \eta_{13} = \frac{h_{e_3}}{h_3}$$

и для всей машины:

$$\eta = \frac{H_e}{H}$$

Относя же этот к. п. д. к состоянию пара в котле, этот к. п. д. получает выражение:

$$\eta' = \frac{H_e}{H_0}$$

Расход пара на силу в час выразится известной формулой:

$$G \frac{\text{кг}}{\text{и. л. с. ч.}} = \frac{632,5}{H_e} = \frac{632,5}{\eta \cdot H} = \frac{632,5}{\eta' \cdot H_0}$$

Описанная картина рабочего процесса является несколько теоретизированной и условной.

В действительности кривые, изображающие изменения состояния пара в цилиндрах, имеют гораздо более сложный характер, чем это предположено в нашей схеме. В самом деле, известно, что при впуске в цилиндр пар испытывает охлаждение (отъем тепла), вследствие чего кривая состояния должна сперва отклониться в сторону уменьшения энтропии. Однако в дальнейшем теплота потери от начальной конденсации возвратится к отработавшему пару, вследствие чего окончательно состояние пара в ресивере будет отвечать изображенному на схеме. Итак, кривые состояния пара в цилиндрах должны изображаться линиями, указанными на схеме пунктиром.

Это обстоятельство не имеет серьезного значения, так как для решения энергетических вопросов нам достаточно знать начальное и конечное состояния пара, а промежуточные состояния нас не интересуют. Далее, давления в ресиверах p_m и p_n фактически непостоянны, так как процесс перетекания пара из одного цилиндра в другой сопровождается расширением. Таким образом отме-

ченные на схеме давления являются условными средними давлениями, служащими для расчета распределения работы пара между отдельными ступенями расширения.

Первым вопросом теплового расчета является определение указанных давлений в ресиверах. Расчет этот может быть произведен, если известны к. п. д. цилиндров η_1 , η_2 и η_3 . Обычно при проектировании предполагается, что мощность машины распределяется между цилиндрами поровну (хотя, как мы укажем ниже, это соображение не является установленным абсолютно).

Равенство мощностей соблюдается при равенстве полезных перепадов тепла:

$$\eta_1 \cdot h_1 = \eta_2 \cdot h_2 = \eta_3 \cdot h_3. \quad (a)$$

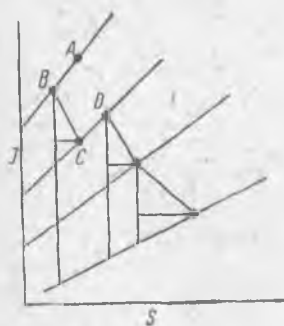
Сумма теоретических перепадов в цилиндрах несколько больше общего теоретического перепада H , приходящегося на всю машину. Причиной этого служит описанное выше явление возвращения части тепла потерь в последующих ступенях расширения. Это условие может быть выражено так:

$$h_1 + h_2 + h_3 = (1 + \alpha) \cdot H, \quad (б)$$

где α — может быть названа коэффициентом возвращенного тепла (обычное значение этого коэффициента колеблется в пределах 0,03—0,05). Система уравнений (а) и (б) позволяет определить перепады h_1 , h_2 и h_3 , затем, путем построения в диаграмме $I-S$, определить промежуточные ресиверные давления p_m и p_n .

Описанное построение рабочего процесса в диаграмме $I-S$ является исходным пунктом, который может служить для разрешения ряда вопросов проектирования машины (выбор степени расширения пара, определение объемов цилиндров и т. п.).

Построение в диаграмме $I-S$ облегчает решение задачи расчета машины, особенно в тех случаях, где приходится иметь дело с сложными рабочими процессами, например при применении промежуточного перегрева или промежуточного отбора пара. В первом случае (промежуточный перегрев между ц. н. д. и ц. с. д.) диаграмма примет вид, изображенный на фиг. 164. Здесь предполагено, что пар, находящийся по выходе из перегревателя с состоянием, изображенным точкой А, при входе в машину обогревает ресивер между ц. н. д. и ц. с. д. и сам охлаждается



Фиг. 164.

при постоянном давлении до состояния В. Взятый этот пар, покидающий ц. в. д. с состоянием С, нагревается по изобаре до состояния D.

При этом написанные выше уравнения (а) и (б) остаются справедливыми и попрежнему дают возможность определить ресиверные давления p_m и p_n . Расход пара на силу в час в машине определится равенством:

$$G \frac{\text{кг}}{\text{и. л. с. ч.}} = \frac{632,5}{h_1 + h_2 + h_3}.$$

В случае промежуточного отбора ΔG кг пара между ц. в. д. и ц. с. д. общая картина рабочего процесса будет та же, что и на фиг. 163, причем попрежнему будет справедливо равенство, выражающее явление возврата тепла:

$$h_1 + h_2 + h_3 = (1 + \alpha) \cdot H.$$

Однако при расчете распределения мощности по цилиндрам необходимо учесть, что в 1-м цилиндре работает 1 кг пара и в последующих $1 - \Delta G$ кг. Поэтому равенства, выражающие равномерное распределение мощностей, выразятся так:

$$\eta_1 h_1 = (1 - \Delta G) \eta_2 h_2 = (1 - \Delta G) \eta_3 h_3.$$

Новая система уравнений попрежнему послужит для определения ресиверных давлений.

На основании изложенного в настоящем параграфе выяснено, что построение рабочего процесса машины, служащее исходным пунктом для ее расчета, становится возможным при условии знания ожидаемых экономических показателей (к. п. д. машины и отдельных цилиндров и расхода пара на силу в час в машине).

Расчет этих показателей связан с расчетом всех существующих в машине тепловых потерь. Задача точного расчета тепловых потерь в поршневых машинах до сих пор еще не разрешена, ввиду чего необходимые указанные данные приходится подвергать оценке в значительной степени на основании опыта. Материалы по этому вопросу приводятся в следующих параграфах.

§ 81. Методика расчета паровой машины

Основные зависимости, служащие для теплового расчета машины, заключены в следующих двух формулах:
формула индикаторной мощности

$$N_i = \frac{2 \cdot V_n \cdot P_{mi} \cdot n}{60 \cdot 75}$$

и формула удельного расхода пара

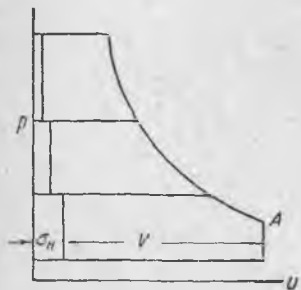
$$G \frac{\text{кг}}{\text{и. л. с. ч.}} = \frac{632,5}{H_e}.$$

Здесь обозначено:

N_i — индикаторная мощность в л. с.;

- V_n — объем ц.н.д. в м^3 ;
 P_{mi} — среднее действительное индикаторное давление, отнесенное к площади ц. н. д.;
 n — число об/мин. машины;
 G — удельный расход пара в кг/и. л. с. ч. ;
 H_e — общий полезный перепад тепла в машине в кал/кг пара.

Обращаясь к фиг. 165, изображающей схему рабочей диаграммы машины тройного расширения, мы видим, что в момент конца расширения пара в ц. н. д. машины (точка А) в этом цилиндре заключено все поступившее в машину количество пара, причем этот пар занимает как рабочий объем цилиндра, так и объем вредного пространства σ_H , так как при весьма низком давлении после машины и обычно умеренном сжатии этот последний объем в конце хода выпуска практически можно рассматривать незаполненным.



Фиг. 165.

Таким образом количество пара, поступающего в машину за один оборот, т. е. за два хода поршня, равно:

$$\frac{V(1 + \sigma_H)}{v_a} \text{ кг,}$$

где v_a — удельный объем пара в точке А. В течение часа в машину поступает

$$\frac{V \cdot (1 + \sigma_H) \cdot n \cdot 60}{v_a} \text{ кг пара.}$$

При мощности N_i л. с. расход пара на 1 силу/час (удельный расход):

$$G \frac{\text{кг}}{\text{и. л. с. ч.}} = \frac{V(1 + \sigma_H) \cdot n \cdot 60 \cdot 60 \cdot 75}{v_a \cdot 2 \cdot V \cdot P_{mi} \cdot n} = \frac{27(1 + \sigma_H)}{v_a \cdot P_{mi}};$$

$$\frac{632,5}{H_e} = \frac{27 \cdot (1 + \sigma_H)}{v_a \cdot P_{mi}};$$

откуда:

$$P_{mi} = \frac{27 \cdot (1 + \sigma_H)}{632,5} \cdot \frac{H_e}{v_a}.$$

Последнее уравнение является основным для теплового расчета машины.

Как указывает это уравнение, установив при помощи построения в диаграмме $I-S$ полезный перепад тепла и соответствующий ему удельный объем пара в конце расширения в ц. н. д., является возможным определить среднее индикаторное давление машины. По последнему же из формулы мощности без труда опре-

деляется объем ц. н. д. Определение полезного перепада тепла в машине производится, как это было выяснено выше, на основании предварительной оценки величины относительных к. п. д. отдельных цилиндров. К. п. д. цилиндра н. д. определяется в зависимости от давления в конце расширения в этом цилиндре.

Таким образом величины H_e и V_a связаны друг с другом функциональной зависимостью. Установить эту зависимость для действительного процесса машины затруднительно, так как при изменении давления конца расширения p_a в ц. н. д. изменяются все тепловые потери: потеря от неполноты расширения понижается с уменьшением давления p_a ; в то же время другие потери — от начальной конденсации и от пропусков пара через неплотности поршня с увеличением степени расширения возрастают, причем установить закон этих изменений последних потерь практически невозможно. Установить связь между H_e и p_a (или v_a) представляется возможным лишь условно, предполагая неизменным относительный к. п. д. действительного процесса по отношению к циклу Мейера, как это видно из следующего расчета.

Расчет произведем, для стандартной машины, с следующими данными:

индикаторная мощность $N_i = 1650$ и. л. с.;

число об/мин. $n = 83$;

абс. давление пара в котлах $p_k = 15$ атм;

температура пара в котлах $t = 330^\circ\text{C}$;

давление в конденсаторе $p_c = 0,15$ кг/см².

Для состояний пара перед и после машины примем:

падение давления в паропроводе и золотниковой коробке —
1,5 кг/см²;

охлаждение пара в паропроводе $\Delta t = 20^\circ\text{C}$;

сопротивление в трубах отработавшего пара $\Delta p_H = 0,03$ кг/см².

Соответственно этому получаем:

давление перед машиной $p_0 = 13,5$ атм;

температура перед машиной $t_0 = 310^\circ\text{C}$;

давление после ц. н. д. $p_c = 0,18$ кг/см²;

полный адиабатический перепад тепла $H = 184$ cal/кг;

удельный объем пара в конце впуска в ц. в. д. $v_h = 0,2$ м³/кг.

На фиг. 166 изображен схематически рабочий цикл машины, разбитый на три ступени расширения. Предположим, на основании опытных данных, следующие величины относительных к. п. д. цилиндров, считая расширение в них полным:

для ц. в. д. — 0,75,

для ц. с. д. — 0,7,

для ц. н. д. — 0,65.

Тогда, на основании проведенного выше расчета, перепады тепла в цилиндрах определяются из следующих уравнений (выра-

жающих условие равного распределения мощностей между цилиндрами):

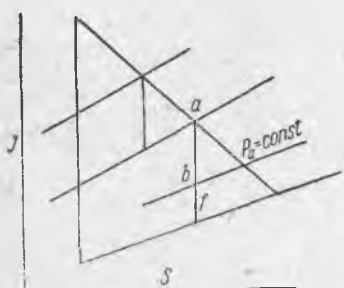
$$0,75h_1 = 0,7h_2 = 0,65h_3;$$

$$1,05 \cdot H = h_1 + h_2 + h_3;$$

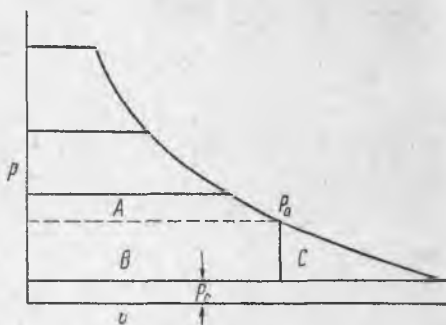
отсюда:

$$h_1 = 60 \text{ cal/kg}; \quad h_2 = 64,5 \text{ cal/kg}; \quad h_3 = 69 \text{ cal/kg}.$$

В этом расчете предположено, что расширение в ц.н.д. — полное, т. е. что диаграмма этого цилиндра заключает в себе сумму трех площадей A , B , C , указанных на фиг. 167. В действительности же, при избранном нами произвольном давлении конца расширения в ц.н.д. p_a площадь C отпадает, и в составе диа-



Фиг. 166.



Фиг. 167.

граммы работы остаются лишь площади $A + B$. Расчет величины площадей A , B и C может быть без труда произведен, обратившись к картине процесса, перенесенной в диаграмму $I-S$. Действительно (фиг. 166) площадь A представляет собою площадь цикла Ренкина между начальным давлением в цилиндре и давлением p_a , т. е. представляет собою перепад тепла ab .

Площадь B определяется в диаграмме p, v формулой:

$$B = (p_a - p_c) \cdot v_a,$$

или, в тепловых единицах:

$$B = (p_a - p_c) \cdot v_a \cdot \frac{1}{427}.$$

Величину удельного объема в конце расширения в ц.н.д. снимем по диаграмме $I-S$ на пересечении изобары $p_a = \text{const}$ с адиабатой, изображающей теоретический процесс всей машины (а не в точке пересечения изобары $p_a = \text{const}$ с условной кри-

Давление в конце расширения ц. н. д. P_a , <i>ата</i>	0,18	0,3	0,5	0,8	1,2
Перепад A , <i>cal/kg</i>	69	54	37	17	0,0
Перепад B , <i>cal/kg</i>	0	13,5	22,5	29,0	33,2
Удельный объем, m^3/kg	7,9	4,8	3,0	2,0	1,4
Теоретический перепад тепла в ц. н. д. $A + B$ <i>cal/kg</i>	69	67,5	59,5	46,0	33,2
Полезный перепад в ц. н. д. при относ. к. п. д. = 0,65 <i>cal/kg</i>	44,6	43,8	38,5	30	22,6
Полезный перепад на всю машину, <i>cal/kg</i>	134,6	133,8	128,5	120,0	112,6
Расход пара <i>кг/и. л. с. ч.</i>	4,7	4,7	4,92	5,3	5,65
Среднее инд. давление $P_{mi} = \frac{27(1 + \sigma_H)}{632,5} \times$ $\times \frac{H_e}{V_n} \cdot \text{кг/см}^2$	0,8	1,28	2,02	2,84	3,77
Объем ц. н. д. $V = \frac{N_i \cdot 60 \cdot 75}{2 P_m \cdot n} \text{ м}^3$	5,6	3,5	2,2	1,58	1,19
Диаметр цилиндра при ходе поршня 1000 <i>мм</i>	2660	2100	1670	1410	1230

вой состояния, так как выше было указано, что фактический процесс в цилиндре отклоняется от адиабаты не вправо, а влево; расчет показывает, что метод определения удельного объема, предлагаемый нами, вполне оправдывается). Итак, площадь B также определяется в виде некоторой части теплового перепада bf . Остальная часть теоретического перепада ц.н.д. представит площадку C , т. е. теоретическую потерю от неполноты расширения при заданном нами давлении начала выпуска p_a .

В таблице 34 приведены результаты расчета перепадов для различных давлений p_a в разбираемом примере.

Произведенный расчет указывает, что понижение давления начала выпуска из ц.н.д. ниже $0,3 \text{ ата}$ не имеет смысла, так как дальнейшее снижение этого давления лишь увеличивает размер цилиндра, не повышая экономии.

В действительности кривая $G \text{ кг/л.с.ч.} = f(p_a)$, как мы указали, построена в не совсем правильном предположении постоянства принятого нами относительного к. п. д. цикла ц. н. д. по отношению к циклу Мейера.

Фактически, благодаря возрастанию потерь от конденсации и пропусков, справедливость указанной кривой будет нарушаться тем более, чем ниже давление p_a .

По произведенному нами ряду подсчетов указанный метод расчета может считаться достаточно точным при давлениях p_a не ниже $0,5 \text{ ата}$. При дальнейшем понижении давления расход пара G может возрасти; следовательно, в нашем случае, следует ограничить минимальный расход пара на силу в час цифрой около 5 кг , что соответствует $p_a = 0,5 \text{ кг/см}^2$ и диаметру цилиндра около 1600 мм .

В стандарте принято: $D_H = 1500 \text{ мм}$; расход пара в стандартной машине также близко подходит к рассчитанному нами. Следовательно, указанный метод расчета следует считать допустимым. Следует отметить, что в тех случаях, когда при конструировании машины приняты особые меры, предупреждающие возможность развития в ц. н. д. значительной конденсации (например путем перемещения процесса ц. н. д. в область перегретого пара), имеется основание считать справедливым приведенный метод расчета и в более широких границах, что оправдывается данными испытания машин. Так например, в известной машине высокого давления Шмидта, в которой ц.н.д. путем промежуточного перегрева переведен целиком в область перегретого пара, давление начала выпуска из ц. н. д. принято очень низким ($0,2 \text{ ата}$) при давлении в конденсаторе $0,05 \text{ ата}$. Относительный к. п. д. этого цилиндра на испытании оказался равным $0,73$. Для избежания чрезмерного снижения степени впуска в ц. н. д., машина была выполнена с четырехкратным расширением.

§ 82. Данные экономичности морских паровых машин

Расчет судовой машины требует, как отмечалось выше, наличия достоверных экспериментальных данных по экономичности подобных машин, а именно, данных об удельном расходе пара и относительных к. п. д. как всей машины, так и отдельных ее цилиндров.

При анализе данных по расходу пара следует учитывать, представляют ли они данные испытаний или же являются данными заводских каталогов или гарантий последних при сдаточных испытаниях. Как правило, первые значительно отличаются в сторону повышения расхода пара. Кроме того, необходимо учитывать также общую степень расширения пара (или отсечку в ц. в. д.), начальное и конечное давление пара и начальную его температуру.

По некоторым типам машин очень подробные данные испытаний машин можно найти в труде ЦНИИВТ „Испытания морских машин“.

Дополнительно к этим испытаниям, по типам машин, не охваченным этими испытаниями, приводим табл. 35, 36, 37 и 38.

Таблица 35

Расход пара машинами простого расширения Jaffa
(по каталогам заводов)

Диаметр цилиндра и ход поршня	Число оборотов	Мощность	Расход пара на 1 и. л. с. час при давлении 13,5 ат	
			насыщ.	перегретого до 300° С
300 × 400 {	190	150	6,15	4,68
	240	200	6,02	4,58
340 × 500 {	175	225	5,98	4,54
	225	300	5,90	4,58
375 × 550 {	170	300	5,88	4,48
	210	375	5,82	4,44
425 × 600 {	1°0	400	5,82	4,42
	200	500	5,77	4,40
475 × 650 {	150	500	5,77	4,40
	185	625	5,74	4,38
550 × 700 {	135	650	5,74	4,38
	170	850	5,72	4,34

Расход пара машинами двойного расширения (по предложению заводов)

Размеры машины	Число оборотов	Наполнение ц. в. д., %	Мощность и. л. с.	Расход пара кг/и. л. с. ч.
250—480	180	45	150	7,9
320				
300—570	160	45	240	7,7
400				
340—680	155	45	350	7,6
430				

Примечание. Давление пара у клапана 11,5 ат, пар насыщенный.

Таблица 37

Расход пара машинами тройного расширения (по предложению заводов)

Размеры машины	Число оборотов	Наполнение ц. в. д., %	Мощность и. л. с.	Расход пара кг/и. л. с. ч.
290—440—720	130	60	250	5,3
430				
375—540—885	115	60	450	5,1
580				
350—580—930	110	60	550	4,9
650				
440—700—1160	105	60	800	4,75
700				
500—800—1300	100	60	1300	4,75
900				
540—860—1400	95	60	1600	4,7
1000				
600—970—1580	90	60	1900	4,7
1050				

Примечание. Давление пара 15 ат, темп. пара 300° С.

Таблица 38

Характеристика выполненных вертикальных судовых машин (данные испытания)

Тип машины	Размеры машины, мм Диаметры цилиндров ход поршня	Давление ш/чт/ш	Рабочий объем цилиндра	КПД в цилиндре	Удельный расход	Удельная мощность	Температура конденсата	Удельный расход	Удельная мощность
1. Простого расширения, двойного действия Skinner, клапанная	483/508	17,6	300	0,13	4,95	11,3	17,8	64	—
2. Компаунд	290—580/328	9,0	насыщ.	0,17	8,22	8,7	—	—	—
3. Компаунд	610—968/687	6,0	насыщ.	0,12	8,3	—	11,31	52	—
4. Двойного расширения, трехцилиндровая	315—680—680/680	14,5	310	0,195	5,02	11,6	—	—	—
5. Сдвоенная двойного расширения, клапанная, Ленца	370—800/800 325—700/700	14,0 13,9	261 280	0,185 0,25	5,83 5,05	12,4 11,5	16,3 17,1	57,5 —	—
6. Двойного расширения, сдвоенная, Христиансен-Майера	315—680/680	15,6	311	0,195	5,25	11,2	18,7	68	—
7. Тройного расширения	570—940—1500/1000	13,95	274	0,175	5,44	14,0	17,7	66,8	—
8. Тройного расширения	450—740—1230/900	14,10	306	0,127	5,30	11,9	17,6	62,0	—
9. Тройного расширения	632—1052—1825/1217	15,5	246	0,130	5,04	12,83	17,8	—	—
10. Тройного расширения	738—1116—1776/1217	11,2	насыщ.	0,130	6,76	9,89	12,9	53,2	—
11. Тройного расширения	477—738—1140/660	12,0	насыщ.	0,130	7,80	7,46	12,1	48,8	—
12. Тройного расширения	380—610—1000/660	14,6	252	0,167	5,82	10,1	16,8	61,8	—
13. Тройного расширения 4-цилиндровая	718—1140—1572—1572/915	17,12	насыщ.	0,130	7,85	11,3	12,1	46	—
14. Тройного расширения 4-цилиндровая	866—1406—1625—1625/1217	17,25	насыщ.	0,13	6,67	8,64	13,68	49	—
15. Тройного расширения 4-цилиндровая	990—1600—2105—2105/1217	18,85	насыщ.	0,13	6,37	11,07	—	—	—
16. Четверного расширения	638—890—1294—1902/1294	16,65	насыщ.	0,13	5,66	12,45	12,1	45,6	—
17. Четверного расширения	737—1051—1496—2130/1370	13,15	насыщ.	0,155	6,10	—	15,4	60,7	—
18. Четверного расширения	970—1440—2030—2350/1700	14	насыщ.	0,12	6,4	11,6	—	—	—

Примечание. Объемы вредных пространств некоторых из этих машин приведены в табл. 2.

Завоевывающие все более широкое поле машины высокого давления (50—120 *ата*) и перегрева (до 460°) обнаруживают значительно более низкие расходы пара; так, машина, работающая при начальном давлении 60 *ата* и температуре 460°, при противо-давлении 0,06 *ата*, обнаружила при испытании удельный расход пара 2,56 *кг*.

Относительный к. п. д. нормальных судовых машин, работающих при параметрах пара, близки к стандартным, достигает в среднем 67—70%. При высоком давлении и перегреве эти цифры повышаются до 80%.

Касаясь величин относительных к.п.д. отдельных цилиндров, можно привести данные Блуэра, относящиеся к испытаниям установок с турбинами отработавшего пара.

I. Машины, работающие насыщенным паром (табл. 39).

Для случая установки Бауэр-Ваха, в которой машина работает с противодавлением 0,5 *кг/см²*, приводятся такие данные в табл. 40.

II. При перегретом паре по тем же сведениям к.п.д. имеет величину, приведенную в табл. 41 и 42.

Таблица 39

	Нач. давление, <i>кг/см²</i>	Конечное да- вление, <i>кг/см²</i>	Степень сухо- сти пара	Относитель- ный к. п. д. %
Ц. в. д.	13	15,0	0,97	80
Ц. с. д.	5	1,3	—	75,8
Ц. н. д.	1,3	0,22	—	56,0

при противодавлении 0,2 *кг/см²*:

Таблица 41

	Нач. давление <i>кг/см²</i>	Начальная температура °С	Относитель- ный к. п. д. %
Ц. в. д.	15	350	82
Ц. с. д.	—	—	80
Ц. н. д.	—	—	57

Таблица 40

	Нач. давление <i>кг/см²</i>	Конечное да- вление, <i>кг/см²</i>	Относитель- ный к. п. д. %
Ц. в. д.	13	5	80
Ц. с. д.	5	1,6	77
Ц. н. д.	1,6	0,5	65

при противодавлении 0,5 *кг/см²*:

Таблица 42

	Нач. давление <i>кг/см²</i>	Начальная температура °С	Относитель- ный к. п. д. %
Ц. в. д.	15	350	83
Ц. с. д.	—	—	82
Ц. н. д.	—	—	64

Данные Бауэра не вполне согласуются с сведениями, приводимыми Stivens, Даниловским, Bragg и В. А. Семека на основе испытаний многих машин, для которых при стандартных параметрах пара были обнаружены следующие цифры:

Относительный к. п. д. ц. в. д. в среднем . . .	0,75
Относительный к. п. д. ц. с. д. в среднем . . .	0,70
Относительный к. п. д. ц. н. д. в среднем . . .	0,55

Данные Бауэра интересны в том отношении, что проливают свет на условия работы цилиндра низкого давления золотниковых машин. При работе машины без турбины к. п. д. составляет всего 0,56—0,57, что объясняется очевидно значительной потерей от неполноты расширения. При работе с турбиной (при противодавлении 0,5 *ата*) неполнота расширения почти исчезает, вследствие чего к. п. д. повышается до 0,65. Эту последнюю цифру и следует принимать за основу расчета машины по изложенному нами методу.

Различия в значениях к. п. д. цилиндров следует объяснить по преимуществу областями состояний пара, в которых работают эти цилиндры (ц. в. д. — целиком в области перегрева и ц. н. д. — в области насыщенного пара).

Чем выше перегрев и давление, тем более повышается относительный к. п. д. Причиной этому служат общие преимущества этих машин: понижение начальной конденсации, а также снижение потери от пропусков пара благодаря малым размерам цилиндров и поршней и уменьшение потерь от торможения при впуске, что объясняется специальными конструкциями пагораспределительных клапанов (например клапана диффузорного типа).

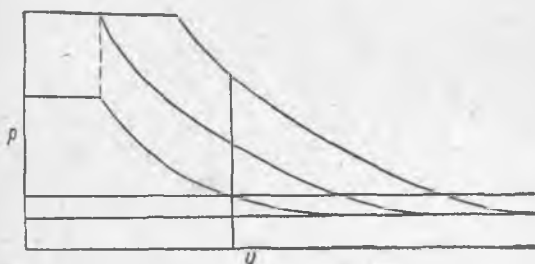
Приведенный материал является достаточным для ориентирования при расчете машины. Следует отметить, что все указанные цифры относятся к машинам хорошо выработанной конструкции.

Неудачная конструкция (например чрезмерно развитые вредные объемы и конденсирующие поверхности) может совершенно изменить результат. Поэтому тщательность выработки проекта должна, независимо от расчета, быть первой заботой конструктора машины.

§ 83. Замечания к расчету морских паровых машин высокого давления

Принципиальные основы применения пара высокого давления были выяснены выше, в § 13. Тепловой расчет машин высокого давления в основном может быть произведен описанным в предыдущих параграфах методом. При выборе параметров состояния пара следует учитывать высказанное положение о связи, существующей между начальным давлением и перегревом пара. По-

Мимо этого, следует учесть связь между начальным давлением и выбором степени расширения пара в машине. Как указывает фиг. 168, малая степень расширения при глубоком вакууме влечет за собой возрастание потери от неполноты расширения. Вследствие этого очевидно, что применение высокого давления неразрывно связано с повышением степени расширения или, что то же, с уменьшением общей степени наполнения машины; но так как степень наполнения отдель-



Фиг. 168.

ных цилиндров не может быть сделана произвольно малой даже при специальных конструкциях паровпускных органов, то при высоком начальном давлении рационально повышать противодавление до величины, обеспечивающей полное или близкое

к полному общее расширение пара в машине. Так как остающийся располагаемый перепад тепла до пределов высокого вакуума в холодильнике оказывается весьма значительным, то для использования его возможно идти либо по пути повышения количества ступеней расширения, либо, что значительно компактнее и экономичнее, устройства комбинированных установок с турбинами мятого пара. Последняя конструкция дает возможность ограничиться в машинной части лишь двухступенчатым расширением. В нижеследующей таблице приведены результаты теоретического расчета противодавления, соответствующего общей степени расширения машины $\frac{1}{\epsilon} = 16$, при различных начальных параметрах состояния пара и при полном расширении. Закон расширения принят адиабатическим:

Таблица 43

Начальное давление, <i>ата</i>	50	75	100
Начальная температура, °С	375	400	425
Противодавление, <i>кг/см²</i>	1,8	2,25	3,75

При отсечке впуска в каждом цилиндре, равной 0,5 (что соот-

ветствует общей степени расширения ≈ 4), данные изменяются следующим образом:

Таблица 44

Начальные параметры	50/375	75/100	100/425
Противодавление, $кг/см^2$	8	12,5	16

При рассчитанных условиях машина имеет данные получить весьма высокий относительный к. п. д. порядка 0,8 — 0,85. С включением еще турбины отработавшего пара, при вакууме 90%, полезный тепловой перепад при давлении 100 *ата* и $t = 425^\circ C$ достигает 225 *кал/кг*; этой цифре соответствует удельный расход пара 2,8 *кг/и. л. с. ч.* и термический к. п. д.

$$\eta_{it} = \frac{H_e}{\lambda - q_c} = \frac{225}{785 - 45} = 0,303.$$

Соответствующий удельный расход тепла на 1 *и. л. с. ч.* составит $(\lambda - q_c) \cdot G = 2100$ *кал/кг*.

Такой расход пара при низких давлениях недостижим.

В одном случае исследованного нами проекта катерной машины мощностью 150 *и. л. с.*, при начальном давлении 100 *ата*, температуре пара $t = 425^\circ C$ и работе на противодавление 1 *ата*, удельный расход пара составил 4,6 *кг*. Это соответствует относительному к. п. д. 0,62, термическому к. п. д. около 0,2 и удельному расходу тепла 3 500 *кал/кг*, причем турбины установлено не было.

Эти результаты являются также хорошими для данной установки, так как нормальная машина компаунд, работающая с конденсацией, при начальном давлении сухого пара 10 *ата* потребляла бы не менее 8—10 *кг* пара на 1 *и. л. с. ч.*, что соответствовало бы затрате тепла до 6000 *кал/и. л. с. ч.*

§ 84. Практический расчет судовых машин

До последнего времени затруднения, вызывавшиеся расчетом тепловых потерь, заставляли при проектировании обращаться к данным опыта, в результате чего выработался практический метод расчета.

Этот метод требует для своего применения некоторых практических коэффициентов, получаемых из испытаний однотипных с проектируемой машин. Поэтому применение практического метода ограничивается уже изученными на опыте конструкциями, главным образом золотниковых машин многократного расширения при низких давлениях пара. Однако эти машины в настоящее время стан-

дартизированы, так что в расчете их вообще почти нет необходимости, за исключением необходимости в отдельных случаях учета небольших отклонений от стандарта в отсечках впуска, давлениях и числах об/мин., а также при исследовании существующих машин.

Расчет же практическим методом машин новых типов: клапанных, бесресиверных, прямоточных, и машин с промежуточным перегревом, противодавлением и работающих при высоком начальном давлении и перегреве, становится неточным, затруднительным и во многих случаях даже совершенно невыполнимым.

В практическом методе исходят из выбора по данным опыта степени расширения пара $\frac{1}{\epsilon}$.

Таковая выбирается в следующих пределах:

Для золотниковых машин компаунд	5—8
Для машин 3-го расширения	9—12,5
Для машин 4-го расширения	11—13,0
Для клапанных и прямоточных машин	10—14

Выбор высших или низших норм обусловливается главным образом соображениями необходимости экономии габарита машины¹.

Далее основываются на связи величины $\frac{1}{\epsilon}$ с средним теоретическим индикаторным давлением, относимым к описанному в § 2 „вспомогательному“ циклу. Эта связь устанавливается известной формулой:

$$p_{ti} = \epsilon \left(1 + \ln \frac{1}{\epsilon} \right) \cdot p_k.$$

Для простоты расчетов коэффициент $\epsilon \left(1 + \ln \frac{1}{\epsilon} \right)$ определяют заранее расчетом (см. табл. в § 2).

Для расчета объема ц. н. д. по формуле индикаторной мощности необходимо определить действительное среднее приведенное индикаторное давление p_{mi} , которое можно связать с давлением p_{ti} простой зависимостью:

$$p_{mi} = p_{ti} \cdot k,$$

здесь k , или так называемый коэффициент полноты, указывает, во сколько раз площадь действительного процесса меньше площади, рассчитанной по вспомогательному циклу. В случае наличия противодействия p_c та же формула видоизменяется следующим образом:

$$p_{mi} = k \cdot (p_{ti} - p_c).$$

¹ При выборе общей степени расширения пара следует также учитывать и механический к. п. д. машин, т. е. считаться с расходом пара на 1 э. л. с. При этом обычно общую степень расширения пара для машин тройного расширения золотниковых нет необходимости брать выше 9—10, а для клапанных и прямоточных, у которых мех. к. п. д. выше, — 10—11,5.

Примечание ред.

Коэффициент полноты представляет собою величину в достаточной степени неопределенную и неподдающуюся теоретическому расчету. Связь k с относительным к. п. д. машины сомнительна; поскольку вспомогательный цикл отличается от цикла Рэнкина и по существу на имеет термодинамического смысла. Поэтому величину коэффициента полноты можно определить только опытом, по данным испытаний построенных машин, сходных с проектируемой машиной. Этим путем выработаны следующие данные значения величин k для золотниковых машин обычного типа. Одноцилиндровые машины:

большие машины с малым числом об/мин $k = 0,7 - 0,75$
 малые быстроходные машины $k = 0,65 - 0,7$

Машины компаунд:

большие, до 100 об/мин. $k = 0,6 - 0,67$
 малые быстроходные $k = 0,55 - 0,6$

Машины тройного расширения для коммерческих

грузовых судов, до 100 об/мин. $k = 0,56 - 0,61$
 Для быстроходных машин $k = 0,53 - 0,54$

Указанные цифры относятся к машинам, работающим насыщенным паром. Ввиду того, что площадь вспомогательного цикла для перегретого пара становится меньшей (благодаря приближению линии расширения к адиабатическому закону), для этого случая приходится принимать низшие пределы значений k .

Расчет значений величины k для стандартных машин приводит к следующим результатам:

Тип машин	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
k	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	0,58	0,59	0,59	0,56	0,6	0,64	0,58

При расчете степень расширения пара принята по формуле:

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{V_n}{V_h \cdot \varepsilon_h},$$

т. е. без учета влияния вредных пространств. Фактически пар занимает в конце впуска объем:

$$\varepsilon_h \cdot (1 + \sigma_h) \cdot V_h,$$

где σ_h — объем вредного пространства ц. в. д. в процентах от рабочего объема этого цилиндра. В конце расширения в ц. н. д. пар занимает объем:

$$(1 + \sigma_n) \cdot V_n.$$

Если расход пара на силу в час составляет d кг, то в одну полость цилиндра за один ход поршня поступает количество пара:

$$\frac{d \cdot N_i}{60 \cdot n \cdot 2} = \frac{N_i \cdot d}{120 \cdot n} \text{ кг.}$$

Объем, заключенный в ц. в. д. в конце впуска, относится к этому количеству, сложенному с весом пара, остающегося во вредном пространстве в конце периода выпуска. Учет этого количества может быть произведен, вводя некоторый коэффициент s_h , так что количество пара, заключенное в конце впуска в ц. в. д., равно:

$$s_h \cdot \frac{N_i \cdot d}{120 \cdot n}.$$

Таким же образом в ц. н. д. в конце расширения вес заключенного пара равен:

$$s_n \cdot \frac{N_i \cdot d}{120 \cdot n}.$$

Поэтому действительная степень расширения пара:

$$\left(\frac{1}{\epsilon}\right)_e = \frac{s_h}{s_n} \cdot \frac{V_n}{\epsilon_h \cdot V_h}.$$

В практическом методе расчета учета вредных пространств обычно не производят, что вводит в расчет значительную приближенность.

Ввиду того, что задание коэффициента полноты по существу равносильно заданию среднего действительного индикаторного давления, отнесенного к площади поршня ц. н. д. p_{mi} , многие авторы предпочитают при расчете машины задавать непосредственно это последнее давление.

Так например, Бауэр рекомендует следующие данные:

Т а б л и ц а 45

Тип судна	Число об/мин.	Котельное давление	p_{mi}
Малые катеры	180—250	11—14	0,2—0,25
Малые пассажирские пароходы. .	150—200	11—14	0,18—0,23
Большие буксиры	100—160	11—14	0,16—0,22
Скорые пароходы	75—95	16—17	0,14—0,17
Большие тов.-пасс. пароходы . .	70—90	13—16	0,15—0,17
Малые товарные пароходы . . .	95—130	12—16	0,14—0,16
Большие товарные пароходы . .	70—85	13—16	0,14—0,15

Даваемые Бауэром интервалы чрезвычайно широки. Негман Wilda дает для определения давления в момент начала выпуска из ц. н. д. следующую формулу:

$$p_a = p_e + 0,03 \cdot p_k$$

где p_c — давление в холодильнике и p_k — в котле. Edward M. Bragg предлагает выбирать при проектировании сперва следующую характеристику машины, работающей без перегрева:

$$H = \frac{p_{mt} - p_c}{p_0} \cdot (p_0 \cdot \varepsilon)^{0,4},$$

где: p_c — давление в холодильнике;
 p_0 — давление при впуске в ц. в. д.

Для величины H Bragg приводит кривую (фиг. 169), построенную на основании испытания большого количества машин. Здесь характеристика H дается в зависимости от общей степени расширения пара, с учетом вредных пространств и объема штоков поршней, т. е.:

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{\left(\frac{\pi D_n^2}{4} - \frac{\pi d_n^2}{4} \right) \cdot (1 + \sigma_n)}{\left(\frac{\pi D_h^2}{4} - \frac{\pi d_h^2}{4} \right) \cdot (\varepsilon_h + \sigma_h)}$$

или

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{D_n^2 - d_n^2}{D_h^2 - d_h^2} \cdot \frac{1 + \sigma_n}{\varepsilon_h + \sigma_h}.$$

В этих формулах:

$\frac{1}{\varepsilon}$ — общая степень расширения пара,

D_n — диаметр цилиндра низкого давления,

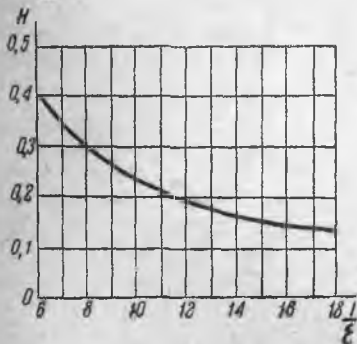
D_h — диаметр цилиндра высокого давления,

d_h — диаметр штока или контрштока цилиндра высокого давления,

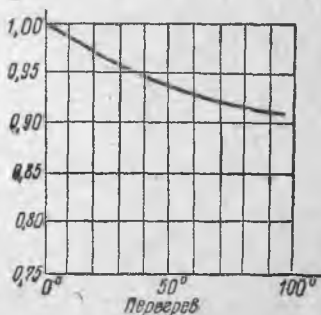
d_n — диаметр штока или контрштока цилиндра низкого давления,

ε_h — отсечка цилиндра высокого давления,

σ_h и σ_n — объемы вредных пространств ц. в. д. и ц. н. д.



Фиг. 169.



Фиг. 170.

Для машин двойного действия берется среднее значение общей степени расширения для обеих полостей; при отсутствии контр-

штоков для верхней полости d_h и d_n равны нулю. В табл. 38 даны значения общей степени расширения с учетом штоков и вредных пространств.

Для перегретого пара Bragg и Stevens дают несколько измененную характеристику:

$$H \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{0,4} = \frac{P_{ml}}{(p_0)^{0,5} \cdot S}.$$

В данном случае кривая для выбора H дана на фиг. 169, а коэффициент S выбирается по кривой фиг. 170.

§ 85. Метод определения объемов цилиндров по Н. Wilda

Для определения объемов цилиндров и промежуточных давлений Wilda пользуется следующим приближенным методом: обозначая общую степень впуска в машине через ε и в отдельных цилиндрах через ε_h , ε_m и ε_n , можно написать выражение следующей существующей между ними зависимости:

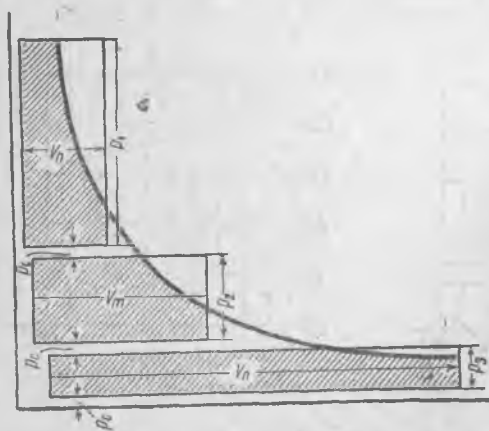
$$\varepsilon = \varepsilon_h \cdot \varepsilon_m \cdot \varepsilon_n.$$

Так как степени наполнения цилиндров близки между собою, то приближенно:

$$\varepsilon_h = \varepsilon_m = \varepsilon_n = \sqrt[3]{\varepsilon};$$

откуда

$$V_m = V_h \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{\varepsilon}}; \quad V_n = V_m \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{\varepsilon}}; \quad V_n = V_h \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^2}.$$



Фиг. 171.

Обращаясь к фиг. 171, Wilda представляет площади диаграмм отдельных цилиндров в виде равновеликих прямоугольников

$$V_h \cdot p_1 = V_m \cdot p_2 = V_n \cdot p_3;$$

причем в этом построении учитываются вредные пространства цилиндров, а также падение давления между ними (последнее Wilda принимает равным p_c между каждыми двумя последовательными цилиндрами).

На этом основании могут быть вычислены величины p_1 и p_2 :

$$V_h \cdot p_1 = V_a \cdot p_3 = V_h \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^2} \cdot p_3; \quad p_1 = p_3 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^2};$$

$$V_m \cdot p_2 = V_n \cdot p_3 = V_m \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{\varepsilon}} \cdot p_3; \quad p_2 = p_3 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)}.$$

Величина p_3 определяется из условия:

$$p_a = p_1 + p_2 + p_3 + 3p_c,$$

или:

$$p_a = p_3 \cdot \left(1 + \sqrt[3]{\frac{1}{\varepsilon}} + \sqrt[3]{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^2} + 3p_c\right).$$

Метод определения объемов, промежуточных давлений и отсечек в цилиндрах, на основании сделанных выводов, принимает следующий вид.

Приняв определенную величину общей степени расширения $\frac{1}{\varepsilon}$, а также зная давления p_a и p_c , находим разность давлений p_3 из последней написанной выше формулы, а также вычисляем давления p_2 и p_1 из соотношений:

$$p_2 = p_3 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{\varepsilon}} \quad \text{и} \quad p_1 = p_3 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^2}.$$

Обращаясь к диаграмме p, v (фиг. 159), откладываем на оси абсцисс произвольный отрезок V_n , изображающий объем ц. н. д. и вредное пространство этого цилиндра.

Далее, строим прямоугольник, изображающий в первом приближении диаграмму ц. н. д. Отметив конечное давление в ц. с. д., определяем объем последнего из равенства:

$$V_m \cdot p_2 = V_n \cdot p_3$$

и выстраиваем второй прямоугольник для ц. с. д. Точно так же поступаем и для ц. в. д. (площади прямоугольников диаграмм всех трех цилиндров делаем равновеликими, из соображений равного распределения мощности между цилиндрами).

Общую кривую расширения пара в машине считаем адиабатической.

Для начально насыщенного пара Wilda рекомендует показатель адиабаты принять равным 1,12. Таким образом:

$$p_a \cdot V_a^{1,12} = p_e \cdot V_e^{1,12},$$

где: p_e — давление пара в конце расширения в ц. н. д., а V_a и V_e — объемы пара при давлениях p_a и p_e . Отсюда:

$$p_e = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_e}\right)^{1,12} = p_a \cdot (\varepsilon)^{1,12}.$$

Вредными пространствами Wilda пренебрегает, но при более точном расчете они должны быть приняты в расчет. Таким образом определяется давление P_e . Проводя из точки e адиабату, пересекающую построенные прямоугольники, мы получаем заштрихованные площади, изображающие диаграммы всех трех цилиндров, из которых также можно определить предварительные величины отсечек впуска для построения индикаторных диаграмм по методу Шретера.

§ 86. Определение размеров цилиндров в. д. и с. д. и наполнения цилиндров по Бауэру и Боденюллеру

Диаметр ц. н. д. был определен нами выше, из основной формулы индикаторной мощности:

$$D_n = 2 \cdot \sqrt{\frac{75 \cdot N_t}{P_{mi} \cdot C_m \cdot \pi}}$$

Диаметры цилиндров среднего и высокого давлений (в машинах тройного расширения) или только высокого давления (в машинах компаунд) теоретически могли бы быть установлены по совокупной диаграмме теоретического рабочего процесса разделением ее на три (или для машин двойного расширения, соответственно, на две) равновеликие площади, что обеспечивает равенство мощностей отдельных цилиндров между собой.

Исходя из этих условий, соотношение между диаметрами цилиндров D_h высокого, D_m среднего и D_n низкого давлений должны удовлетворять следующим зависимостям:

$$\frac{D_h}{D_n} = \sqrt{\frac{V_h}{V_n}}; \quad \frac{D_m}{D_n} = \sqrt{\frac{V_m}{V_n}}$$

При сделанном выводе предположено, что величины коэффициентов полноты диаграмм имеют одинаковую величину для всех цилиндров, а также, что в цилиндрах высокого и среднего давлений достигается полное расширение. В действительных машинах оба эти условия не соблюдаются, что приводит к значительной неточности произведенного теоретического расчета.

При выборе размеров диаметров цилиндров и величины наполнения последних следует учесть опыт практики. В табл. 36, 37, 38 и 46 приведены соотношения диаметров цилиндров и их объемов для построенных машин.

При выборе размеров следует всегда проверить, насколько выбранные размеры оправдали себя в построенных машинах по данным эксплуатации в условиях нашего социалистического водного транспорта.

Выбранная величина диаметра цилиндра высокого давления может быть проверена по приближенному расчету расхода пара на

Отношение объемов цилиндров выполненных машин

Тип машины	Отношение объемов цилиндров	Степень наполнения ц. в. л., %	Общая степень расширения	N_i	Число об/мин. л	Котельное давление P_a атм
Небольшие легкие машины компаунд	от 1:3 до 1:4	50—70	5,1—8	125—600	до 300	8—10
Тяжелые компаунд	1:4—1:4,5	50—70	5,6—8	750—2000	100—150	8—10
Машины тройного расширения. Для больш. пассаж. пароходов	1:2,6:6,8 1:3,2:7,2	60—70	9,5—12	2000 7000	70—100	10—12,5
Для скорых пароходов	1:2,4:6 1:3:7	70—75	8—10	6000 15000	75—90	10—12,5
Для грузовых пароходов	1:2,5:8,25	65—75	11,12,5	2200	70—75	14
Для рыболовных пароходов	1:2,64:7,12	70—75	9,5—10	до 500	90—100	13
Для малых грузовых пароходов	1:2,36:6,7	65—70	9,5—10	до 500	90—100	12

Бауэр дает по этому же вопросу следующие данные:

Таблица 47

Тип машины	Отношение объемов цилиндров	Котельное давление ата	Степень наполнения ц. в. д.	Общая степень расширения
Легкие машины компаунд	3,2—3,8	8—10	50—70	5—8
Тяжелые машины компаунд	4,0—4,6	12—15	70—75	8—10
Тройного расширения скорых и почтовых пароходов	1:2,4:6 1:3:7	12—15	70—75	8—10
Тройного расширения для больших небыстроходных грузовых судов	1:2,6:6,8 1:3,2:7,2	13—15	60—70	9,5—12
Четверного расширения	1:2:3:8 1:2,2:4,4:9,5	14—16	65—72	11—13,5

*и. л. с./ч.*¹. С этой целью вычисляем объем пара V' , впускаемого в машину за один ход поршня; этот объем составляет:

$$V' = \frac{G \cdot N_i}{120 \cdot n} \cdot x \cdot v_s,$$

где: G — заданный или выбранный по данным построенных машин расход пара на *и. л. с. ч.*;

N_i — индикаторная мощность машины в *л. с.*;

n — число об/мин.;

v_s — удельный объем сухого пара при давлении, которым он обладает в конце впуска в цилиндр высокого давления, в m^3/kg ;

x — степень сухости пара в той же точке процесса.

С другой стороны, вычисленный объем очевидно равен объему, описанному поршнем цилиндра высокого давления в конце наполнения этого цилиндра:

$$V' = \frac{\pi \cdot D_h^2}{4} \cdot H \cdot \varepsilon_h$$

где: D_h — диаметр цилиндра высокого давления в м,
 H — ход поршня машины в м,
 ε_h — степень наполнения цилиндра высокого давления.

Приравняв друг к другу оба найденные выражения, получаем уравнение, дающее возможность определить объем цилиндра высокого давления:

$$\frac{\pi \cdot D_h^2}{4} \cdot H \cdot \varepsilon_h = \frac{G \cdot N_t}{120 \cdot n} \cdot x \cdot v_s$$

откуда:

$$D_h = \sqrt{\frac{G \cdot N_t \cdot v_s \cdot x}{\pi \cdot H \cdot \varepsilon_h \cdot 30 \cdot n}}$$

В произведенном расчете выбранная степень наполнения отвечает действительному давлению в конце впуска в цилиндр высокого давления.

Величина падения давления пара в конце впуска в цилиндр высокого давления берется с учетом сопротивлений в паропроводе и впускных каналах золотника. Первая потеря может быть вычислена при расчете паропровода и составляет, в зависимости от длины последнего и его формы, в среднем 0,5—1 кг/см². Падение давления в каналах золотника можно принять по Wilda равным 0,1—0,05 начального давления для тихоходных машин и до 0,25— для быстроходных. Степень влажности пара в конце наполнения цилиндра высокого давления в машинах, работающих без перегрева, может быть принята равной 6—10%.

Опытные данные относительно величин падения давления и влажности пара в конце наполнения приведены в следующей таблице, составленной на основании испытаний некоторых существующих машин.

Таблица 48

Тип машин	Мощность	Давление в котле, кг/см ²	Давление в золотниковой коробке, кг/см ²	Давление в конце наполнения, кг/см ²	Влажность в конце наполнения, %	Число об/мин.
Тройного расширения.	3050	14,7	14,3	11,8	11	134,5
Четверного расширения	10 030	15	14,2	12	6	83

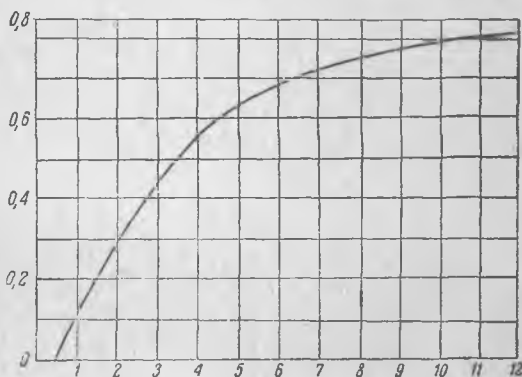
Описанные методы предварительного назначения размера ц. в. д. и ц. с. д. конечно не являются вполне строгими. Однако это обстоятельство не имеет решающего значения, поскольку мощность, развиваемая в отдельных цилиндрах, определяется не только их объемом, но и величиной степени наполнения. Вследствие этого в определении объемов мы имеем некоторую свободу, ограниченную конечно допустимыми пределами изменения отсечек.

Окончательная проверка рациональности произведенного выбора диаметров получается после анализа объемных диаграмм, а также исследования равномерности вращающего момента на валу путем построения диаграмм тангенциальных усилий.

§ 87. Выбор степеней наполнения отдельных цилиндров по Е. М. Bragg

Е. М. Bragg (Америка), на основании детальных опытных исследований морских машин, произведенных профессором Weighton, приводит следующие данные для выбора отсечек в ц. с. д. и ц. н. д. Наполнения этих цилиндров, как выяснилось из указанных опытов, значительно влияют, с одной стороны, на величину общей мощности и, с другой — на экономичность (расход пара на и. л. с. ч.).

Для достижения наибольшей экономии Bragg определяет отсечку в ц. с. д. формулой:



Фиг. 172.

$$\epsilon_m = 0,15 + \frac{V_n}{V_m}$$

и в ц. н. д.

$$\epsilon_n = 0,15 + \frac{V_m}{V_n}$$

Для достижения же наибольшей мощности отсечки должны быть взяты такими:

в ц. с. д. $\epsilon_m = 1,4 \left(0,15 + \frac{V_n}{V_m} \right)$; в ц. н. д. $\epsilon_n = 1,4 \left(0,15 + \frac{V_m}{V_n} \right)$.

Для определения влияния отсечки в ц. с. д. и ц. н. д. на распределение мощности Bragg приводит экспериментальную кривую (ф. г. 172); по оси абсцисс здесь отложены отношения объемов, занятых паром в конце отсечки в данном цилиндре и в ц. в. д., и по оси ординат — процент от общей работы, развиваемой в предыдущем (или двух предыдущих) цилиндре. Перегрев пара несколько увеличивает работу ц. н. д. за счет предыдущих.

§ 88. Выбор скорости поршней

Определив практическим методом объемы цилиндров машины, необходимо определить их геометрические размеры, т. е. диаметры и общий ход поршней. Последний определится из соотношений допустимой средней скорости C_m :

$$C_m = \frac{H \cdot n}{30},$$

где H — ход поршня в m .

Малые величины скорости C_m приводят к возрастанию высоты машины и работы трения; при высоких скоростях возрастают инерционные усилия масс движущихся частей, чем увеличивается нагрузка на эти части.

Величины, принятые в стандарте ОСТ, приведены в следующей таблице:

Таблица 49

Мощность	155	350	500	900	1300	2000	2500
Число об/мин.	220	150	120	95	88	78	75
C_m	2,2	2,5	2,4	2,5	2,7	2,9	3,0

Эти скорости являются умеренными и подходящими для машин грузовых судов. Для более быстроходных машин скорости поршня повышают до 4—5 $m/сек$.

Однако при этих скоростях возникают некоторые затруднения в проектировании паровых каналов для впуска пара в машину, так как повышение скорости пара в каналах вызывает усиленное торможение пара при впуске. Устройство же каналов достаточного поперечного сечения в быстроходных машинах увеличивает величину вредных объемов, вызывающих повышенную потерю.

§ 89. Вредные поверхности и объемы

Значение вредных объемов, т. е. объемов, непрерывно соединенных с цилиндром машины, весьма велико. Вместе с тем не меньшее значение имеют поверхности паровых каналов, которые вместе с поверхностью крышки цилиндра и поршня являются главными конденсирующими пар при впуске поверхностями.

При построении рабочего процесса и теоретических индикаторных диаграмм вредные поверхности и объемы должны быть приняты во внимание при учете степени расширения, расхода пара и состояния пара в конце впуска в цилиндр.

Для стандартных машин испытаниями ЦНИИВТ были обнаружены следующие величины объемов вредных пространств (с каждой стороны поршня):

Таблица 50

Мощность и. л. с.	1500			950			650		
	ц. в. д.	ц. с. д.	ц. н. д.	ц. в. д.	ц. с. д.	ц. н. д.	ц. в. д.	ц. с. д.	ц. н. д.
Объем вредного пространства в % от рабочего объема цилиндра . . .	11,1	11,5	8,2	11,3	11,3	7,5	17	15,9	12,5

Для машин иных систем объемы вредных пространств даны в табл. 3.

Эти цифры опровергают рекламные сообщения заграничных заводов строителей машин Ленца и Христиансена и Мейера о якобы незначительных объемных вредных пространствах в этих машинах.

Бауэр и Wilda приводят ряд подробных сведений о вредных объемах и поверхностях судовых машин, не отличающихся большой согласованностью. По этим данным в машинах тройного расширения и компаунд объемы вредных пространств $V_{вр}$ и поверхности вредных пространств $S_{вр}$ составляют от теоретической рабочей поверхности рабочего цилиндра $\pi \cdot D \cdot H + \frac{2\pi D^2}{4}$ и его теоретического объема $H \frac{\pi D^2}{4}$ величины, приведенные в табл. 51.

Указанные данные относятся к умеренному числу об/мин. (70—80). В быстроходных машинах вредные объемы могут достигнуть по высказанным выше соображениям величины 30—40% и вредные поверхности — до 150—200% от теоретической поверхности цилиндра.

Таблица 51

		Плоский золотник	Цилиндри- ческий золотник
Ц. в. д.	$V_{вp}$	11—14	15—20
	$S_{вp}$	70—80	—
Ц. с. д.	$V_{вp}$	10—12	15—30
	$S_{вp}$	70—90	—
Ц. н. д.	$V_{вp}$	8—9	18—35
	$S_{вp}$	70—90	—

Из приведенных данных выясняется, что вредные объемы и конденсирующие поверхности у крупных машин грузовых судов должны быть относительно меньше, чем у машин малой мощности, обладающих обычно повышенным числом оборотов в минуту.

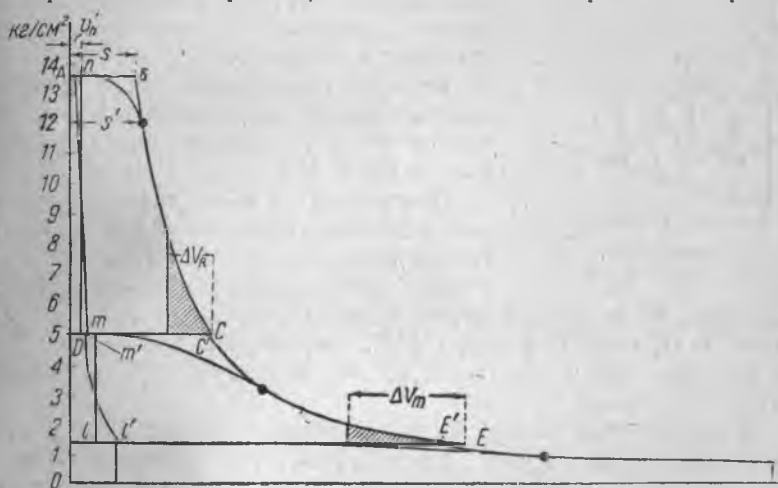
§ 90. Определение объемов цилиндров машины

В практическом методе расчета объемы цилиндров определяются, как мы видим, по выработанным практикой соотношениям, преимущественно для насыщенного пара и низких давлений. Ввиду того, что такой путь расчета страдает недостатком трудности расчета машин, не имеющих испытанных прототипов, мы приведем анализ вопроса определения объемов, основанный на термодинамическом изучении рабочего процесса машины. Для этого обратимся к диаграмме работы в осях p, v , сопоставив ее с произведенными ранее построениями в диаграмме $I—S$.

Это последнее построение позволило определить среднее ресиверное давление между цилиндрами p_m и p_n (для случая машин тройного расширения), а также объем ц. н. д. и объемный расход пара в одну полость цилиндра высокого давления за один ход поршня S при принятом нами состоянии пара перед машиной. Обратимся к фиг. 173: отложим отрезок v'_1 , определяющий величину вредного пространства ц. в. д. Приблизительно оценить эту

величину не представляет особых затруднений. Приводим кривую сжатия mn , считая, что в мертвой точке поршня n давления составляет 0,6—0,8 начального давления пара перед машиной. Кривую сжатия можно считать адиабатической. От точки A отложим объем впускного пара S . Через точку B проведем кривую расширения BC , которую для ц. в. д., работающего в области значительных перегревов, также можно считать адиабатической. Тогда отрезок CD представит теоретический объем ц. в. д.

В действительности этот объем прием меньшим, исходя из разнообразных соображений: во-первых, возможны неточности в определении ресиверного давления и закона расширения в цилиндре. По этой причине, оставив полное теоретическое расши-

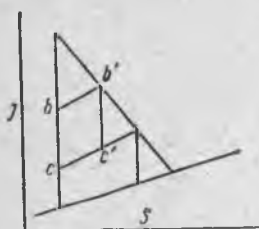


Фиг. 173.

рение пара, рассчитанное по схеме, имеем опасность получения, в действительности, петлеобразной диаграммы; чтобы избежать этого, необходимо оставить в конце расширения некоторый избыток давления. Указанные замечания приобретают особенное значение, имея в виду работу переменными режимами. Кроме того, при золотниковом парораспределении нежелательно применение малых степеней наполнения в отдельных цилиндрах (в особенности при работе насыщенным паром), так как малая степень впуска влечет за собой повышение потерь от торможения пара и от начальной конденсации. По всем этим соображениям объем ц. в. д. уменьшаем на величину ΔV_h , составляющую для золотниковых машин тройного расширения, по нашим наблюдениям, около 35% объема цилиндра. В различных случаях эта поправка может быть

различной. Так, при работе насыщенным паром она больше и при перегретом — меньше. При хорошем устройстве паровпускных органов (клапаны, особенно диффузорные) опасность торможения снижается, почему и имеется основание допустить более полное расширение пара в цилиндре. Все высказанные соображения обычно весьма слабо оцениваются в практических расчетах, что приводит во многих случаях к неправильному ориентированию расчета машины на экономические хода, вместо наиболее целесообразного расчета на полную мощность.

В дальнейшем объем mC , выпускаемый из ц. в. д., должен быть перемещен в следующий цилиндр ($mC = m'C'$), что определит начальную точку расширения C' в этом втором цилиндре.



Фиг. 174.

Откладывая $m'C'$ мы, аналогично предыдущему, учитываем вредное пространство и сжатие в цилиндре.

Кривую расширения также считаем адиабатической, вычисляя показатель по точкам b и c , взятым по диаграмме Mollier (фиг. 174).

Основанием к этому является указанное ранее соображение о том, что благодаря теплообмену при впуске действительная кривая состояния пара в цилиндре

отклоняется не в правую, а в левую сторону от адиабаты $b'c'$ (фиг. 174). Отсекая отрезок ΔV_m , определяем объем ц. с. д. и перемещаем объем выпускаемого из цилиндра пара в цилиндр низкого давления.

В последнем цилиндре также намечаем кривую сжатия и кривую расширения, причем имеем в виду, что сжатие в ц. н. д. производится от весьма низкого начального давления пара, ввиду чего при учете наполнения ц. н. д. вредное пространство следует считать наполненным не более чем на 20—30%.

Объем ц. н. д. считаем известным.

Описанным построением определяют объемы цилиндров машины и теоретические отсечки впуска:

$$\text{в ц. в. д. — } \epsilon_h = \frac{S}{V_h};$$

$$\text{в ц. с. д. — } \epsilon_m = \frac{S_m}{V_m};$$

$$\text{в ц. н. д. — } \epsilon_n = \frac{S_n}{V_n}.$$

Эти отсечки не соответствуют действительности по двум причинам: во-первых, потому, что процесс впуска является необратимым и сопровождается явлением торможения пара. По этой при-

чине, например в ц. в. д., действительное наполнение следует увеличить до величины S' с тем, чтобы конечная точка впуска легла на линию расширения пара. Оставив же теоретическую отсечку, мы получим благодаря торможению смещение всей линии расширения в пунктирное положение, с соответствующим сокращением площади диаграммы. Расчет линии втекания пара в цилиндр будет приведен ниже. Таким образом для цилиндра высокого давления является возможным установить действительную степень наполнения.

В следующих цилиндрах вопрос осложняется тем, что перетекание пара из одного цилиндра в другой сопровождается не только торможением, но также и расширением, происходящим благодаря движению поршней обоих цилиндров.

Торможение пара при его перетекании из одного цилиндра в другой учесть расчетом чрезвычайно затруднительно, так как при значительной неполноте расширения в предыдущем цилиндре необратимость процесса имеет место как при выпуске из него, так и впуске в следующий цилиндр, причем давление в ресивере является переменным. Произведенные нами попытки рассчитать аналитически этот процесс привели к весьма сложным выкладкам, неприменимым в практическом проектировании.

Некоторые указания относительно оценки торможения при протекании пара из одного цилиндра в другой будут даны ниже. Сопротивление в ресиверных трубах сравнительно невелико и может быть учтено, согласно указаниям многих авторов, снижением ресиверного давления на $0,1 \text{ ата}$.

Совместное расширение пара в смежных цилиндрах, обязанное движению поршней, может быть приближенно учтено следующим образом: вычертим объемную диаграмму (фиг. 175) первого и второго цилиндров. В момент начала выпуска пара из первого цилиндра во второй давление в соединяющихся между собою объемах V_h, R_1, V_m будем считать равным определенному выше ресиверному давлению p_m . Напишем уравнение процесса совместного расширения пара в обоих цилиндрах (подчиняя его для простоты гиперболическому закону):

$$p_m \cdot (V_h + R_1 + V_m)' = p_m' \cdot (V_h + R_1 + V_m)''$$

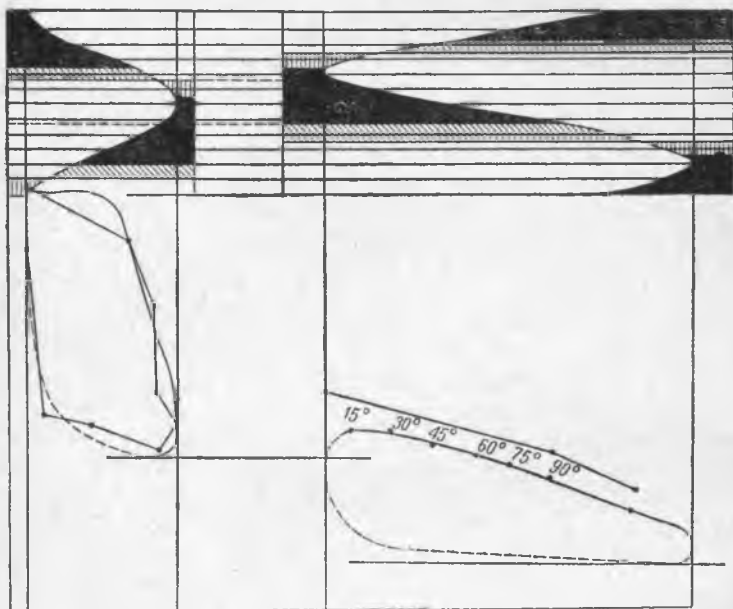
где p_m' — давление в конечной точке процесса перетекания,

$(V_h + R_1 + V_m)'$ — сумма соединенных между собой объемов в начальной точке процесса,

$(V_m + R_1 + V_h)''$ — то же в конечной точке.

Определенное таким образом давление p_m' является давлением конца впуска в ц. с. д. и может быть нанесено на кривую расширения на фиг. 173, определяя собою действительную степень расширения пара во втором цилиндре (при этом, как указывалось,

следует еще принять поправку на торможение). Для третьего цилиндра поступают точно таким же образом. Для проверки получаемых описанным методом результатов мы приводим расчет элементов, отвечающий по заданиям машине ОСТ № X. Для этой машины считалось заданным: $N_i = 1650$ и. л. с., $n = 83$ об/мин., давление в котле 15 ата и у машины — $13,5$ ата, давление в холодильнике $0,18$ ата; температура пара перед машиной 330°C . Соответственно этим заданиям расчетом по диаграмме Mollier получено:



Фиг. 175.

общий теоретический перепад тепла — 190 cal/kg; относительные к. п. д. цилиндров (предположены): $0,75$; $0,70$; $0,51$; частные теоретические перепады тепла на отдельные цилиндры: 57 , 61 и 83 cal/kg;

полезный перепад тепла на всю машину — 129 cal/kg;

расход пара на силу-час — 5 кг;

ресиверные давления: $p_m = 5$ ата; $p_n = 1,5$ ата; давление в начале выпуска в ц. н. д. — около $0,6$ ата.

Построением в диаграмме p, v обнаружено:

вредные пространства цилиндров (приняты применительно к размерам цилиндров стандартной машины) в 11% ; 11% ; 8% ;

теоретический объем пара, выпускаемого в одну полость ц. в. д. за вход поршня — $0,17 \text{ м}^3$;

объем выпускаемого пара, с учетом торможения при впуске (принято $1,0 \text{ ата}$) — $0,19 \text{ м}^3$;

давление в конце сжатия в ц. в. д. (принято) — 11 ата ;

теоретический объем ц. в. д. по диаграмме — $0,42 \text{ м}^3$; практический объем ц. в. д. с учетом неполноты расширения (принято):

$$0,7 \cdot 0,42 = 0,29 \text{ м}^3;$$

отсечка впуска в ц. в. д. — $0,65$;

давление в конце сжатия в ц. с. д. (принято) — 3 ата ;

теоретический объем ц. с. д. — $1,2 \text{ м}^3$;

действительный объем ц. с. д. (принято) — $0,70 \cdot 1,2 = 0,83 \text{ м}^3$;

объем пара, выпускаемого в ц. с. д. при давлении $p_m = 5 \text{ ата}$, — $0,37 \text{ м}^3$;

действительный объем в конце впуска, рассчитанный при этой отсечке по объемной диаграмме с учетом $0,3 \text{ ата}$ потери от торможения при впуске, — $0,55 \text{ м}^3$;

действительная отсечка впуска — $0,55 : 0,83 = 0,66$;

теоретический объем пара, выпускаемого в ц. н. д. (как и в предыдущем случае, за вычетом части объема, помещенного во вредном пространстве цилиндра) — $1,00 \text{ м}^3$;

объем ц. н. д. (определен предварительным построением в диаграмме $I-S$, при давлении впуска в конце расширения в ц. н. д., равном $0,6 \text{ ата}$) — $1,98 \text{ м}^3$;

теоретическая отсечка впуска в ц. н. д. $1,00 \text{ м}^3 : 1,98 = 0,5$; объем, занятый паром в цилиндре н. д., с учетом расширения в периоде наполнения (рассчитано по объемной диаграмме) и сопротивления при впуске (принято $0,1 \text{ ата}$) — $1,40 \text{ м}^3$; отсечка впуска в ц. н. д. — $1,40 : 1,98 = 70\%$.

Попутно из диаграммы p, v определяются:

давление в конце впуска	в ц. в. д.	$9,5 \text{ ата}$
" " " "	" ц. с. д.	$3,2 \text{ ата}$
" " " "	" ц. н. д.	$0,9 \text{ ата}$
" " " расширения	в ц. в. д.	$8,7 \text{ ата}$
" " " "	" ц. с. д.	$2,1 \text{ ата}$
" " " "	" ц. н. д.	$0,8 \text{ ата}$

Средние индикаторные давления, отнесенные к площади ц. н. д.:

в ц. в. д.	$0,95 \text{ кг/см}^2$
в ц. с. д.	$0,94 \text{ кг/см}^2$
в ц. н. д.	$0,97 \text{ кг/см}^2$

Общее среднее индикаторное давление, учитывая поправочный коэффициент $0,9$ на закругление диаграмм:

$$p_m = 2,57.$$

Мощность машины $N_i = 1850$ и. л. с.

Сравнивая полученные результаты с данными машины ОСТ № X и ее испытаниями, произведенными ЦНИИВТ (В. А. Се-мека „Характеристики вертикальных судовых машин“), мы видим вполне удовлетворительное схождение вычисленных и опытных дан-ных как общего характера, так и в деталях процесса.

Повышение мощности против указанной в ОСТ (1850 и. л. с. против указанных 1650 и. л. с.) и увеличенный рассчитанный объем цилиндров (ц. н. д. в расчете получился $1,98 \text{ м}^3$ против указанного в ОСТ $1,8 \text{ м}^3$) объясняются тем, что в расчете была принята температура пара перед машиной 330° , в то время как по ОСТ температура пара после перегревателя должна быть равной $300\text{—}330^\circ$. Следовательно, перед машиной можно было принять $280\text{—}300^\circ\text{С}$. Принятый более высокий перегрев и привел к воз-растанию объемов цилиндров.

Приведенный метод расчета с одинаковым успехом может быть применим к разнообразным типам рабочих процессов (промежу-точный перегрев, промежуточный отбор). Для учета этих факто-ров лишь необходимо при переходе от одного цилиндра машины к другому изменить объем поступающего в последующий цилиндр пара пропорционально его количеству или удельному объему.

§ 91. Падение давления при впуске в цилиндр

Одним из факторов, естественно влияющих на точность по-строения диаграмм рабочего процесса, является правильный учет падения давления пара при впуске в машину, состоящего, как было упомянуто, из:

1) падения давления в паропроводе, 2) понижения давления в золотниковой коробке ц. в. д. в момент впуска, благодаря инер-ции массы пара в паропроводе и сопротивлений в регулирующем клапане, и 3) постепенного понижения давления в цилиндре в пе-риоде впуска вследствие торможения в каналах золотника.

На основании исследований ряда испытанных судовых машин относительно величины этих сопротивлений можно привести сле-дующие ориентировочные данные.

Падение давления в паропроводе может быть рассчитано по средней скорости движения пара в паровых трубах с учетом их длины, количества закруглений, колен, клапанов и прочих частей по известным в котельной практике правилам. Таким образом при проектировании машины эта часть сопротивления впуску пара может считаться заданной. При отсутствии задания падение, в среднем, может быть принято равным от $0,3$ до $0,5 \text{ кг/см}^2$, но при достаточно умеренных скоростях пара в паропроводе, ко-ротких и прямых трубах и в особенности в случае пользования перегретым паром может снижаться даже до $0,2 \text{ кг/см}^2$.

Падение в начальный момент впуска составляет в машинах тройного и четырехкратного расширения около 1 кг/см^2 (при начальном давлении $14\text{--}15 \text{ кг/см}^2$) и в машинах компаунд — около $0,5 \text{ кг/см}^2$ (при начальном давлении $10\text{--}12 \text{ кг/см}^2$). Применение больших степеней сжатия понижает указанное падение.

Падение в период впуска объясняется торможением пара в моменты начала и конца открытия золотникового пролета, благодаря чему линия впуска на индикаторной диаграмме вместо теоретического направления ob идет по кривой ob' (фиг. 23).

Ввиду того, что при открытии пролета скорость поршня (находящегося в мертвой точке) невелика, скорость вступающего в цилиндр пара в этот момент также не является большой; следовательно, наибольшее падение давления от торможения при впуске должно относиться к моменту закрытия пролета (т. е. к концу периода впуска), так как в этот момент поршень находится примерно в середине хода и обладает наибольшей скоростью, вызывая этим быстрое увеличение мгновенного объема, требующего в свою очередь повышенной скорости втекания пара.

Приведенными соображениями и можно руководствоваться, если не имеется результатов более точного испытания прототипа машины, близкой по конструкции к проектируемой.

По Боденмюллеру давление в конце впуска для машин, работающих влажным паром, может быть принято равным $0,95 p_{\text{кот}}$.

Сколько-нибудь точного учета влияния на торможение перегрева и быстроходности машин не имеется. В некоторых методах учет торможения производится следующим путем. Исходят из уравнения непрерывности течения пара:

$$F \cdot C = f \cdot w,$$

где: F — площадь поршня в м^2 ,

f — площадь открытия окна в м^2 ,

C — мгновенная скорость поршня в м/сек ,

w — скорость пара в впускном окне в м/сек .

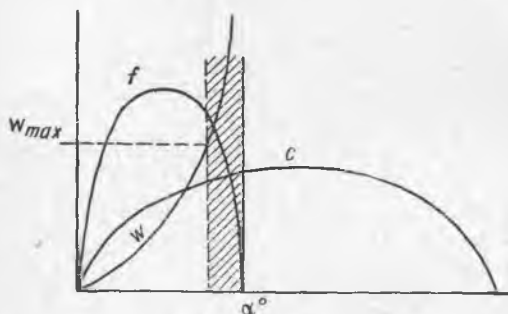
Из указанного уравнения определяется скорость пара

$$w = \frac{F \cdot C}{f},$$

величина которой возрастает и в момент отсечки принимает теоретически бесконечное значение (фиг. 176). Определяя по диаграмме фиг. 176 момент достижения скоростью w некоторого „максимального“ значения (которое обычно принимают от 60 до 100 м/сек), определяют так называемую „область торможения“, т. е. ту область, в которой линия впуска испытывает резкое пони-

жение. Сколько-нибудь ясных норм для допустимого протяжения этой области не имеется. Самый же метод является весьма условным по следующим причинам:

1) применение уравнения $F \cdot C = f \cdot w$ справедливо лишь для жидкости с неизменяемой плотностью и 2) указание величины „области торможения“ не разрешает вопроса о величине давления в конце впуска, а также об обеспечении машины



Фиг. 176.

в конце впуска, а также об обеспечении машины впуском необходимого количества пара. Поэтому мы будем придерживаться в расчете возможного уточнения, основываясь на исследовании процесса втекания пара с точки зрения физики и термодинамики.

Общий метод решения этой задачи может быть изложен следующим образом: пусть в определенный момент времени t через золотниковое окно происходит расход пара G кг/сек. Тогда общее количество пара, поступившего в цилиндр к данному моменту, составляет:

$$G \text{ кг} = G_0 \text{ кг} + \int_0^t G \text{ кг/сек} \cdot dt, \quad (a)$$

где G_0 — начальное количество пара, находившееся во вредном пространстве в момент начала впуска.

Так как объем, занимаемый паром в цилиндре в момент t , известен (из объемной диаграммы), то определяется удельный объем v :

$$v = \frac{V}{G \text{ кг}} \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (б)$$

Состояние пара в цилиндре можно определить, считая, что вследствие недостаточного втекания пара (по причине торможения) находящийся в цилиндре пар расширяется адиабатически (учет теплообмена со стенками в периоде впуска производим понижением температуры или сухости пара в начале впуска).

Образующаяся скорость истечения в окне C в дальнейшем приходит почти к нулю и соответствующая ей живая сила превращается в теплоту трения вследствие образования вихревых движений в каналах золотника и в цилиндре. Рассмотрим случай втекания

пара с сопротивлением в окне. Уравнение (а) и в этом случае сохраняет свое значение, точно так же, как и уравнение (б).

Образующаяся в сечении окна теоретическая скорость отвечает адиабатическому перепаду:

$$\frac{C^2}{2g \cdot 427},$$

по которому определяется конечное давление истечения через окно (по диаграмме $I-S$).

На основании выведенных формул может быть произведен расчет давлений в цилиндре во время периода впуска. Расчет удобно вести методом подбора расходов пара G кг/сек для различных положений кривошипа (или моментов времени): задаем для определенного момента t_1 расход G_1 кг/сек. Ввиду того, что в начальный момент впуска расход равен нулю, можно написать приближенное выражение величины поступившего в цилиндр пара в промежуток от 0 до t_1 сек.:

$$G = \frac{G_1 \cdot t_1}{2}.$$

Соответственно этому последовательно определяются следующие величины:

1) количество пара, содержащегося в цилиндре:

$$G' \text{ кг} = G_0 + \frac{G_1 t_1}{2};$$

2) удельный объем пара в цилиндре:

$$v_1 = \frac{V_1}{G' \text{ кг}};$$

3) давление, соответствующее этому удельному объему (по диаграмме $I-S$ по адиабате, исходящей из начального состояния пара).

По последнему давлению определяется далее:

4) адиабатический перепад в окне h cal/кг (по диаграмме $I-S$);

5) теоретическая скорость истечения

$$C = 91,5 \cdot \sqrt{h};$$

6) расход пара в секунду:

$$G_1 \text{ кг/сек} = \varphi \cdot \frac{f \cdot c}{v_1},$$

где φ — коэффициент расхода, обязанный сжатию струи при истечении пара.

Последний расход должен быть равен первоначально заданному. Путем проб это условие легко удовлетворяется. В следующий мо-

мент времени t_2 сек. задаем снова секундный расход пара: G_2 кг/сек. Тогда количество поступившего в цилиндр пара в промежутке $t_2 - t_1$ сек. будет равно:

$$G = \frac{G_1 + G_2}{2} \cdot (t_1 - t_2) \text{ кг.}$$

Отсюда вычисляется вновь вес содержащегося в цилиндре пара. Повторяя далее предыдущий расчет, подбираем истинный расход пара в секунду в рассматриваемый ему давление в цилиндре.

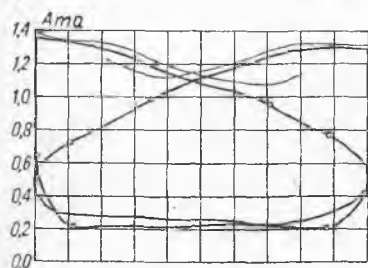
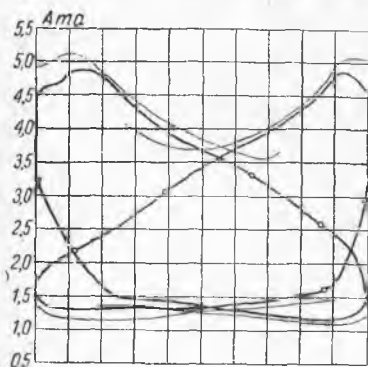
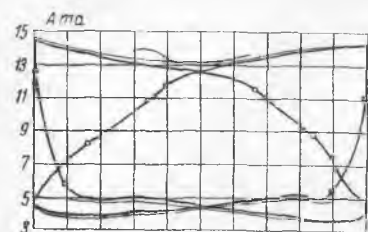
При значительном сопротивлении получаемые давления являются неточными, так как между цилиндром и выходным сечением окна существует разность давлений, соответствующая части адиабатического перепада, восстанавливающейся в энергию давления на пути к цилиндру; с другой стороны, при истечении существует местное сопротивление. Приведенный ниже (табл. 52) расчет линии впуска для машины ОСТ № X доказывает приемлемость изложенного метода, так как вычисленные значения давлений вполне совпадают с действительным протеканием кривой впуска, обнаруженной на индикаторной диаграмме, снятой во время испытаний этой машины ЦНИИВТ (фиг. 177).

При расчете нами были приняты для машины ОСТ следующие данные:

Объем (рабочий) ц. в. д.	$V_h = 0,25 \text{ м}^3$
Объем (рабочий) ц. с. д.	$V_m = 0,61 \text{ "}$
Объем (рабочий) ц. н. д.	$V_n = 1,77 \text{ "}$

Объемы вредных пространств приняты (средние для обеих полостей):

Для ц. в. д.	14 0/0	$V_h = 0,035 \text{ м}^3$
Для ц. с. д.	12 0/0	$V_m = 0,073 \text{ "}$
Для ц. н. д.	10,5 0/0	$V_n = 0,186 \text{ "}$

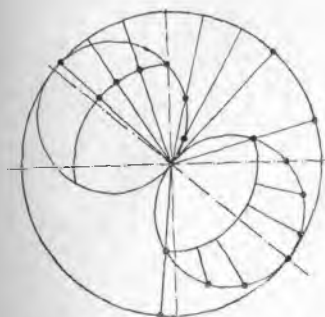


Фиг. 177.

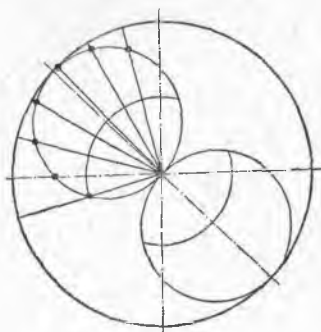
Построением диаграммы Цейнера (фиг. 178 и 179) выявлены следующие приближенные элементы парораспределения:

	Ц. в. д.		Ц. с. д.		Ц. н. д.	
	ВП	НП	ВП	НП	ВП	НП
Предв. впуска	6°	12°	8°	14,5°	10°	18°
Отсечка	66%	64%	62%	60%	56%	52%
Предв. выпуска	13%	13%	15%	15%	17,5%	17,5%
Сжатие	13%	13%	15%	15%	17,5%	17,5%

Исходя из нормальных средних скоростей пара в впускных каналах в цилиндрах (соответственно 30,36 и 42 м/сек), радиус



Фиг. 178.



Фиг. 179.

эксцентриситетов (общий) определен величиной 75 мм и общий масштаб диаграмм Цейнера — 0,668.

При расчете элементов парораспределения средняя отсечка в ц. в. д. увеличена до 0,65, так как анализ показал, что при отсечке 0,6 условия торможения пара получаются недопустимыми.

Из этих же соображений диаметр золотника ц. в. д. принят против расчета несколько увеличенным (0,5 $D_n = 275$ мм).

Угол впуска в ц. в. д. по диаграмме Цейнера определен величиной 109°. Этот угол разделен в расчете на следующие интервалы (для верхней полости):

0° — начало впуска;

6° — мертвая точка;

56° — наибольшее открытие окна; 109° — отсечка; расчет приведен в табл. 52.

Примечания. 1. Несовпадение величин G кг/сек в столбцах 2, 3, 4 и 5 в результате расчета с заданным не имеет значения, так

как уменьшив заданное G кг/сек на $0,1$ кг/сек, мы получаем окончательно G кг/сек $= 0$.

2. Для достаточной точности построения необходимая область диаграммы $I-S$ была увеличена в 5 раз с введением промежуточных линий равного удельного объема.

3. Весьма умеренный полученный расчетом удельный расход пара объясняется принятой высокой температурой пара (350°C) и полным сжатием.

Коэффициент расхода пара ϕ зависит от многих условий и может быть взят только из опыта. На величину его влияют очевидно:

- 1) состояние пара (насыщенный, перегретый);
- 2) тип парораспределительного органа (золотник цилиндрический или плоский, клапан и т. д.);
- 3) величина машины.

Помимо этого, следует думать, что величина ϕ не является постоянной для всего периода впуска и зависит от степени открытия окна.

Определение величины ϕ может быть произведено путем изучения индикаторных диаграмм испытанных машин. При этом необходимо учесть, что наиболее важным результатом расчета является определение конечного давления впуска, ввиду чего коэффициент ϕ может быть принят независимым от открытия окна, средним, определяющим правильно лишь конечную точку линии впуска.

Говоря о машинах средней мощности (1000—2000 и. л. с.), коэффициент ϕ при перегретом паре и давлении в котлах около 15 кг/см² для цилиндрического золотника может быть принят равным $0,65$ (по данным исследования ряда испытанных машин).

Для плоских золотников этот коэффициент несколько повышается (равен около $0,72$) и для клапанного парораспределения он еще выше (равен приблизительно $0,85$).

Приведенный метод расчета хотя и основан на введении опытного коэффициента ϕ , но является более обоснованным, чем упомянутые выше эмпирические методы, и дает ясный ответ на вопрос о достаточности обеспечения наполнения цилиндра паром. Помимо этого, является возможность учета переменных факторов, влияющих на наполнение цилиндра, как например быстроходности машины. Взяв для примера для той же машины увеличенное число оборотов в минуту, т. е. изменив масштаб времен кривой G кг/сек $= f(t)$, мы получим в результате расчета повышенные значения величины G кг/сек, что, в свою очередь, приводит к увеличению адиабатической скорости в окне золотника и к соответственному снижению линии впуска в цилиндр.

§ 92. Построение объемной диаграммы

Поступающий в цилиндр высокого давления машины пар испытывает в нем процесс расширения и далее протекает через ресивер в следующий цилиндр (среднего давления или низкого давления),

Таблица 52

Углы поворота кривошипа от начала впуска	0°	6° нач. вл.	36°	56° макс. откр. окна	66°	81°	96°	102,5°	105,7°	109° отсечка впуска
G кг/сек	—	—	3,8	4,7	3,8	4,4	5,2	3,0	2,0	0
Количество притекающего пара $G =$ $= \int_0^t G$ кг/сек·dt	—	—	0,114	0,127	0,127	0,123	0,144	0,053	0,016	0,006
Количество пара, заключенного в цилиндре $G_0 + G$	0,163	0,163	0,277	0,404	0,531	0,654	0,800	0,853	0,869	0,875
Удельный объем пара $v = \frac{V}{G_0 + G}$	—	—	0,199	0,198	0,198	0,199	0,206	0,209	0,216	0,23
Давление в цилиндре (по диаграмме $f-S$ для уд. объема v)	—	—	13,85	13,9	13,9	13,85	13,15	13	12,5	11,5
Перепад h тента от нач. давл. до давл. p_3	—	—	1	0,6	0,6	1,0	3,8	4,6	7	—
Скорость $C = 91,5 \sqrt{h}$	—	—	91,2	71	71	91,2	177	195	240	—
G кг/сек $= \frac{0,65 \cdot f \cdot c}{v}$	0	0	5,87	5,25	5,04	4,74	5,3	3,2	2,3	—

причем оба цилиндра и находящийся между ними ресивер в период перетекания пара оказываются сообщенными друг с другом. Так как поршни обоих цилиндров находятся в движении и описываемые ими объемы непрерывно изменяются, процесс перетекания пара сопровождается расширением (или сжатием, смотря по направлению движения обоих поршней). Перед моментами сообщения отдельных цилиндров друг с другом давления и объемы заключенных в них количеств пара различны. Вследствие этого в эти моменты смешения пара в сообщенной сумме объемов устанавливается некоторое промежуточное давление.

Таким образом мы приходим к выводу, что на пути пара от впуска в цилиндр высокого давления и до выпуска из цилиндра низкого давления могут иметь место процессы расширения, сжатия и смешения пара.

Для возможности аналитического исследования всех явлений, по методу Шретера, принимаются следующие предположения, более или менее близко оправдываемые опытом:

1. Смешение двух объемов пара различных давлений при сообщении их друг с другом проходит мгновенно.

2. Давление, устанавливающееся после смешения двух количеств пара, имеющих различные давления p_1 и p_2 и занимающих различные объемы V_1 и V_2 , может быть определяемо по закону Дальтона для смешения газов:

$$p = \frac{p_1 \cdot V_1 + p_2 \cdot V_2}{V_1 + V_2}.$$

3. Закон расширения или сжатия пара подчиняется уравнению равнобокой гиперболы:

$$p \cdot v = \text{const.}$$

Из указанных трех предположений два последние подтверждаются исследованием действительных индикаторных диаграмм с достаточной для практики точностью, причем следует отметить, что закон равнобокой гиперболы применим лишь для случая влажного пара.

Расширение перегретого пара подчиняется более сложному политропическому уравнению:

$$p \cdot v^n = \text{const.}$$

Данные относительно величины показателя политропы приводились нами выше, в главе об особенностях процесса машин, работающих перегретым паром (фактически расширение перегретого пара может происходить лишь в цилиндре высокого давления и иногда также в цилиндре среднего давления, так как в дальнейшем пар внутри машины перестает быть перегретым и приобретает влажность).

Что касается первого из перечисленных предположений (мгновенность смещения), то она практически приводит к большим неточностям при теоретическом построении рабочих диаграмм. Причина этой неточности кроется в том, что открытие золотниковых пролетов происходит лишь постепенно, так что в начальный момент смещения пролет оказывается открытым лишь на весьма небольшую величину в виде узкой щели, при проходе через которую пар испытывает сильное торможение.

Степень влияния торможения зависит от степени отчетливости парораспределения, т. е. от быстроты открытия золотниковых пролетов, от быстроходности машины, величины и расположения ресиверов и золотниковых коробок и других конструктивных данных.

Помимо этого, при впуске и перетекании имеют большое значение динамические явления, обуславливаемые инерцией массы пара. Так, например, при начале впуска в цилиндр высокого давления заключенная в паропроводе покоящаяся масса пара должна притти в движение, чему препятствуют силы инерции. Явление инерции, по исследованию проф. Гриневецкого, оказывает серьезное влияние на падение давления в золотниковых коробках цилиндров в момент начала впуска. Получающий доступ в цилиндр пар быстро опорожняет золотниковую коробку, заполняемую затем, вследствие инерции и тормозящего действия регулирующего клапана, с некоторым запозданием. Вследствие этого давление в начале впуска в цилиндр оказывается ниже среднего давления в золотниковой коробке.

Определение объемов пара при совместной работе нескольких цилиндров в машинах многократного расширения.

Определение этих необходимых для расчета объемов можно произвести построением так называемой синусоидальной объемной диаграммы, изображенной для машины тройного расширения в верхней части фиг. 180 следующим образом: в координатах OXY откладываем по оси абсцисс отрезки, пропорциональные объемам, занимаемым паром, в их последовательности:

v' — объем вредного пространства крышечной полости ц. в. д.;

H — объем ц. в. д.;

V' — объем вредного пространства кривошипной полости ц. в. д.;

R_1 — объем ресивера между ц. в. д. и ц. с. д.;

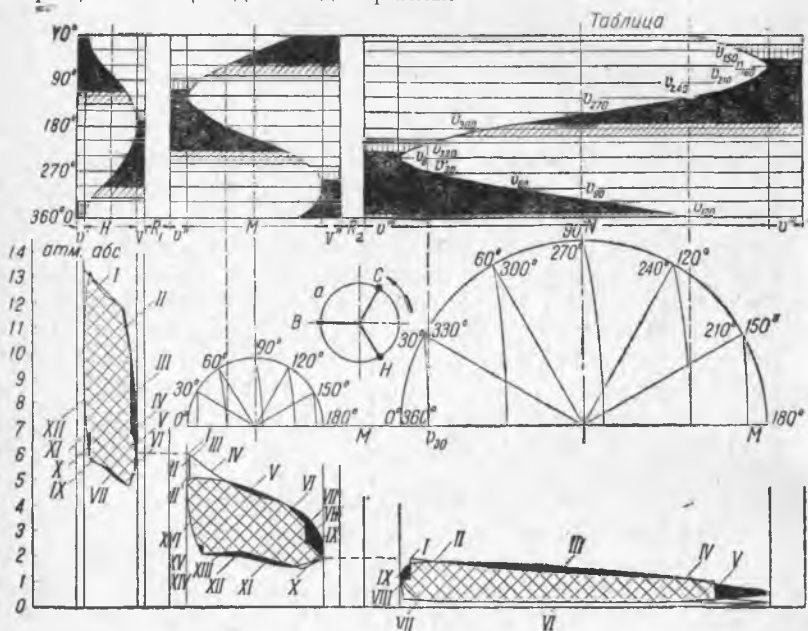
v'' — объем вредного пространства ц. с. д. (крышечная полость);

M — объем ц. с. д.;

V'' — объем вредного пространства кривошипной полости ц. с. д.;

- R_2 — объем ресивера между ц. с. д. и ц. н. д.;
 v'' — объем вредного пространства ц. н. д. (крышечная полость);
 N — объем ц. н. д.;
 V''' — объем вредного пространства ц. н. д. (кривошипная полость).

Объемы ресиверов ввиду их постоянной величины отложены на диаграмме условно в виде отрезков длиной 1 см, чем достигается сокращение общей длины диаграммы.



Фиг. 180.

По оси ординат откладываем углы поворота мотыля (от 0 до 360°), начиная отсчет от верхней мертвой точки ц. в. д. (0°).

Расположение мотылей принято указанное на фиг. 180, где также обозначено направление вращения машины.

Проследим за построением одной из точек объемной диаграммы цилиндра низкого давления, соответствующей углу отклонения кривошипа этого цилиндра на 30° от верхней мертвой точки.

С этой целью вычерчиваем для цилиндра низкого давления изображенную на фиг. 180 кривошипную полуокружность, приняв за ее диаметр объем цилиндра V_n . На кривошипной окружности отмечаем отклонения кривошипа от верхней мертвой точки с интервалом 30°.

Тогда описанные поршнем объемы, отсчитываемые от верхней мертвой точки данного цилиндра, определяются проектированием соответствующих точек окружности на горизонталь MM , если пренебречь конечностью длины шатуна (или, точнее, засечкой по горизонтали MM точек дугами радиуса, равного $L=4,5-5,0 R$, где L — длина шатуна и R — радиус кривошипа; последний метод учитывает конечность шатуна).

Нанесенная шкала углов на оси ординат объемной диаграммы отвечает положениям мотыля цилиндра высокого давления. Соответствующие мертвые точки мотылей среднего и низкого давлений сдвинуты относительно цилиндра высокого давления на углы 120° и 240° . В связи с этим верхняя мертвая точка цилиндра низкого давления соответствует по нанесенной на диаграмме шкале углу 240° . Определяемая же нами точка, отвечающая углу отклонения кривошипа 30° , должна быть спроектирована на горизонталь, соответствующую по нанесенному на ось ординат объемной диаграммы масштабу углу:

$$30^\circ + 240^\circ = 270^\circ.$$

Таким образом получаем в объемной диаграмме две точки: V_{30} и V_{330} , изображающие мгновенный объем, описанный поршнем цилиндра низкого давления при отклонении мотыля низкого давления от верхней мертвой точки на угол 30° и 330° , причем этот объем является согласованным с соответствующим положением поршня цилиндра высокого давления.

Давая кривошипу цилиндра низкого давления другие отклонения (0° , 60° , 90° и т. д.), определяем в объемной диаграмме совершенно таким же методом ряд точек: V_{60} , V_{90} , V_{120} и т. д., соответствующих отклонениям мотыля от мертвой точки на указанные углы.

Соединяя эти точки согласной кривой, получаем нанесенную на диаграмму синусоидальную линию, имеющую благодаря влиянию конечности шатуна несколько искаженный характер.

Горизонтальные отрезки, заключенные между точками построенной кривой и левой ограничивающей объем цилиндра низкого давления ординатой, изображают в принятом масштабе мгновенные объемы, описанные поршнем цилиндра низкого давления от верхней мертвой точки (т. е. мгновенные объемы крышечной полости цилиндра N), а отрезки между кривой и правой крайней ординатой — мгновенные объемы кривошипной полости.

Построение кривой объемов для цилиндров среднего и высокого давлений производится совершенно тем же методом, причем диаметры вспомогательных кривошипных окружностей (из которых на фиг. 180 изображены лишь окружности цилиндров M и N) в каждом случае принимаются равными в принятом масштабе объема данного цилиндра.

При переносе точек с кривошипных окружностей в объемную диаграмму следует, как было указано, соблюдать следующую зависимость между одновременными отклонениями кривошипов различных цилиндров для машины тройного расширения (с указанным на фиг. 180 расположением мотылей):

Ц. в. д.	Ц. с. д.	Ц. н. д.	Ц. в. д.	Ц. с. д.	Ц. н. д.
0°	120°	240°	180°	300°	60°
30	150	270	210	330	90
60	180	300	240	360 и 0°	120
90	210	330	270	30	150
120	240	360 и 0°	300	60	180
150	270	30	330	90	210
			360	120	240

Нанеся на диаграмму синусоидальные кривые мгновенных объемов для каждого цилиндра, отмечаем на этих кривых характерные точки, отвечающие начальным и конечным моментам частичных процессов рабочего цикла как для верхней, так и для нижней полостей цилиндров.

Таким путем диаграмма подразделяется на отдельные области, изображающие периоды впуска, расширения, выпуска и сжатия. На фиг. 180 эти периоды обозначены следующими условными штриховками: черное поле — наполнение, белое поле — выпуск, косая штриховка — расширение, вертикальная штриховка — сжатие.

Площади, лежащие влево от синусоид, относятся к крышечным полостям цилиндров, а лежащие вправо — к нижним (кривошипным) полостям.

Объемная диаграмма дает возможность вычислить при любом отклонении мотыля ц. в. д. величину суммы сообщенных между собой объемов смежных цилиндров и ресиверов, а также исследовать происходящие в них моменты смещения и периоды совместного расширения и сжатия пара. Применяя далее приведенные выше законы расширения и смещения, возможно вычислить для каждого цилиндра также и величины давлений пара при различных характерных мгновенных положениях поршней. Затем, по величине этих давлений и зная соответствующие описанные поршнями объемы, возможно построить для каждого цилиндра приближенные индикаторные диаграммы.

§ 93. Построение теоретических индикаторных диаграмм по методу Шретера

Пользуясь объемной диаграммой и указанными выше допущениями относительно законов расширения, сжатия и смещения, возможно вычислить величины давлений пара для отдельных положений поршня во всех цилиндрах и по этим данным построить для них теоретические

индикаторные диаграммы. С этой целью необходимо проследить в течение полного оборота машины за последовательно происходящими процессами расширения и смещения пара. Исследование должно быть проведено для каждой полости каждого цилиндра, следя за объемами, занимаемыми паром в этой полости и в сообщающихся с нею объемах.

Объемы, занимаемые паром в данный момент времени в какой-либо полости цилиндра, снимаемые в известном масштабе по синусоидальной диаграмме, с включением соответствующего вредного пространства, назовем мгновенным объемом пара, введя для них следующие обозначения:

- Мгновенный объем в крышечной полости ц. в. д. H_0
- Мгновенный объем в кривошипной полости ц. в. д. H''
- Мгновенный объем в крышечной полости ц. с. д. M_0
- Мгновенный объем в кривошипной полости ц. с. д. M''
- Мгновенный объем в крышечной полости ц. н. д. N_0
- Мгновенный объем в кривошипной полости ц. н. д. N''

Объемы ресиверов обозначаем (для машины тройного расширения) через R_1 и R_2 .

Объемы ресиверов, ввиду их постоянной величины и во избежание излишней растяжки длины диаграммы, изображены условно длинами некоторых отрезков.

Проследим за изменениями, происходящими с паром в крышечной полости цилиндра высокого давления.

I. Впуск в крышечную полость ц. в. д.

Давление пара в котлах p_a .

Давление пара в золотниковой коробке (задано) p'_a .

Допуская величину падения давления в начальный момент впуска по приведенным выше данным, определяем начальное давление впуска p''_a кг/см² (соответствующий мгновенный объем $H_0=0$).

Падение в периоде впуска допускаем, как указано в § 90, откуда определяется давление в конце впуска p_1 .

II. Период расширения в крышечной полости ц. в. д. (H_0) от конца впуска (отсечка) до конца расширения.

Пользуясь формулой $p \cdot v = \text{const}$, определяем конечное давление расширения p_2 , измеряя мгновенные объемы по синусоидальной кривой цилиндра высокого давления с включением объема вредного пространства этого цилиндра:

$$p_1(H_0)' = p_2 \cdot (H_0)'';$$

отсюда:

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{(H_0)'}{(H_0)''}.$$

III. Далее крышечная полость ц. в. д. H_0 входит в сообщение с кривошипной полостью того же цилиндра H_u , ресивером R_1 и крышечной полостью цилиндра среднего давления M_0 . Перед смешением три последних объема уже находятся между собой в сообщении, причем в них происходит процесс выпуска пара из H_u через ресивер в M_0 . Непосредственно перед моментом смешения в объеме $H_u + R_1 + M_0$ имело место пока неизвестное нам давление, которое мы обозначим через p_x ; окончательное давление после смешения обозначим через p_3 . Тогда уравнение смешения может быть написано в следующем виде:

$$p_3 = \frac{p_2 \cdot H_0 + p_x (H_u + R_1 + M_0)}{H_0 + H_u + R_1 + M_0},$$

где объемы H_0 ; H_u ; R_1 и M_0 снимаются с диаграммы при угле поворота мотыля, соответствующем моменту конца расширения в H_0 .

IV. Объемы H_0 ; H_u ; R_1 и M_0 остаются сообщенными друг с другом до момента начала сжатия в H_u , причем в них происходит расширение пара, сопровождаемое перетеканием пара в M_0 одновременно из обеих полостей H_0 , H_u цилиндра высокого давления. Окончательное давление этого периода p_4 определяется уравнением:

$$p_3 (H_0 + H_u + R_1 + M_0)' = p_4 (H_0 + H_u + R_1 + M_0)'',$$

причем объемы $(H_0 + H_u + R_1 + M_0)'$ и $(H_0 + H_u + R_1 + M_0)''$ должны быть сняты с диаграммы соответственно в моменты окончания расширения в H_0 и начала сжатия в H_u .

V. В следующий период объем H_u , в котором начинается сначала сжатие и вслед затем выпуск, остается обособленным, а сообщенными остаются лишь объемы $H_0 + R_1 + M_0$.

Этот период соответствует впуску пара из H_0 через R_1 в M_0 , причем пар испытывает расширение в этих трех сообщенных друг с другом объемах.

Для получения большего количества точек кривой расширения рассмотрим сперва участок указанного периода от момента, соответствующего началу сжатия в H_u , до мертвой точки поршня ц. в. д. Соответствующее уравнение расширения напишется так:

$$p_4 (H_0 + R_1 + M_0)' = p_5 (H_0 + R_1 + M_0)'',$$

где p_5 — давление в конце рассматриваемого участка, а объемы $(H_0 + R_1 + M_0)'$ и $(H_0 + R_1 + M_0)''$ должны быть взяты по диаграмме в моменты, соответствующие началу сжатия и нижней мертвой точке поршня цилиндра высокого давления.

VI. Указанное в предыдущем периоде расширение в объеме $H_0 + R_1 + M_0$ продолжается далее непрерывно до конца впуска в M_0 . Уравнение расширения в этом участке напишется так:

$$p_5 (H_0 + R_1 + M_0)' = p_6 (H_0 + R_1 + M_0)'',$$

где объемы $(H_0 + R_1 + M_0)'$ и $(H_0 + R_1 + M_0)''$ берутся по диаграмме в моменты, отвечающие нижней мертвой точке поршня цилиндра высокого давления и концу впуска в M_0 .

VII. Далее в верхней полости цилиндра среднего давления M_0 происходит отсечка, и этот цилиндр отключается от ресивера R_1 . Вследствие этого в следующий период сообщенными оказываются объемы H_0 и R_1 , т. е. происходит выпуск из цилиндра высокого давления в ресивер. Рассматриваемый период продолжается до начала впуска в M_u . В этих пределах происходит расширение (или сжатие) пара в сообщенных объемах $H_0 + R_1$.

Давление p_7 в конце рассматриваемого участка определится из уравнения:

$$p_6(H_0 + R_1)' = p_7(H_0 + R_1)'',$$

где объемы $(H_0 + R_1)'$ и $(H_0 + R_1)''$ берутся соответственно в моменты, отвечающие концу впуска в M_0 и началу впуска в M_u .

VIII. По открытии золотника для впуска в M_u происходит смешение объемов $H_0 + R_1$ с M_u . Ввиду того, что в этот момент пар занимает в M_u лишь небольшой объем (почти равный объему вредного пространства цилиндра среднего давления v''), процесс смешения можно рассматривать, как происходящий без изменения давления, ввиду чего давление после смешения можно считать равным давлению, имевшему место в $H_0 + R_1$ до смешения:

$$p_8 = p_7.$$

IX. По сообщении объемов H_0 , R_1 и M_u происходит выпуск пара из H_0 и R_1 в M_u , сопровождаемый его расширением в указанных сообщенных трех объемах. Процесс этот происходит непрерывно до конца расширения в H_u , причем конечное давление определяется уравнением:

$$p_8(H_0 + R_1 + M_u)' = p''(H_0 + R_1 + M_u)'',$$

Объемы $(H_0 + R_1 + M_u)'$ и $(H_0 + R_1 + M_u)''$ по предыдущему должны быть взяты по диаграмме объемов соответственно в моменты, отвечающие началу впуска в M_u и концу расширения в H_u .

Рассматриваемые процессы, происходящие в крышечной полости цилиндра высокого давления, должны быть вполне аналогичны процессам, происходящим в нижней полости того же цилиндра (так как элементы парораспределения в обеих полостях различаются незначительно).

Вследствие этого очевидно, что определяемое нами в конце девятого периода давление p'' должно быть равно тому, которое имело место в объеме $H_u + R_1 + M_0$ перед моментом смешения суммы этих трех объемов с объемом H_0 в конце рассмотренного выше третьего периода (давление p_x).

Таким образом:

$$p'' = p_x$$

и расширение в течение девятого периода выразится окончательно уравнением:

$$p_8 \cdot (H_0 + R_1 + M_u)' = p_x (H_0 + R_1 + M_u)''.$$

X. Далее следует смещение пара давления p_x , заключенного в объеме $H_0 + R_1 + M_u$, с паром, выпускаемым из H_u в момент конца расширения в H_u . Этот процесс совершенно одинаков с рассмотренным уже процессом смещения (см. период III), причем он происходит в обратном порядке (выпуск из H_u в $H_0 + R_1 + M_u$), вместо имевшего место в третьем периоде выпуска из H_0 в $H_u + R_1 + M_0$. Вследствие этого конечное давление p_9 должно быть равно ранее определенному давлению p_3 :

$$p_9 = p_3.$$

XI. Вслед за происшедшим соединением четырех объемов $H_0 + H_u + R_1 + M_u$ следует период выпуска пара из обеих полостей цилиндра высокого давления через ресивер в M_u , сопровождаемый расширением пара в этих четырех объемах.

Процесс продолжается непрерывно до начала сжатия в H_0

$$p_9 (H_0 + H_u + R_1 + M_u)' = p_{10} (H_0 + H_u + R_1 + M_u)'',$$

причем объемы $(H_0 + H_u + R_1 + M_u)'$ и $(H_0 + H_u + R_1 + M_u)''$ берутся по диаграмме в моменты конца расширения в H_u и начала сжатия в H_0 .

XII. Далее H_0 отключается от R_1 и начинается процесс сжатия (в H_0), выражаемого уравнением:

$$p_{10} (H_0)' = p_{11} (H_0)'',$$

где $(H_0)'$ и $(H_0)''$ берутся в моменты начала и конца сжатия в H_0 .

XIII. Впуск свежего пара в H_0 ; окончательное давление p_{12} становится равным давлению p_a'' в начале впуска (см. выше период I):

$$p_{12} = p_a''.$$

Составленные 13 уравнений содержат 13 неизвестных:

$$p_1, p_2, \dots, p_{12} \text{ и } p_x.$$

Определяем численные величины всех искомых давлений в крышечной полости цилиндра высокого давления; соответствующие им положения поршня определяются из диаграммы объемов.

В нижней части фиг. 180 по указанным данным построена индикаторная диаграмма цилиндра высокого давления, а также нанесена диаграмма того же цилиндра, полученная на испытании ма-

шины. Площадь, обозначенная клетчатой штриховкой, является общей для обеих диаграмм. Площадь, окрашенная черным, представляет излишки площади опытной диаграммы и белым — излишки площади теоретической диаграммы по сравнению с опытной.

Как видно из чертежа, обе площади почти точно совпадают друг с другом.

Перейдем к вычислению давлений в крышечной полости цилиндра среднего давления.

I, II период (впуск в M_0 в момент конца расширения в H_0).
Теоретически следовало бы считать, что рассчитанное выше давление, которое устанавливается в объемах $H_0 + H_u + R_1 + M_0$ после смещения пара в момент конца расширения в H_0 (см. выше период III цилиндра высокого давления), мгновенно передается также в цилиндр среднего давления (полость M_0). Однако практически, благодаря торможению пара в золотниковых окнах, особенно сильному в момент начала открытия окна для выпуска из H_0 , давление, устанавливающееся в полости M_0 в начальный момент смещения, будет значительно ниже. При этом необходимо учесть также гидравлические сопротивления при перетекании пара через ресивер.

Отсутствие учета необратимости процессов выпуска из одного цилиндра и впуска в следующий составляет серьезный недостаток метода Шретера. По указанной причине площади диаграмм, следующих за первым цилиндром, получаются значительно преувеличенными. Методы исправления диаграмм путем введения поправочных коэффициентов, рекомендуемые некоторыми авторами (Ситон и др.), по большей части являются несостоятельными, так как поправки получаются очень большими (например по Ситону, общий поправочный коэффициент для суммы площадей диаграмм машины тройного расширения составляет 0,7—0,75), и распределение их по отдельным цилиндрам неизвестно. Для стандартных золотниковых машин тройного расширения с мотылями, заклиненными под углами 120° и с расположением кривошипов, указанным на фиг. 180, поправка может быть введена, по нашим наблюдениям, принимая давление после смещения объемов ($H_u + R_1 + M_0$) с H_0 для ц. в. д. равным вычисленному по закону Дальтона и для ц. с. д. — в тот же момент — равным давлению в мертвой точке ц. в. д. Такая же поправка может быть введена также и при переходе от расчета диаграммы ц. с. д. к диаграмме ц. н. д. Однако этот метод поправки относится лишь к описанному частному случаю и для этого случая дает удовлетворительный результат. Точный же расчет поправки в общем виде представляет непреодолимые затруднения, так как в данном случае приходится разрешать задачу о перетекании пара из одного переменного объема в другой, также переменный, через два переменных отверстия золотниковых окон.

Поправка на падение давления во втором цилиндре в момент смещения благодаря необратимости выпуска из предыдущего цилиндра зависит в первую очередь от интервала давлений, между которыми происходит смещение пара в смежных цилиндрах, т. е. в основном — от давления начала выпуска из предыдущего цилиндра. Если, как это имеет место в стандартных машинах, ц. в. д. обладает значительной неполнотой расширения и давление выпуска из ц. в. д. составляет $8-9 \text{ кг/см}^2$, то поправка на падение давления во втором цилиндре составляет до $1,0 \text{ кг/см}^2$. При значительном же расширении в первом цилиндре (например в машинах Ленца) конечное давление расширения мало отличается от давления, существующего в конце сжатия в следующем цилиндре, ввиду чего поправка вообще может быть избегнута. Таким образом поправку на необратимость выпуска следует принимать соответственно с типом проектируемой машины.

Гидравлические сопротивления в ресивере обычно не превышают $0,1 \text{ кг/см}^2$. Однако в тех случаях, когда в конструкцию введены промежуточные перегреватели, сопротивление может достигнуть и значительно более высокой величины ($0,3-0,5 \text{ кг/см}^2$).

Приняв ту или иную величину поправки на необратимость выпуска из ц. в. д., можно перейти к анализу давлений в следующем цилиндре с. д.

III. Расширение в $H_0 + H_u + M_0 + R_1$ от момента после смещения H_0 с $H_u + R_1 + M_0$ до начала сжатия в H_u ; конечное давление этого периода p_3 определяется из уравнения:

$$p_2 (H_0 + H_u + R_1 + M_0)' = p_3 (H_0 + H_u + R_1 + M_0)''$$

где суммы объемов берутся в моменты конца расширения в H_0 и начала сжатия в H_u .

IV, V. Далее, в H_u начинается сжатие, и этот объем исключается; расширение продолжает происходить в $H_0 + R_1 + M_0$. Этот процесс (перетекания пара в M_0 из $H_0 + R_1$) продолжается непрерывно до конца впуска в M_0 . Уравнение процесса будет:

$$p_3 (H_0 + R_1 + M_0)' = p_4 (H_0 + R_1 + M_0)''$$

Для большей точности в этом процессе могут быть вычислены промежуточные точки.

Ввиду необратимости впуска кривую процесса IV—V следует снизить для ц. с. д. на $0,2-0,3 \text{ кг/см}^2$ (в ц. н. д. — на $0,1 \text{ кг/см}^2$).

VI. Расширение в M_0 от конца впуска в M_0 и до конца расширения в M_0 (конечное давление расширения p_6):

$$p_5 (M_0)' = p_6 (M_0)''$$

VII. Сообщение полости M_0 с суммой уже сообщенных друг с другом полостей $M_u + R_2 + N_0$, в которых происходил впуск

из нижней полости цилиндра среднего давления и ресивера R_2 в верхнюю полость цилиндра низкого давления. Смещение M_0 с $M_u + R_2 + N_0$ выражается уравнением:

$$p_7 = \frac{p_6 \cdot M_0 + p_y (M_u + R_2 + N_0)}{M_0 + M_u + R_2 + N_0}.$$

Здесь все объемы берутся в момент конца расширения в M_0 ; давление p_y , бывшее в этот момент в объеме $M_u + R_2 + N_0$ перед смещением с M_0 , пока считаем неизвестным.

VIII. Выпуск из M_0 , M_u , R_2 в N_0 от конца расширения в M_0 (процесс расширения пара в сумме объемов $M_0 + M_u + R_2 + N_0$); конечное давление этого периода p_8 определяется из уравнения:

$$p_7 (M_0 + M_u + R_2 + N_0)' = p_8 (M_0 + M_u + R_2 + N_0)''.$$

IX. Далее объем M_u выключается, так как в нем начинается сжатие. Совместное расширение продолжается в объеме $M_0 + R_2 + N_0$ (конечное давление p_9): объемы $(M_0 + R_2 + N_0)'$ и $(M_0 + R_2 + N_0)''$ берутся в моменты начала сжатия в M_u и в нижней мертвой точке поршня цилиндра среднего давления.

X. Продолжение того же процесса до конца впуска в N_0 (конечное давление p_{10}).

XI. Затем в полости N_0 начинается расширение, и этот объем отключается от ресивера R_2 и полости M_0 ; при этом продолжается выпуск из M_0 в R_2 , сопровождаемый расширением (или сжатием) пара. Этот период продолжается непрерывно до начала впуска в N_u . Уравнение расширения этого периода:

$$p_{10} (M_0 + R_2)' = p_{11} (M_0 + R_2)'',$$

где объемы $(M_0 + R_2)'$ и $(M_0 + R_2)''$ берутся в моменты конца впуска в N_0 и начала впуска в N_u .

XII. Потом следует сообщение объема $M_0 + R_2$ с N_u ; ввиду незначительности последнего считаем, что давление после смешения остается без изменения:

$$p_{12} = p_{11}.$$

XIII. Период впуска из $M_0 + R_2$ в N_u от момента начала впуска в N_u до момента в конце расширения в M_u . Конечное давление этого процесса должно быть равно ранее определенному давлению p_y . Вследствие этого уравнение совместного расширения напишется следующим образом:

$$p_{12} (M_0 + R_2 + N_u)' = p_y (M_0 + R_2 + N_u)'.$$

XIV. Смещение объемов M_u с $(M_0 + R_2 + N_u)$. Давление, получаемое в результате смешения p_{13} , должно быть равно выше опре-

деленному давлению p_7 (см. период VII цилиндра среднего давления):

$$p_{13} = p_7.$$

XV. Расширение в объеме $M_0 + M_u + R_2 + N_u$ от момента конца расширения в M_u до начала сжатия M_0 .

XVI. Сжатие в M_0 .

Конец сжатия без особой погрешности можно принять происходящим в мертвой точке M_0 .

Полученные уравнения содержат ряд неизвестных давлений, которые определим последовательной подстановкой.

Построенная диаграмма показывает также хорошее согласование с нанесенной на чертеже диаграммой, полученной на испытании машины.

Перейдем к построению индикаторной диаграммы цилиндра низкого давления (крышечной полости N_0).

I. Построение начинаем с момента смещения пара после конца расширения в M_0 (сообщение объемов M_0 и $M_u + R_2 + N_0$). При расчете давления после смещения p_1 , согласно сделанному выше указанию, учитываем поправку на необратимость выпуска из ц. с. д.

II. Расширение в $M_0 + R_2 + N_0$ до нижней мертвой точки M_0 , пренебрегая объемом M_u в промежутке между концом расширения в M_0 и началом сжатия в M_u .

Уравнение расширения в рассматриваемом периоде имеет следующий вид:

$$p_1 (M_0 + R_2 + N_0)' = p_2 (M_0 + R_2 + N_0)'',$$

где объемы $(M_0 + R_2 + N_0)'$ и $(M_0 + R_2 + N_0)''$ берем соответственно в моменты конца расширения в M_0 в мертвой точке M_0 .

III. Расширение в $M_0 + R_2 + N_0$ до конца впуска в N_0 (конечное давление p_3).

IV. Расширение в N_0 до начала выпуска из N_0 (конечное давление p_4).

V. Выпуск из N_0 . Конечное давление выпуска теоретически следовало бы считать равным давлению после машины.

VI. Выпуск из N_0 в холодильник. Давление выпуска считаем на $0,1 \text{ кг/см}^2$ выше конденсаторного давления.

VII. Сжатие N_0 . Конечное давление сжатия p_6 получаем, сняв с диаграммы соответственные объемы в начале и в конце сжатия.

VIII. После сжатия в N_0 происходит смещение объемов $M_u + R_2$ с объемом N_0 (предварение впуска).

Давление в объеме $M_u + R_2 + N_0$ непосредственно перед моментом смещения p'_x получается из диаграммы ц. с. д.

Ввиду того, что сумма объемов $M_0 + R_2 + N_0$ в пределах от конца сжатия в N_0 до конца расширения M_0 изменяется весьма

незначительно, можно допустить, что давление в конце предварения выпуска будет равно тому же давлению p'_x .

Точно так же без большой погрешности можно считать, что конечное давление предварения выпуска отвечает мертвой точке. Указанные процессы нанесены на диаграмму фиг. 180.

Разумеется, приведенный расчет является лишь частным случаем, выясняющим методику составления уравнений процессов и определения давлений. При иных расположениях кривошипов и вариации численной величины моментов парораспределения периоды сообщения различных объемов могут измениться. При удовлетворительной точности введенных поправок на необратимость процессов выпуска и впуска точность построенных индикаторных диаграмм является вполне приемлемой.

Вычертив индикаторные диаграммы, планиметрируем их площади F_1, F_2 и F_3 и определяем следующие данные.

Среднее индикаторное давление ц. в. д.:

$$p_{миh} = \frac{F_1}{V_h} \text{ кг/см}^2$$

(здесь объем V_h представляет собой длину диаграммы в принятом масштабе).

Среднее индикаторное давление ц. с. д.:

$$p_{миm} = \frac{F_2}{V_m};$$

то же, для ц. н. д.:

$$p_{мин} = \frac{F_3'}{V_n}.$$

Общее среднее индикаторное давление во всей машине, отнесенное к площади поршня ц. н. д.:

$$p_{ми} = \frac{F_1 + F_2 + F_3}{V_n}.$$

По полученным значениям величин индикаторных давлений могут быть вычислены мощности отдельных цилиндров и всей машины.

Подобным же образом могут быть построены диаграммы нижних полостей. Ввиду того, что элементы парораспределения в нижних и верхних полостях отличаются друг от друга сравнительно незначительно, и ввиду не особенно высокой точности получаемых диаграмм, рационально строить средние диаграммы для обеих полостей, приняв величины элементов парораспределения одинаковыми, средними для обеих полостей. При этом моменты предварения впуска можно принять в мертвых точках соответствующих поршней.

Для машин, работающих перегретым паром, метод построения изменяется лишь в том отношении, что процессы расширения

и сжатия являются политропическими, причем показатели политроп могут быть взяты по Боденюллеру, в зависимости от перегрева, из следующей таблицы:

Таблица 53

Перегрев	0°	50°	100°	150°	200°
Показатель политропы .	1,0	1,075	1,15	1,225	1,3

Однако ввиду сложности решения системы показательных уравнений обычно при практическом построении этим пренебрегают, считая все процессы расширения и сжатия гиперболическими. Впрочем для процесса расширения в ц. в. д. введение политропического расширения не вводит особых осложнений в расчет.

§ 94. Выводы из приведенных примеров построения индикаторных диаграмм машин многократного расширения методом Шретера

Произведенные построения показывают, что индикаторные диаграммы могут быть построены методом Шретера с достаточной для практики точностью, для соблюдения которой большое значение имеет величина поправок на падение давления при впуске в ц. в. д. и между цилиндрами. Приведенные выше ориентировочные правила для этих поправок являются близко совпадающими с данными опыта, по крайней мере для обычного типа машин.

Теоретические диаграммы с введенными в них поправками на падение давлений могут служить для предварительного подсчета мощности машины и ее распределения между цилиндрами, а также для проверки правильности выбранных объемов цилиндров и реверсов и элементов парораспределения.

Для более точного подсчета мощности необходимо вычертить также и диаграммы нижних полостей цилиндров с введением поправки на площадь сечения поршневого штока, уменьшающую эффективную площадь поршня. В случае наличия сквозного направляющего штока такая поправка должна быть отдельно введена как для верхней, так и для нижней полостей. В этом случае приведенная нами выше формула мощности (для каждой полости) принимает следующий вид:

$$N_i = \frac{p_{mi} \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot H \cdot n}{4 \cdot 60 \cdot 75}$$

где d — диаметр поршневого или направляющего штока.

При несоблюдении равенства мощностей отдельных цилиндров следует ввести изменение объемов ресиверов либо степеней наполнения цилиндров или иных элементов парораспределения. При этом можно руководиться следующими общими указаниями.

Увеличение наполнения данного цилиндра понижает промежуточное давление между данным и предыдущим цилиндрами и таким образом понижает мощность данного цилиндра, увеличивая в то же время мощность предшествующего. Следует однако отметить, что, поскольку элементы парораспределения выбраны тщательно по нормам существующих машин, вариации степеней наполнения и объема ресивера, а также и иных элементов парораспределения могут производиться лишь в сравнительно узких пределах (изменяя мощность цилиндров не более чем на 10—15%), и лишь в том случае, если анализ построения диаграмм ясно указывает на произведенную ошибку в какой-либо из принятых норм.

Окончательное уравнивание наполнений в различных цилиндрах и точное урегулирование распределения в них мощности могут быть произведены лишь на испытании машин, так как расчет обладает неточностью.

Значительное расхождение величин мощностей цилиндра между собой или несоблюдение общей величины мощности машины указывает на неверность принятых норм или рассчитанного предварительно среднего индикаторного давления, послужившего для определения объема цилиндров. В этом случае весь расчет машины должен быть тщательно проверен с самого начала.

Если при проверке обнаруживается, что среднее индикаторное давление машины было выбрано неправильно и в то же время мощность машины, рассчитанная по построенным индикаторным диаграммам, не отвечает заданию, необходимо соответственно изменить (в допустимых пределах) степень наполнения цилиндра высокого давления и далее вновь построить объемную диаграмму. Если же ошибка при предварительном вычислении среднего индикаторного давления не обнаруживается, то возможно изменить масштаб объемов. В этом случае поправка на изменение объема (или диаметра) цилиндров может быть введена непосредственно в окончательную формулу мощности.

Вопрос о необходимости равного распределения мощностей по цилиндрам не может считаться решенным абсолютно.

Изменение отсечек впуска в ц. с. д. и ц. н. д. влияет не только на распределение мощностей, но также и на абсолютную мощность машины и ее экономичность. Причиной этому служит то обстоятельство, что изменение давлений между цилиндрами влияет на степень сжатия и, следовательно, на потери от вредного пространства. В то же время, изменяя интервалы температур в цилиндрах, мы изменяем условия конденсации в них пара. Поэтому следует

различать три системы отсечек впуска в ц. с. д. и ц. н. д.: отсечки, отвечающие равному распределению мощности, наибольшей экономичности и наибольшей мощности. Последняя система имеет важнейшее значение (см. выше формулы Bragg), хотя она и не отвечает равному распределению мощностей. Вопрос о том, насколько неравное распределение затрагивает динамические условия работы машины и нагрузку ее движущихся частей, — подлежит еще исследованию.

По отношению к изменению отсечки в ц. в. д. следует отметить, что увеличение этой отсечки понижает мощность ц. в. д., повышая мощности последующих цилиндров, причем общая мощность конечно возрастает.

Построение объемной и индикаторной диаграмм по методу Шретера без введения поправок на падение давления при впуске в машину и между цилиндрами приводит к большой неточности этих диаграмм. Неточность возрастает в прогрессирующем порядке от цилиндра высокого давления к цилиндру среднего давления и цилиндру низкого давления, причем величины поправочных коэффициентов к диаграммам принимают следующие приблизительные значения: для ц. в. д. — около 0,9, для ц. с. д. — 0,7—0,8 и для ц. н. д. — 0,5—0,6. Однако эти поправочные коэффициенты недостаточно изучены, вследствие чего пользование ими при проектировании рискованно.

По данным Ситона, общий поправочный коэффициент к площади совокупной диаграммы, построенной по методу Шретера, без учета падения давлений имеет следующие значения:

	Поправочный коэффициент
Для машин двойного расширения с отчетливым клапан- ным парораспределением с паровой рубашкой . .	0,9 — 0,92
Для машин двойного расширения с золотниковым паро- распределением с паровыми рубашками	0,80 — 0,85
Для морских машин двойного расширения без рубашек .	0,7 — 0,8
Для морских машин тройного расширения без рубашек .	0,6 — 0,7

Тепловые потери от начальной конденсации хотя и не отражаются непосредственно в описанном методе построения индикаторных диаграмм, но могут влиять на форму и величину последних, изменяя выражения законов расширения и смещения. Вследствие этого необходимо иметь в виду, что принятые нами формы этих законов отвечают нормальным условиям начальной конденсации, так что при чрезмерно развитых поверхностях вредных пространств точность расчета может заметно понизиться. Вследствие этого при проектировании необходимо обращать внимание на то, чтобы величина поверхности вредного пространства находилась в практически нормальных пределах.

Для соблюдения нормальности величины вредного пространства и вообще конденсирующих поверхностей в цилиндрах и золотниках имеет также существенное значение рациональный выбор соотношения между мощностью машины и числом ее оборотов в минуту.

§ 95. Вариант построения индикаторных диаграмм для случая машины с ведущим ц. н. д.

Обычно кривошипы машин тройного расширения располагаются таким образом, что последовательность постановки на мертвые точки бывает следующая (при переднем ходе):

ц. в. д. — ц. с. д. — ц. н. д.

В этом предположении произведено построение диаграммы в предыдущем примере.

Однако распространены также машины, в которых эта последовательность иная, а именно:

ц. н. д. — ц. с. д. — ц. в. д.

При этом объемная диаграмма изменяет вид, так как изменится смещение мертвых точек цилиндров:

ц. в. д. — ц. с. д. — ц. н. д.
Мертвая точка 240° 120°

Эти машины называют машинами с ведущим цилиндром низкого давления. Оба типа различаются по форме индикаторных диаграмм. При ведущем ц. в. д. выпуск из цилиндра сопровождается сжатием, вследствие чего первый ресивер должен быть взят большого размера (в среднем $2,5 V_h$) и второй — в пределах до $4,0 V_h$.

При ведущем ц. н. д. выпуск из цилиндра совпадает с периодом впуска в следующий цилиндр и вследствие этого происходит с падением давления. Ввиду этого ресиверы в этом случае берутся минимальных размеров (первый ресивер — $0,5-0,7 V_h$). С этой целью в описываемых машинах часто применяется система расположения золотников с. д. и в. д. между цилиндрами в общей золотниковой коробке.

В машинах компаунд кривошипы располагают под углом 90° и ведущим является ц. н. д.

§ 96. Построение индикаторных диаграмм для машины двойного расширения с заклиниением кривошипов под углом 180°

Таковыми являются машины Ленца и Христиансена и Мейера. Особенностью их является отсутствие ресиверов, т. е. объема, по временам сообщенного с цилиндрами и по временам отсекаемого от последних парораспределительными органами.

На основании сказанного в объем ресивера следует включить: объем паровыпускного канала первого цилиндра, трубы, соединяющие оба цилиндра, и объем золотниковой коробки второго цилиндра. Границами объема ресивера служат зеркала золотников, либо в клапанном парораспределении — поверхность седел клапанов. Очевидно, ресивер возможен лишь в том случае, когда между цилиндрами расположены два независимо действующих друг от друга парораспределительных органа, из которых каждый регулирует парораспределение в своем цилиндре. В этом случае моменты парораспределения обоих цилиндров не согласованы между собой (например в первом цилиндре может происходить выпуск в то время, как во втором впуска еще нет). Необходимость значительного ресиверного объема в этом случае очевидна, так как при малом объеме процесс выпуска в первом цилиндре может обратиться в недопустимое сжатие.

Ресивер является сосудом, регулирующим в большей или меньшей степени постоянство промежуточных давлений между цилиндрами.

Если между цилиндрами имеется лишь один общий парораспределительный орган, регулирующий выпуск из первого цилиндра и впуск во второй, то объем ресивера практически обращается в нуль. Такой случай имеет место у машины двойного расширения с расположением кривошипов под углом 180° . В этом случае элементы парораспределения обоих цилиндров оказываются связанными между собой: момент открытия промежуточного клапана (или золотника) определяет в первом цилиндре начало выпуска и во втором начало впуска. Момент закрытия определяет в первом цилиндре начало сжатия и во втором — отсечку впуска. Такая связь оказывается выполненной при заклинении кривошипов обоих цилиндров под углом 180° , так как при взаимно противоположном движении поршней выпуск пара из первого цилиндра во второй не может сопровождаться сжатием. Указанные свойства машины Ленца и Христиансена и Мейера определяют особенности построения для них теоретических объемных и индикаторных диаграмм (фиг. 181). Синусоиды движения поршней прямо противоположны друг другу. Сообщаются между собой лишь одноименные полости (верхние или нижние) обоих цилиндров. Уравнения и периоды парораспределения могут быть описаны следующим образом:

Для цилиндра высокого давления:

- I. Впуск в H_0 из котла (конечное давление p_1).
- II. Расширение в H_0 : $p_1(H_0)' = p_2(H_0)''$.
- III. Смещение H_0 с M_0 по уравнению Дальтона (p_3).
- IV. Выпуск из H_0 в M_0 (одновременно впуск в M_0).

$$p_3(H_0 + M_0)' = p_4(H_0 + M_0)''.$$

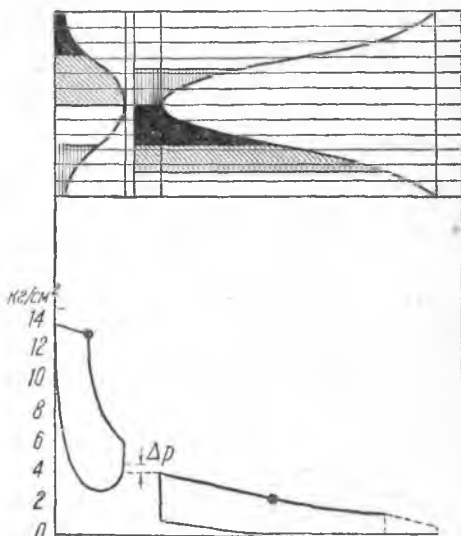
V. Сжатие в H_0 .

При определении давления после смещения H_0 с M_0 давление в M_0 перед моментом смещения может быть легко определено расчетом процесса сжатия в M_0 . Поэтому встреченное нами в предыдущем усложнение, связанное с необходимостью введения в периоде III нового неизвестного давления p_x , в данном случае отпадает.

Вследствие высокой степени расширения в первом цилиндре давление конца расширения в нем низко; благодаря этому поправок на необратимость выпуска не требуется (впрочем, для машины Ленца рекомендуют ввести поправку около $0,5 \text{ кг/см}^2$, так как в этой конструкции размер промежуточных клапанов принят недостаточным). Момент сжатия в первом цилиндре одновременно является и моментом отсечки впуска во втором, следовательно, этот момент определяет и распределение мощности между обоими цилиндрами.

Поэтому индикаторные диаграммы приходится строить в нескольких вариантах, изменяя степень сжатия в первом цилиндре с целью уравнять мощности цилиндров в. д. и н. д. Обычно сжатие в ц. в. д. получается высоким.

Построение диаграммы ц. н. д. крайне просто, так как периоды сжатия и впуска являются уже рассчитанными. Остается добавить лишь расчет расширения в этом цилиндре.



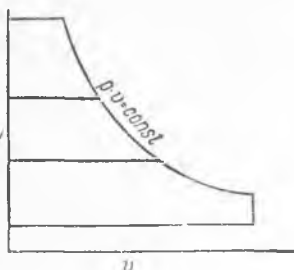
Фиг. 181.

§ 97. Расчет элементов парораспределения

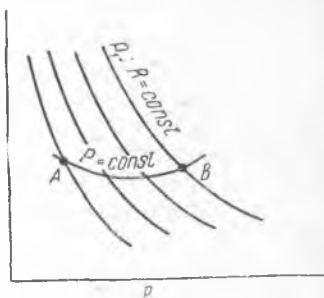
Заключительным этапом общего расчета машины является выбор элементов парораспределения и согласование их между собой. По этим вопросам можно привести следующие теоретические соображения и опытные данные.

Отсечка впуска в цилиндрах. Методы возможного теоретического расчета отсечек впуска в цилиндрах машин многократного расширения были приведены нами выше. Точно так же нами

было указано, что отсечками впуска в цилиндрах среднего и низкого давлений регулируют распределение мощностей между цилиндрами, влияя косвенно также на величину общей мощности машины и на удельный расход пара. Необходимость равного распределения мощности по цилиндрам следует считать недоказанной, на что прямое указание дают формулы Bragg относительно отсечек в цилиндрах среднего и низкого давлений, определяющих наибольшую мощность и наибольшую экономичность машины. Очевидно, что в обеих системах отсечек Bragg равное распределение мощностей между цилиндрами нарушается. Вопрос о том, которая из предлагаемых Bragg систем является предпочтительной, подлежит исследованию, так как в основном стремлением конструктора и теплотехника в первую очередь должна быть реализация паросиловой установкой наибольшей возможной мощности.



Фиг. 182.



Фиг. 183.

Допуская отсечки в цилиндрах по системе „наибольшей мощности“, мы получаем повышенный удельный расход пара, так что мощность может быть лимитирована котельной установкой. Допуская наиболее экономичные отсечки, мы получаем резерв паропроизводительности котлов, который затем может быть превращен в мощность путем увеличения наполнения цилиндра высокого давления. Таким образом оба способа могут служить для достижения повышенной мощности; однако какой метод даст больший эффект — следует решить опытом.

Что касается величины отсечки в ц. в. д., то таковая, как мы показали выше, является, вообще говоря, расчетной величиной, связанной с принятым объемом ц. в. д. Однако следует отметить обстоятельство, на которое нами обращено внимание в теоретическом расчете, а именно на то, что в известных пределах степени расширения пара удельный расход его может изменяться сравнительно незначительно, особенно считая на 1 э. л. с., ввиду чего увлечение малыми отсечками впуска может быть совершенно неосновательным и нередко вредным, так как может повлечь к перерас-

ходу пара на 1 э. л. с. и чрезмерному увеличению размеров машины. Это обстоятельство следует иметь в виду также при эксплуатации существующих машин, где во многих случаях можно предполагать возможным увеличение отсечек впуска в ц. в. д. до значительной величины без заметного увеличения удельного расхода пара.

Режим наибольшей мощности машины. Вообще говоря, следует считать, что режим наибольшей мощности зависит от ряда факторов: котельного давления, пустоты в холодильнике, среднего индикаторного давления в машине, степени расширения пара в ней, числа оборотов в минуту, паропроводительности котельной установки. Это легко показать схематично на следующем примере.

Представим себе упрощенный цикл работы машины (фиг. 182), при различных начальных давлениях пара p_1 , при гиперболическом законе расширения.

Для всех этих циклов, как не трудно видеть, справедливо условие:

$$\frac{p_1}{R} = \text{const};$$

(здесь p_1 — начальное давление пара и R — общая степень расширения в машине). Для каждого из этих циклов также определяются: удельный расход пара d (по начальному давлению и объему в конце впуска) и среднее индикаторное давление p_i .

Таким образом все семейство указанных на фиг. 182 циклов может быть представлено графически, в осях $p_1 - d$ в виде кривой:

$$\frac{p_1}{R} = \text{const} \text{ (фиг. 183).}$$

Давая различные значения величине $p_1 : R$, мы получаем семейство кривых $p_1 : R = \text{const}$, изображающих все возможные режимы машины определенного типа.

В каждой из этих кривых верхние точки отвечают машинам, работающим при малых степенях расширения и малых начальных давлениях, и нижние — с высоким давлением и высокими степенями расширения.

Отметив на кривых точки равного давления, отвечающего условиям исследуемой установки, мы получим кривую $p_1 = \text{const}$, являющуюся кривою прогрессивного испытания установки. Эта кривая может иметь минимальную точку. Имея подобную диаграмму, снятую путем теплотехнического испытания типичных установок, возможно разрешить вопросы рационализации любой однотипной установки без необходимости повторного теплотехнического испытания каждого судна в отдельности. Действительно, имея данные относительно среднего индикаторного давления и степени расширения пара (эти данные легко определить на всяком судне) и пользуясь режимной диаграммой, мы определяем на изобаре $p_1 = \text{const}$ точ-

ку, отвечающую режиму машины. Если эта точка лежит влево от минимума кривой, то можно утверждать, что некоторое увеличение мощности машины возможно, даже не затрагивая паропроизводительности котлов, за счет внутренних ресурсов рабочего процесса машины (точка *A*). Если режим лежит вправо от минимума (точка *B*), то повышение мощности возможно только за счет использования дополнительного расхода пара из котлов. Для учета возможности повышения мощности за счет повышения числа оборотов в минуту (что возможно путем замены гребных винтов), необходимо иметь ряд режимных диаграмм, отвечающих различной степени быстроходности машины. Таким образом наличие указанных режимных диаграмм дало бы возможность быстрого пересмотра существующих условий эксплуатации паросиловых установок, где несомненно выявились бы крупные резервы неиспользованных мощностей.

Поэтому вопрос о теоретическом и экспериментальном изучении режимных диаграмм приобретает особую важность.

Исследование этого вопроса, под руководством автора, порученное аспиранту кафедры паровых механизмов ОИИВТ И. С. Френкелю, еще не закончено, почему в настоящем курсе мы ограничиваемся лишь схемой, реальный анализ которой станет возможным после окончания научно-исследовательского теплотехнического испытания.

Практические данные о степенях впуска. Ввиду того, что теоретическое изучение машины продвинуто еще далеко недостаточно, при проектировании приходится иметь в виду как имеющийся опытный материал, так и установленные практикой нормативы. Однако использование этих материалов должно быть строго критическим, так как встречаемые в практике и технической литературе сведения далеко не всегда отвечают оптимальным условиям работы и производительности механизма. Поэтому принимаемые в расчете нормы должны быть строго проверены как данными эксплуатации передовых работников транспорта, так и высказанными нами в предыдущем расчетными обоснованиями.

Данные относительно отсечек впуска в цилиндрах стандартных машин мы находим в материалах испытаний судов ЦНИВТ. Эти данные сгруппированы в табл. 54.

Данные Бауэра относительно степеней наполнения в цилиндрах судовых машин приведены в табл. 55 и 56.

С указанными в табл. 56 данными Бауэра вряд ли можно согласиться. Необходимости в указанных им малых отсечках впуска в цилиндре высокого давления нет, ибо это лишь увеличивает габарит машины, не приводя к существенной экономии. В остальном данные литературы (например американской) относительно степеней наполнения сходны с указанными, а потому мы их не приводим.

Таблица 54

Тип машины	ОСТ № 10		ОСТ № 8		Тройного расширения зав. Зеебек
Мощность на испытании, и. л. с.	1768	1564	1070	893	648
Число об/мин.	91,3	84,2	104,8	96,2	96,6
Давление пара в котле, ата	13,95	12,9	14,3	13,8	14,5
Температура пара, °С	274	244	237	245	252
Отсечки впуска:					
в ц. в. д. %	63	60	64	57	74
в ц. с. д. %	63,3	63,3	65	61	64,8
в ц. н. д. %	67,9	67,9	70	64	64,5
Распределение мощностей по цилиндрам в %					
ц. в. д.	37,6	36,9	34,8	32,2	39,1
ц. с. д.	31,0	32,5	31,5	30,1	27,1
ц. н. д.	31,4	30,6	33,7	33,7	33,8

Таблица 55

Тип машины	Число цилиндров	Котельн. давл. кг/см ²	Отношение объемов цилиндров		Общая степень расш.	Наиб. наполн. ц.в.д. в %
			ц.в.д.:ц.с.д.:	ц.н.д.		
Простого расширения для катеров	1	9—11	—	—	—	60—80
Компаунд (легкие машины)	2	9—11	1:3,2	—	5—8	50—70
Компаунд (тяжелые машины)	2	9—11	1:4	—	—	—
Тройного расширения (скорые и почтовые пароходы)	3	13—16	1:2,4:6	—	8—10	70—75
Большие товаропассаж. и товарные пароходы	3	13—16	1:2,6:6,8	—	9,5—12	60—70
			1:3,2:7,2			

Интересно отметить различные направления в вопросе распределения отсечек в цилиндре: в машинах, испытанных ЦНИИВТ, отсечки идут, повышаясь к ц. н. д., по данным же Бауэра — обратно, понижаются. Ответ на вопрос о рациональном выборе отсечек по-

Таблица 56

Цилиндры	Степени наполнения	
	влажный пар в %	перегретый пар в %
Высокого давления . . .	60—80	45—55
Среднего давления . . .	55—70	55—70
Низкого давления . . .	50—65	50—60

этому следует подвергать теоретической и расчетной проверке указанные нами выше методами.

Распределение отсечек впуска в верхних и нижних полостях цилиндров

желательно равное. Следует даже считать, что наполнение в нижней полости должно быть несколько больше, чем в верхней. К сожалению, этому препятствует влияние конечности шатуна, увеличивающее отсечку в верхней и уменьшающее в нижней полостях.

Попытки уравнивать отсечки путем изменения величины впускных перекрышей в нижней полости обычно не дают желательного результата без искажения остальных элементов парораспределения. Поэтому в расчете обычно приходится задаваться для верхней полости несколько большей отсечкой впуска, чем в нижней. Пример: среднее наполнение 65%. Принимаем: для верхней полости 67% и для нижней — 63%. Во всяком случае попытки уравнивать отсечки должны быть сделаны в возможной мере путем согласования в золотниковых диаграммах. В машинах, испытанных ЦНИВТ, нами было обнаружено следующее распределение отсечек впуска (машина ОСТ № 10):

При клапанном парораспределении отсечки впуска выбираются низкими (0,35 — 0,55), так как в этой конструкции тор-

	Верхн. пол.	Нижн. пол.
Ц. в. д. . .	67%	60%
Ц. с. д. . .	65%	60%
Ц. н. д. . .	70%	65%

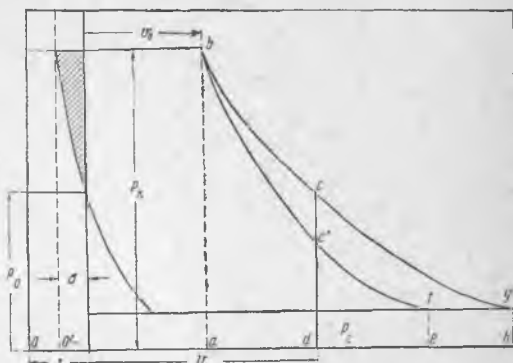
можение пара является незначительным, почему представляется возможность использовать большие степени расширения в меньшем количестве цилиндров (например устройство машины компаунд вместо тройного расширения). Разумеется, эти мероприятия связаны с высоким перегревом пара, так как при недостаточном перегреве потери от конденсации при малых отсечках сильно возрастают. При высоких давлениях пара и высоком перегреве, как мы указывали, рационально допускать максимальное возможное расширение пара, почему в этом случае допускают весьма низкие отсечки впуска в ц. в. д. Так например, для одного случая катерной машины компаунд, работающей при начальном давлении 100 *ата* и перегреве до 425°, при 500 об/мин., отсечка принята 0,3. В подобного типа машинах встречаются и более низкие цифры (0,2 — 0,3), причем в этих случаях требуется специальная разработка конструкции паровпускных органов.

§ 98. Выбор наиболее выгодного сжатия

Вопрос о наиболее выгодном сжатии в цилиндре может быть решен теоретически следующим образом. Представим себе, что цилиндр машины имеет объем V , причем существует вредное пространство S . Давление пара перед машиной равно p_k и противодействие — p_c (фиг. 184).

Пар занимает в конце впуска в цилиндре объем $V_0 + S$, так что степень впуска равна: $\epsilon = V_0 : V$. Машина обладает неполным расширением. Законы расширения и сжатия считаем подчиняющимися уравнению: $p \cdot v = \text{const}$.

Предположим, что в цилиндре применяется частичное сжатие, установленное с таким расчетом, что по достижении мертвой точки давление в вредном пространстве повышается до величины p_0 . Вследствие сжатия площадь диаграммы уменьшается на величину F_1 , определяемую путем интегрирования:



Фиг. 184.

$$F_1 = \int_{I_c}^{F_0} (v - S) dp = \int_{F_c}^{p_0} v dp - S \cdot \int_{p_c}^{p_0} dp = \int_{F_c}^{p_0} v dp - S(p_0 - p_c).$$

Сжатие подчиняется закону: $S \cdot p_0 = p \cdot v$, откуда:

$$v = \frac{S p_0}{p}$$

Подставляя в предыдущее уравнение, получим:

$$F_1 = S p_0 \int_{p_c}^{p_0} \frac{dp}{p} - S(p_0 - p_c) = S p_0 \ln \frac{p_0}{p_c} - S(p_0 - p_c).$$

К моменту конца сжатия давление во вредном пространстве повышается до величины p_0 . Таким образом при впуске пара затрачивается дополнительная работа для повышения давления во вредном пространстве до котельного, равная:

$$F_2 = S \cdot (p_k - p_0).$$

Частичное сжатие связано с потерей:

$$F_1 + F_2 = Sp_0 \ln \frac{p_0}{p_c} - S(p_0 - p_c) + S(p_k - p_0).$$

Из-за увеличения начального объема пара на величину вредного пространства, как было выяснено выше, получается некоторая дополнительная полезная работа F_3 , определяемая как площадь между кривыми расширения, проведенными в предположении наличия и отсутствия вредного пространства. Эта работа определяется как разность площадей $abcd$ и $abc'd$. При подсчете первой площади мы считаем расширение происходящим так, как это имеет место в действительности, т. е. с учетом совершенного заполнения вредного пространства S паром. Эта площадь получается равной $\int_{V_0}^V p dv$, причем расширение подчиняется закону:

$$p_k \cdot (V_0 + S) = p(v + S),$$

откуда:

$$p = \frac{p_k(V_0 + S)}{v + S}.$$

Отсюда:

$$\int_{V_0}^V p dv = p_k(V_0 + S) \cdot \int_{V_0}^V \frac{d(v + S)}{v + S} = (V_0 + S) p_k \cdot \ln \frac{V + S}{V_0 + S}.$$

Вторая линия расширения (нижняя) проводится в том предположении, что вредное пространство отсутствует. Однако в данном случае необходимо иметь в виду, что благодаря частичному сжатию эффект вредного пространства избегнут не вполне, но лишь уменьшен, так что для дополнения вредного пространства, несмотря на сжатие, требуется работа: $(p_k - p_0) \cdot S$.

Приведя эту работу к полному перепаду давлений $(p_k - p_c)$, мы увидим, что действие частичного сжатия можно рассматривать как уменьшение вредного пространства до величины:

$$\sigma = \frac{(p_k - p_0) \cdot S}{p_k - p_c}.$$

Величина σ определяет новую ось ординат O' , которую и следует принять для отсчета объемов при построении нижней кривой расширения.

В этом случае площадь $abc'd$ определится так: $\int_{V_0}^V p dv'$, причем закон расширения в данном случае будет:

$$(V_0 + \sigma) \cdot p_k = (v' + \sigma) \cdot p,$$

откуда:

$$p = \frac{V_0 + \sigma}{V' + \sigma} \cdot p_k;$$

таким образом:

$$\int_{V_0}^V p dv' = p_k \cdot (V_0 + \sigma) \cdot \ln \frac{V + \sigma}{V_0 + \sigma}.$$

Окончательное выражение работы, потерянной в результате наличия частичного сжатия, вредного пространства и неполного расширения, примет вид:

$$F = F_1 + F_2 - F_3 = Sp_0 \ln \frac{p_0}{p_c} - S(p_0 - p_c) + S(p_k - p_0) - \\ - p_k(V_0 + S) \ln \frac{V + S}{V_0 + S} + p_k(V_0 + \sigma) \ln \frac{V + \sigma}{V_0 + \sigma}.$$

Подставляя выражение σ , получим:

$$F = Sp_0 \ln \frac{p_0}{p_c} - S(p_0 - p_c) + \\ + S(p_k - p_0) - p_k(V_0 + S) \ln \frac{V + S}{V_0 + S} + \\ + p_k \left(V_0 + \frac{p_k - p_0}{p_k - p_c} S \right) \ln \frac{V + \frac{p_k - p_0}{p_k - p_c} S}{V_0 + \frac{p_k - p_0}{p_k - p_c} S}.$$

Приложим полученную формулу к частным случаям.

При отсутствии расширения ($V_0 = V$) и сжатия ($p_0 = p_c$) написанное выражение получит известный вид:

$$F = S \cdot (p_k - p_c).$$

При полном сжатии ($p_0 = p_k$) и полном расширении выражение F изменится следующим образом:

$$F = Sp_k \ln \frac{p_k}{p_c} - S(p_k - p_c) - p_k(V_0 + S) \ln \frac{V + S}{V_0 + S} + \\ + p_k V_0 \ln \frac{V'}{V_0} + A.$$

В этом случае имеет место равенство (для верхней кривой расширения):

$$(V + S)p_c = (V_0 + S)p_k,$$

откуда:

$$\frac{V + S}{V_0 + S} = \frac{p_k}{p_c}.$$

Для нижней кривой расширения окончательный объем V' уже не будет совпадать с V (фиг. 184), но будет иметь место условие:

$$(V_0 + \sigma) \cdot p_k = (V' + \sigma) \cdot p_c$$

или, так как $p_k = p_0$ и $\varepsilon = 0$:

$$V_0 \cdot p_k = V' \cdot p_c,$$

откуда:

$$\frac{V'}{V_0} = \frac{p_k}{p_c}.$$

Вследствие этого выражение F получит вид:

$$F = S \cdot p_k \ln \frac{p_k}{p_c} - S(p_k - p_c) - p_k(V_0 + S) \ln \frac{p_k}{p_c} + p_k V_0 \ln \frac{p_k}{p_c} + A = -S(p_k - p_c) + A.$$

Величина A введена вследствие того, что, вычисляя разность площадей между кривыми расширения указанным выше способом, мы вводим в случае полного расширения лишнюю площадку $fghe$ (фиг. 184), которая определяется без труда на основании законов верхней и нижней линий расширения:

$$\text{пл. } fghe = S(p_k - p_c).$$

В итоге для рассмотренного случая

$$F = 0.$$

Выведенная формула для случая неполного расширения и неполного сжатия указывает, что должно существовать значение p_0 , отвечающее минимуму потери.

Для определения этого минимума следует приравнять нулю производную от F по p_0 :

$$\frac{dF}{dp_0} = 0.$$

Эта производная определится следующим выражением:

$$\frac{dF}{dp_0} = S \cdot \left(\ln \frac{p_0}{p_c} - 1 - \frac{p_k}{p_k - p_c} \ln \frac{V + \frac{p_k - p_0}{p_k - p_c} S}{V_0 + \frac{p_k - p_0}{p_k - p_c} S} + \frac{p_k}{p_k - p_c} \cdot \frac{V - V_0}{V + \frac{p_k - p_0}{p_k - p_c} S} \right).$$

Вводя обозначения степени впуска и вредного пространства в процентах от объема цилиндра:

$$\frac{V_0}{V} = \varepsilon \text{ и } \frac{S}{V} = e,$$

получим следующее выражение:

$$\frac{dF}{dp_0} = S \cdot \left[\ln \frac{p_0}{p_c} - 1 - \frac{p_k}{p_k - p_c} \left(\ln \frac{1 + e \cdot \frac{p_k - p_0}{p_k - p_c}}{\varepsilon + e \cdot \frac{p_k - p_0}{p_k - p_c}} - \frac{1 - \varepsilon}{1 + e \cdot \frac{p_k - p_0}{p_k - p_c}} \right) \right].$$

Для определения наиболее выгодного давления конца сжатия следует приравнять полученную производную нулю.

Решение полученного уравнения возможно лишь графическое, но оно производится без особых затруднений. Как мы видим, наиболее выгодное давление сжатия зависит от степенипуска (или расширения) в цилиндре, от величины вредного пространства, от давления перед цилиндром и от интервала давлений, между которыми работает данный цилиндр.

Так, например, для случая ц. в. д. машины ОСТ: $p_k = 15 \text{ атa}$; $p_e = 5 \text{ атa}$; давлениепуска (конца) = 12 атa ; $\varepsilon = 0,6$ и $e = 0,11$, расчетом получено: $p_0 = 10,0 \text{ ат}$.

Несмотря на то, что в произведенном расчете мы пользуемся для простоты гиперболическим законом расширения и сжатия и пренебрегаем некоторыми реальными условиями работы пара в цилиндре (необратимость процессов, конденсация), указанный метод дает результаты, весьма близкие к рекомендуемым практикой. Интервалы давлений, необходимые для расчета, могут быть взяты из термодинамического расчета по диаграмме $I-S$. Для цилиндра высокого давления следует рекомендовать принимать начальное давление с учетом сопротивления припуске.

§ 99. Прочие элементы парораспределения

Линейное опережениепуска обычно принимается как некоторая часть эксцентриситета и берется для нижней полости значительно большим, чем для верхней. Употребительные нормы линейного опережения (в процентах величины эксцентриситета), а также величиныпредваренияпуска (в градусах отклонения кривошипа от мертвой точки) приведены в следующей таблице:

Таблица 57

Цилиндры	Машины тройного расширения			
	Страна крышки		Страна кривошипа	
	Линейное опережение (в частях r)	Предварениепуска	Линейное опережение (в частях r)	Предварениепуска
Высокого давления .	0,07—0,16	4—10°	0,14—0,22	8—13°
Среднего давления .	0,08—0,19	5—11°	0,155—0,255	9—15°
Низкого давления . .	0,085—0,21	6—12°	0,17—0,3	10—18°

Примечание. Меньшие цифры относятся к тихоходным машинам (80—70 об/мин.) и высшие — к быстроходным (300—350 об/мин.).

Приближенно можно считать, что линейное опережение составляет для малых машин около 2 мм и для больших — до 30 мм. Опережение в нижней полости берется, примерно, в два раза больше, чем в верхней.

Для машины компаунд можно пользоваться приближенно теми же данными, беря соответствующие нормы для цилиндра высокого давления и цилиндра среднего давления.

Предварение выпуска определяется практическими нормами, приведенными в табл. 58.

Таблица 58

Цилиндры	Предварение выпуска (в % хода поршня)
Высокого давления	7—14
Среднего давления	9—18
Низкого давления	11—22

Как и в предыдущем случае, низшие нормы следует относить к тихоходным машинам (и к верхней полости цилиндра) и высшие — к быстроходным (и к нижней полости).

Сжатие выбирается следующим образом: для ц. в. д. — 4—11%, для ц. с. д. — 7—14%, для ц. н. д. — 10—20%.

Высшие нормы берутся для нижней полости и высоких чисел об/мин. Для машин компаунд из-за больших разностей давлений в цилиндрах по сравнению с машинами тройного расширения, нормы сжатия принимаются несколько более высокими, чем в этих последних.

§ 100. Определение сечений паровых каналов и масштаба диаграммы Цейнера для плоского золотника

Сечение каналов для прохода пара в различных частях машины определяется, исходя из расчета среднего объема, описываемого поршнем проектируемого цилиндра. Уравнение протекания пара через канал может быть написано в следующем виде:

$$F \cdot v_m = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot C_m$$

где: F — площадь сечения парового канала в $см^2$,

v_m — средняя скорость пара в канале в $м/сек$,

C_m — средняя скорость поршня в $м/сек$.

$$C_m = \frac{H \cdot n}{30}, \text{ где } H — \text{ход поршня.}$$

Принимаемые при проектировании машин величины допустимых скоростей пара устанавливаются из условия практически допустимых потерь от сопротивлений, встречаемых паром при проходе через каналы.

Употребительные величины v_m приведены в табл. 59.

Таблица 59

		Средняя скорость v_m в м/сек
В трубах свежего пара		30—40
В паровпускных каналах		
	ц. в. д.	25—30
	ц. с. д.	30—36
	ц. н. д.	36—42
В ресиверных трубах:		
из ц. в. д.	в ц. с. д.	20—24
" ц. с. д.	" ц. н. д.	24—28
" ц. н. д.	" холод	29—34

Расчетное сечение 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 каналов полагают равной: $b = 0,85 \div 0,95 D$ (где D — диаметр цилиндра).

Таким образом:

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

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

$$a_0 = \text{от } 1,05 \text{ до } 1,10 a.$$

Высота канала в золотниковом зеркале a проектируется с таким расчетом, чтобы при крайнем положении золотника наибольшее открытие окна m составляло (в среднем для верхней и нижней полостей):

Для золотника	ц. в. д.	$m = 0,7 - 0,8 a$
"	ц. с. д.	$m = 0,6 - 0,75 a$
"	ц. н. д.	$m = 0,6 - 0,7 a$

Это требование ставится условием выпуска пара, требующего, как указывает цейнеровская диаграмма, значительно большего

открытия окна, чем для впуска (что необходимо вследствие увеличения удельного объема пара после его расширения в цилиндре).

Обращаясь к диаграмме Цейнера (или другой ей подобной, например мюллеровской), мы видим, что произведенный расчет сечения каналов и золотниковых окон дает возможность установить абсолютную величину наибольшего открытия паровпускного окна m , определяющуюся нами ранее в произвольном масштабе.

Это поясняется следующим примером: пусть расчетом сечений каналов определено, что наибольшее открытие окна m должно быть равно 46 мм; по диаграмме же Цейнера та же величина, измеренная в масштабе диаграммы, оказалась равной для верхней полости 22,5 мм и для нижней — 26 мм, что в среднем дает 24,5 мм. Отсюда 1 мм диаграммы отвечает $\frac{46}{24,5} = 1,9$ мм натуральной величины. Определение масштаба диаграммы позволяет установить также абсолютную величину перекрышей и эксцентриситета.

Получаемые путем описанного расчета масштабы диаграмм и величины эксцентриситетов в случае машин многократного расширения, оказываются различными для различных цилиндров. В то же время практические условия предъявляют к машине следующие требования:

- 1) чтобы величина эксцентриситета не была чрезмерно велика (во избежание излишнего трения и износа золотникового механизма);
- 2) чтобы эксцентрики всех цилиндров были одинаковы, что дает возможность иметь на борту судна меньшее количество запасных эксцентриков.

Указанные требования приводят к некоторому изменению деталей расчета величины общего для всей машины эксцентриситета и определяют выбор системы золотника.

§ 101. Выравнивание эксцентриситетов отдельных цилиндров машин многократного расширения и выбор типа золотников

Величина эксцентриситета по Бауэру выбирается, вообще говоря, таким образом, чтобы отношение r к высоте золотникового окна a лежало в пределах:

$$\frac{r}{a} \leq 1,4.$$

Если золотниковые диаграммы удовлетворяют этому условию, является возможным применить обыкновенный плоский золотник с перекрышами, либо поршневой золотник (высокие значения величины отношения $r:a$ являются признаком нерационального использования хода золотника для требуемого открытия канала,

благодаря чему эксцентриковый привод испытывает большое трение). Однако при отсечках впуска 0,5—0,65 от указанной нормы приходится отступать.

При невозможности удовлетворить условию $r:a=1,4$ как обыкновенные плоские золотники, так и поршневые не применяются, так как недостаточно выгодно используют ход золотника для требуемой величины открытия окна. В этом случае более применимы золотники с двойным впуском пара.

Однако следует отметить, что величина предельного отношения $r:a$, рекомендуемая Бауэром, применима лишь при поздних отсечках впуска; при ранних же отсечках (порядка 0,5—0,6) соблюдение условия $r:a < 1,4$ затруднительно, и приходится повышать это отношение до 1,6—1,8.

Таким образом при проектировании машины следует рекомендовать первоначально произвести построение золотниковых диаграмм для плоских золотников нормального типа и из анализа полученных результатов вывести заключение о необходимости применения золотников тех или иных специальных систем.

Максимальная абсолютная величина применяемого практически эксцентриситета в стационарных машинах не превосходит 100 мм. В крупных морских машинах эта норма однако может быть превзойдена (до 150—200 мм).

В случае, когда отношение $r:a$ для всех цилиндров не выходит из допустимых пределов и абсолютная величина эксцентриситета не является чрезмерно большой, можно применить обыкновенные плоские или цилиндрические золотники. Как правило, поршневые или цилиндрические золотники применяют в цилиндре высокого давления и цилиндре среднего давления и плоские — в цилиндре среднего давления и цилиндре низкого давления.

При проектировании следует стремиться к тому, чтобы эксцентрики всех золотников были взаимно заменяемы, что становится возможным в том случае, когда эксцентриситет всех золотников одинаков. При небольшом различии величины эксцентриситетов отдельных цилиндров можно принять для всех золотников некоторое среднее значение эксцентриситета r . Определив после этого вновь полученные масштабы золотниковых диаграмм, следует произвести проверку скоростей пара в паровых каналах.

При значительном различии величины эксцентриситетов золотников отдельных цилиндров возможно также воспользоваться изменением диаметров цилиндрических золотников или изменением ширины плоских, чем можно достигнуть изменения в желаемом направлении величины того или иного эксцентриситета при условии сохранения прежних площадей для прохода пара.

Диаметры цилиндрических золотников принимают в пределах от 0,4 до 0,7 диаметра цилиндра. В тех случаях, когда отношение

r : a получается выходящим из указанных выше пределов, для тех цилиндров, где это имеет место, необходимо применить золотники с крышками Трика или Пенна, произведя после этого описанное точное согласование эксцентриситетов всех цилиндров между собой. Разница в величине эксцентриситетов может быть допущена только в исключительных случаях.

Пример

При проектировании плоских золотников машины тройного расширения получились следующие данные:

	Ц. в. д.	Ц. с. д.	Ц. н. д.
Отношение объемов цилиндров (принято)	1	2,6	6,8
Скорость в паровпускных каналах (принято)	27	33	38 м/сек
Ширина каналов золотников (принято)	$0,85D_h$	$0,85D_m$	$0,85D_n$
a (определено)	72	79	103 мм
Отношение $\frac{\text{наиб. открыт. окна}}{\text{длина окна}}$ (принято)	0,75	0,67	0,65
r (определено по масштабу диаграммы)	90	120	180 мм
$r:a$	1,25	1,52	1,8

Золотник цилиндра высокого давления вполне удовлетворяет нормальным условиям, почему может быть выполнен плоским либо простым поршневым. Диаметр поршневого золотника ц. в. д. должен быть теоретически равен:

$$D'_h = \frac{0,85 D_h}{\pi}$$

Практически, как указывалось выше, необходимо увеличить площадь для прохода пара на 10—30% и, кроме того, учесть загромождение площади окон перемычками, уменьшающими площадь для прохода на 25—35%, принимая вследствие этого общее необходимое увеличение диаметра в $1,25 \times 1,35 = 1,7$ раза; получаем:

$$D'_h = \frac{1,7 \cdot 0,85}{\pi} \cdot D_h = 0,46 \cdot D_h$$

При этом величину эксцентриситета сохраняем прежней ($r = 90$ мм). Для цилиндра низкого давления очевидно, необходимо поставить золотник типа Пенна. Эксцентриситет этого золотника округляем до той же величины, что и для цилиндра высокого давления (90 мм).

Условия для проектирования золотника цилиндра среднего давления получились весьма неблагоприятными, так как постановкой пятипролетного или триковского золотника мы чрезмерно уменьшаем эксцентриситет, постановкой же поршневого золотника уве-

личенного диаметра можем лишь понизить до желательного предела абсолютную величину эксцентриситета, но не избегаем ненормального отношения $r:a$. Вследствие этого для золотника среднего давления приходится уменьшить отношение наибольшего открытия окна к длине окна до допустимых пределов (допускается до 0,6); тогда отношение $r:a$ понижается до:

$$r:a = 1,52 \cdot \frac{0,6}{0,67} = 1,36,$$

что дает возможность применить обыкновенный плоский или предпочтительнее поршневой золотник.

Эксцентриситет золотника среднего давления получается теперь равным:

$$r' = 120 \cdot \frac{0,6}{0,67} = 107,5 \text{ мм.}$$

Для понижения до требуемой общей с прочими золотниками величины 90 мм ширину паровых каналов следовало бы увеличить (для плоского золотника) до:

$$0,85 \cdot \frac{107,5}{90} D_m = 1,015 D_m$$

Соответственно этому поршневой золотник должен иметь диаметр:

$$d_m = 0,85 \frac{1,25 \cdot 1,35}{\pi} \cdot \frac{1,015}{0,85} = 0,505 D_m,$$

где: 1,25 — поправочный коэффициент, вводимый для площади паровых каналов при употреблении поршневых золотников; 1,35 — коэффициент увеличения диаметра от загромождения окон поршневого золотника перемычками.

Таким образом окончательно выбираются следующие данные для золотников проектируемой машины:

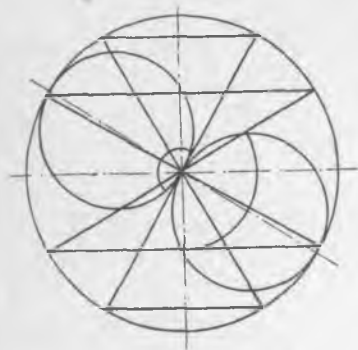
Тип золотника	Ц. в. д.	Ц. с. д.	Ц. н. д.
	поршневой нормальный	поршневой нормальный	Пенна
Эксцентриситет	90 мм	90 мм	90 мм
Диаметр золотника (или ширина)	0,46 D_h	0,505 D_m	0,85 D_n
Отношение $r:a$	1,25	1,36	0,9

Полученные результаты следует считать нормальными.

§ 102. Определение элементов парораспределения золотниковых машин по диаграммам

Элементы парораспределения, вообще говоря, могут быть определены по индикаторным диаграммам. Так, например, моменты впуска, выпуска и сжатия отмечены на фиг. 177 на диаграммах, снятых на испытании с ц. в. д. машины ОСТ.

Однако этот способ не является точным, так как в действительных



Фиг. 185.



Фиг. 186.

диаграммах переходы между отдельными периодами сглаживаются и не имеют резко очерченных разграничительных точек. Ввиду этого экспериментальное определение моментов парораспределения удобно производить по индикаторным диаграммам, снятым по ходу золотника, т. е. с присоединением индикаторного привода не к штоку поршня, но к штоку золотника.



Фиг. 187.

Между положением золотника и положением поршня имеется определенная кинематическая зависимость, которая может быть получена из золотниковой диаграммы, как это иллюстрировано фиг. 185 и 186.

Кривая положений золотника в функции от положений поршня может быть получена и непосредственно на испытании, отмечая отклонения какой-либо точки штоков поршня и золотника.

на испытании, отмечая отклонения какой-либо точки штоков поршня и золотника.

Индикаторная диаграмма, снятая по ходу золотника, имеет вид, изображенный на фиг. 187.

В момент начала впуска давление в цилиндре резко возрастает, что обнаруживается на диаграмме характерным изломом (точка *a*). На вертикали над этой точкой лежит точка *b*, определяющая момент отсечки впуска. Точно так же отмечается точка начала сжатия *c* и лежащая на вертикали над ней точка *d*, отвечающая предварению выпуска. Снося указанные моменты по горизонтали на обычную индикаторную диаграмму, определяют более или менее точно моменты парораспределения в процентах от хода поршня. Если дополнительно была снята диаграмма взаимных положений золотника и поршня, то моменты парораспределения уточняются еще более, причем может быть определено также линейное опережение впуска. Диаграмма фиг. 187 определяет также величину наибольшего открытия окон для впуска (отрезок *s*).

ГЛАВА VIII

КОНДЕНСАЦИЯ СУДОВЫХ МАШИН И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛА В ПАРОВЫХ УСТАНОВКАХ

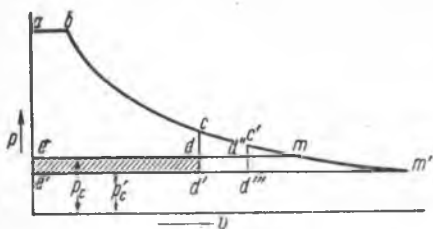
§ 103. Общий принцип работы конденсационных устройств

Выше при разборе рабочего процесса паровой машины нами были установлены следующие общие принципы конденсации паровых машин:

1. Процесс конденсации является неизбежным следствием замкнутого рабочего процесса, ввиду чего все паровые механизмы должны работать с конденсацией.

2. Величина давления в конденсаторе выбирается в зависимости от степени расширения пара в машине; при высоком вакууме затрачивается тепло на дополнительный подогрев питательной воды, который в случае большой неполноты расширения может вызвать потерю, превышающую приращение площади рабочего цикла (фиг. 27 и 188). Охлаждение отработавшего пара или, точнее, отнятие от него скрытой теплоты парообразования производится холодной забортной водой, подаваемой в конденсатор в избыточном количестве. Существуют две системы конденсации — смешивающая и поверхностная: в первой пар и охлаждающая вода смешиваются друг с другом и во второй охлаждающая вода проводится через батарею латунных трубок с толщиной стенки от 1 до 2 мм (при диаметре 16 или 19 мм); отработавший пар обтекает трубчатую батарею и конденсируется, встречая холодную металлическую поверхность стенок.

В первом случае смесь конденсата и охлаждающей воды отводится за борт; во втором же конденсат сохраняется и направляется вновь для питания котлов. Преимущество смешивающей (инжекционной) системы состоит в ее простоте, компактности и сокращении числа насосов. Недостатком же является необходимость питания котлов водой из-за борта или из запасной цистерны. В условиях морского плавания забортное питание вообще невозможно; питание из цистерн в этом случае также неосуществимо ввиду необходимости иметь на борту огромные запасы пресной воды. Поэтому на морских судах распространена исключительно поверхностная система конденсации (за исключением мелких портовых судов, питаемых иногда из-за борта и производящих ежедневную



Фиг. 188.

смену воды в котлах). На речных судах обычно применяется инжекционная конденсация; однако и в этом случае следует иметь в виду то обстоятельство, что всякая пресная вода несет с собой в котел накипеобразующие вещества. Вследствие этого конденсат является особо ценным, так как представляет собой дистиллат и

никаких накипеобразующих веществ в себе не имеет. Помимо этого, сохранение конденсата, имеющего повышенную температуру (40—50°), приводит к экономии тепла.

В дальнейшем в нашем изложении мы будем иметь в виду преимущественно поверхностную конденсацию.

§ 104. Процессы, происходящие в поверхностном конденсаторе

Процессы, происходящие в поверхностном конденсаторе, состоят в следующем:

- 1) конденсация пара,
- 2) охлаждение воздуха,
- 3) охлаждение конденсата,
- 4) переохлаждение конденсата и
- 5) сжатие воздуха.

Для разъяснения сути этих процессов необходимо вспомнить, что одновременно с паром в конденсат попадает некоторое количество воздуха. Проникание воздуха обусловливается различными причинами:

- 1) неплотностями соединений трубопровода отработавшего пара;

2) неплотностью уплотнительной втулки штока ц. н. д.;

3) наличием растворенного воздуха в питательной воде в цистернах, вводимой добавочно в котел для возмещения утечек пара в машине;

4) периодическим насыщением конденсата воздухом под давлением атмосферы после выкачивания его в питательную цистерну или так называемый теплый ящик.

Количество попадающего в конденсатор воздуха не поддается теоретическому учету и зависит от состояния и исправности установки. По данным Бауэра, это количество может быть принято в процентах от веса конденсируемого пара следующим:

для малых машин коммерческих судов	0,1 — 0,2%
„ крупных машин пассажирских судов	0,07 — 0,25%
„ военных судов с паровыми машинами	0,07 — 0,2%

По Hoefler, рекомендуется количество воздуха, попадающего в конденсатор, определять по следующим формулам:

для турбинных установок:

$$G_l = 3 + 4,5 \left(\frac{D}{10\,000} \right)^{0,9} \text{ кг/час,}$$

где D — расход пара в турбинах;

для паровых машин Hoefler считает:

$$G_l = 10 + \frac{D}{1000} \text{ кг/час.}$$

В среднем количество воздуха может быть принято равным 1 кг на 1 т пара. В присутствии воздуха в конденсаторе находятся не чистые пары воды, но паровоздушная смесь, что существенно изменяет характер протекающих в конденсаторе процессов. Для разъяснения их сущности необходимо применить к анализу закон смешения газов, установленный Дальтоном. Применительно к данной задаче этот закон может быть выражен следующей формулой:

$$P_c = P_d + P_v$$

где: P_c — общее давление в конденсаторе, измеряемое вакуумметром;

P_d — частное или парциальное давление паров воды;

P_v — давление (парциальное) воздуха.

Общее давление в конденсаторе P_c всюду одинаково. Величина же парциальных давлений паров и воздуха зависит от относительного весового содержания их в смеси. При входе в конденсатор относительное содержание воздуха ничтожно, так что в этом месте $P_l \approx 0$ и $P_d \approx P_c$. Измерив температуру при входе, мы найдем, что таковая отвечает по таблицам паров давлению, равному P_c . По мере продвижения через трубчатую батарею пар конденсируется,

так что его относительное количество в смеси понижается, вместе с чем понижается и парциальное давление P_d . Давление же воздуха возрастает, так как в сумме всегда имеет место условие:

$$P_d + P_l = P_c.$$

Таким образом у выхода из конденсатора смесь состоит почти целиком из воздуха и здесь имеют место следующие условия:

$$P_l \approx P_c \text{ и } P_d \approx 0,$$

т. е. воздух подвергается в конденсаторе сжатию. Температура, измеренная у выхода из конденсатора, отвечает по таблицам паров уже не давлению P_c , но давлению P_d паров воды в этом месте. Помимо указанного давления сжатия, воздух в конденсаторе охлаждается. Обратившись к основному характеристическому уравнению газов, можно заключить, что объем воздуха, после протекания его в конденсаторе, уменьшается:

$$V = \frac{R \cdot T}{p}.$$

Сокращение объема является желательным для уменьшения размеров воздушного насоса; отсюда следует, что воздух должен отсасываться из самого холодного места конденсатора.

Конденсация пара, протекающая согласно циклу Рэнкина изотермически, в присутствии воздуха проходит с понижением температуры, т. е. с охлаждением.

Вследствие этого при наличии воздуха мы не можем получить конденсат при теоретически достижимой температуре, соответствующей давлению пара после машины. Другими словами, конденсат в конденсаторе охлаждается.

Помимо этого, капли конденсата, образующиеся на верхних трубках, падая вниз, обтекают следующие холодные трубки и передают им часть тепла. Такое переохлаждение конденсата является вредным и приводит к принципу желательности отбора конденсата в наиболее теплом месте конденсатора.

В обычных установках отбор конденсата и воздуха производится одновременно одним и тем же общим, так называемым мокровоздушным насосом. Обеспечивая отсасывание воздуха при наименьшем объеме, такой метод приводит к получению конденсата пониженной температуры.

§ 105. Основные характеристики работы конденсатора

Этими характеристиками являются:

1. Абсолютное давление в конденсаторе или вакуум. Это давление измеряется либо в нормальных барометрических атмосферах

(760 мм Hg), либо в кг/см^2 . Если показание ртутного барометра равно B мм Hg, а показание ртутного или пружинного манометра — b мм, то давление в холодильнике равно $\frac{B-b}{736} \text{ кг/см}^2$ или

$\frac{B-b}{760}$ барометрических атмосфер. Часто вместо давления вводят понятие вакуума; последний указывает разрежение в конденсаторе в процентах от барометрической атмосферы.

Величина вакуума для прежних обозначений определяется формулой:

$$V = \frac{b}{760} \cdot 100\%$$

Для более точного расчета вместо цифры 760 мм следует подставить величину истинного барометрического давления.

2. Нагрузка охлаждающей поверхности. Под нагрузкой подразумевают количество килограммов пара, конденсируемого на 1 м^2 охлаждающей поверхности в час.

Рациональный выбор этой величины зависит от разнообразных факторов: конструкции конденсатора и распределения в нем пара, температуры и расхода охлаждающей воды, количества воздуха и пр. В среднем для паровых машин при не особенно низких давлениях Noefel рекомендует нагрузку принимать от 80 до 100 кг/час и при высоких вакуумах (в турбинных установках) — от 50 до 60, иногда выше.

3. Кратность охлаждения или отношение расхода охлаждающей воды к расходу пара. Эта величина в основном зависит от величины вакуума и количества поступающего в конденсатор воздуха. Для паровых машин кратность охлаждения принимают от 25 до 40 и для турбин — от 50 до 70.

4. Теоретический расход охлаждающей воды определяется условием нагрева воды до температуры, соответствующей давлению пара после машины. Обозначив через t_a и t_e температуры выходящей и входящей охлаждающей воды, через t_c — температуру пара и расход воды — через Q кг/час , теоретический расход Q_t определится выражением:

$$Q_t = Q \cdot \frac{t_a - t_e}{t_c - t_e}$$

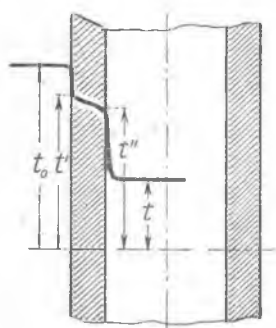
Отношение $Q_t:Q$ характеризует степень использования охлаждающей поверхности. При отсутствии всяких сопротивлений передаче тепла (накипи, воздушных мешков и пр.) и при абсолютной теплопроводности материала трубок коэффициент расхода может достичь единицы.

§ 106. Условия передачи тепла в конденсаторе

Передача тепла от паровоздушной смеси к охлаждающей воде в конденсаторе определяется сопротивлением при переходе тепла от смеси к стенке трубки, при проходе внутри металла стенки и при передаче от внутренней стенки к охлаждающей воде. Передача тепла происходит одновременно от конденсирующегося пара, воздуха и обращенного в воду конденсата. Ввиду сложности одновременного учета всех этих факторов мы рассмотрим сперва простейшие случаи передачи теплоты от паров к воде через плоскую и цилиндрическую стенки.

§ 107. Передача тепла через плоскую стенку

Обращаясь к фиг. 189, введем следующие обозначения:



Фиг. 189.

t_0 — температура пара,
 t' — температура наружной стенки,
 t'' — температура внутренней стенки,
 t — температура охлаждающей воды.

Таким образом при передаче тепла к воде имеют место три термических сопротивления, вызывающие следующие падения температур:

$$\begin{aligned} t_0 - t', \\ t' - t'', \\ t'' - t. \end{aligned}$$

Принимая подтверждаемую опытом линейную зависимость между количеством проходящего через 1 м² поверхности в час тепла (в кал) и указанными падениями температур, мы получаем следующие выражения для Q :

$$Q = \alpha_1 (t_0 - t') = \frac{\lambda}{\delta} (t' - t'') = \alpha_2 (t'' - t),$$

где:

α_1 — коэффициент теплопередачи от смеси к внешней поверхности стенки трубки,

α_2 — коэффициент теплопередачи от внутренней поверхности стенки к воде,

λ — коэффициент теплопроводности металла трубки,

δ — толщина стенки трубки в м.

Обратные величины $\frac{1}{\alpha_1}$, $\frac{1}{\alpha_2}$, $\frac{\delta}{\lambda}$ могут быть названы коэффициентами сопротивления передаче тепла.

Написав уравнение теплопередачи в отдельные периоды:

$$Q \cdot \frac{1}{\alpha_1} = t_0 - t'; \quad Q \cdot \frac{\delta}{\lambda} = t' - t''; \quad Q \cdot \frac{1}{\alpha_2} = t'' - t$$

и сложив их, приходим к выражению:

$$Q = \frac{t_0 - t}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} = K(t_0 - t),$$

где

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}}$$

представляет общий коэффициент передачи тепла от смеси к охлаждающей воде.

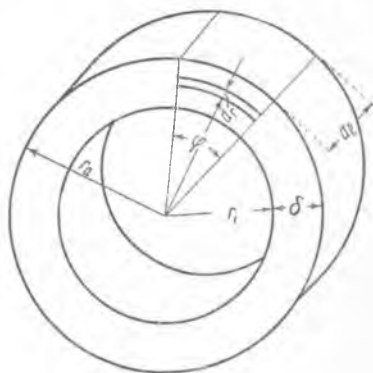
§ 108. Передача тепла через цилиндрическую стенку (фиг. 190)

Трубки конденсатора имеют цилиндрическую форму, почему выведенное выше выражение коэффициента теплопередачи в применении к данному случаю должно быть изменено. Выделим из стенки элемент длиной dl , ограниченный двумя проходящими через ось трубки плоскостями, образующими между собой угол φ . Придерживаясь принятых в предыдущем параграфе обозначений, мы по предыдущему можем установить, что наружной стенке передается количество теплоты:

$$dQ = \alpha_1 \cdot r_a \cdot \varphi \cdot dl \cdot (t_0 - t')$$

и от внутренней стенки передается воде количество теплоты:

$$dQ = \alpha_2 \cdot r_i \cdot \varphi \cdot dl \cdot (t'' - t).$$



Фиг. 190.

Выделив из вырезанного объема слой толщиной dr (на радиусе r), также на основании выводов предыдущего параграфа заключаем, что через указанный слой передается путем теплопроводности то же количество тепла dQ :

$$dQ = r \cdot \varphi \cdot dl \cdot \frac{\lambda}{dr} \cdot dt,$$

откуда:

$$dt = \frac{dQ}{\varphi \cdot \lambda \cdot dl} \cdot \frac{dr}{r};$$

интегрируя последнее выражение в пределах от t' до t'' , находим:

$$t' - t'' = \frac{dQ}{\varphi \cdot \lambda \cdot dl} \cdot \ln \frac{r_a}{r_i},$$

т. е.

$$dQ = \frac{\varphi \cdot \lambda \cdot dl}{\ln \frac{r_a}{r_i}} \cdot (t' - t'').$$

Производим преобразование, как в предыдущем параграфе; получаем:

$$dQ = \varphi \cdot dl \cdot (t_0 - t) \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 r_a} + \frac{\ln \frac{r_a}{r_i}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 r_i}}.$$

Относя охлаждающую поверхность к среднему радиусу трубки $r_m = \frac{r_a + r_i}{2}$, мы можем написать:

$$dQ = r_m \cdot \varphi \cdot dl \cdot \frac{1}{r_m \left(\frac{1}{\alpha_1 r_a} + \frac{\ln \frac{r_a}{r_i}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 r_i} \right)} \cdot (t_0 - t) = ds \cdot K' \cdot (t_0 - t),$$

где ds — элемент охлаждающей поверхности трубок, отнесенный к их среднему радиусу.

Таким образом коэффициент передачи тепла определяется в данном случае выражением:

$$K' = \frac{1}{r_m \left(\frac{1}{\alpha_1 r_a} + \frac{\ln \frac{r_a}{r_i}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 r_i} \right)}.$$

Для количественной оценки влияния кривизны в табл. 60 приведены результаты расчета коэффициента теплопередачи при следующих данных:

$$\alpha_1 = 10\,000 \text{ кал/м}^2\text{час},$$

$$\alpha_2 = 2000,$$

$$\lambda = 80,$$

$$r_a = 8 \text{ мм.}$$

Коэффициент K	Толщина стенки в $мм$				
	0,5	1	2	3	6
Плоская стенка	1650	1640	1615	1610	1600
Цилиндрическая стенка $r_0 = 8 \text{ мм}$	1620	1585	1470	1330	1200

§ 109. Принцип параллельного тока и противотока

Рассматривая явление передачи тепла через стенку от одной движущейся жидкости к другой, мы можем представить себе их движение параллельным или противоположным. Изучим оба указанных случая отдельно.

Параллельный ток (фиг. 191): одна из обменивающихся теплом жидкостей имеет температуру t_k , понижающуюся от t_{k_1} до t_{k_2} . Часовой расход первой жидкости пусть будет D кг и второй W кг. В таком случае через элемент поверхности dF передается в час количество теплоты:

$$dQ = D \cdot dt_k = W \cdot dt_w.$$

Помимо этого, можно написать, что

$$dQ = k \cdot dF \cdot (t_k - t_w),$$

где k — коэффициент передачи тепла от одной жидкости к другой.

Обозначим разность температур $t_k - t_w$ через x ; тогда при параллельном токе:

$$dx = dt_k = dt_w = \frac{dQ}{D} + \frac{dQ}{W} = \frac{W+D}{W \cdot D} \cdot dQ.$$

Приняв во внимание написанное выше уравнение передачи тепла, получим:

$$dF = \frac{W \cdot D}{(W+D) \cdot k} \cdot \frac{dx}{x}.$$

Интегрируя это выражение, получаем:

$$F = \frac{W \cdot D}{(W+D) \cdot k} \cdot \ln \frac{t_{k_1} - t_{w_2}}{t_{k_2} - t_{w_1}};$$

вводя

$$D = \frac{Q}{t_{k_1} - t_{k_2}} \quad \text{и} \quad W = \frac{Q}{t_{w_2} - t_{w_1}}$$

в предыдущую формулу, имеем:

$$F = \frac{Q}{k} \cdot \frac{\ln \frac{t_{k_1} - t_{w_2}}{t_{k_2} - t_{w_1}}}{(t_{k_1} - t_{w_2}) - (t_{k_2} - t_{w_1})}.$$

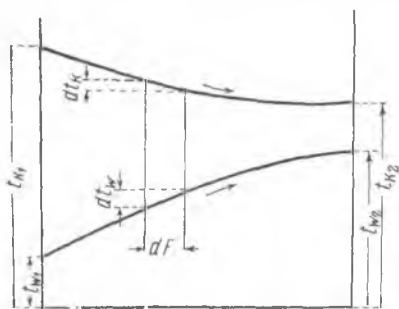
Аналогичный вывод для случая противотока (фиг. 192) приводит к следующему выражению величины охлаждающей поверхности (при $D < W$):

$$F = \frac{Q}{k} \cdot \frac{\ln \frac{t_{K1} - t_{W2}}{t_{K2} - t_{W1}}}{(t_{K1} - t_{W2}) - (t_{K2} - t_{W1})}$$

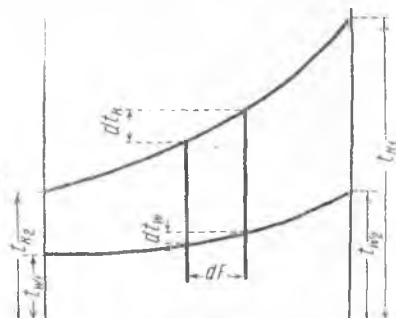
Из обеих формул видны следующие особенности рассмотренных методов направления жидкостей:

1. Необходимая для охлаждения до определенной температуры поверхность при противотоке меньше, чем при параллельном токе.

2. При параллельном токе отдающая теплоту жидкость может быть охлаждена лишь до температуры выходящей охлаждающей воды. При противотоке, напротив, при бесконечной поверхности возможно охлаждение до начальной температуры охлаждающей воды.



Фиг. 191.



Фиг. 192.

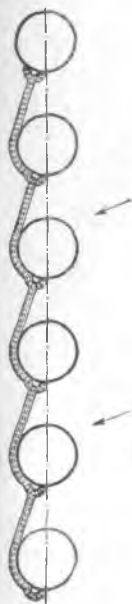
В конденсационных установках количество охлаждающей воды по отношению к охлаждаемой смеси очень велико, ввиду чего существенного различия при параллельном токе и противотоке не получается. В случае одновременного отсасывания воздуха и конденсата обычно применяется противоток (с целью сокращения поверхности). При раздельном отсасывании конденсат желательно сохранить при наивысшей возможной температуре, так как он утилизируется для питания котлов. Поэтому здесь для охлаждения воздуха применяется противоток и для конденсата — по возможности параллельный ток, что и осуществляется в так называемых регенеративных конденсаторах (см. ниже).

§ 110. Передача тепла от пара к наружной стенке охлаждающей трубки

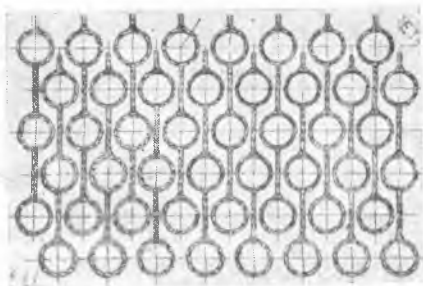
Формулы для определения коэффициента α_1 были выведены Нуссельтом, но являются непрактичными для вычислений по своей сложности. В основном Нуссельт установил зависимость α_1 от теплоты

испарения жидкости, ее удельного веса, вязкости, теплопроводности и температуры стенки. Как показали исследования Нуссельта, значительные сопротивления передаче тепла оказывает слой жидкого конденсата, обволакивающего охлаждающие трубки ввиду плохой теплопроводности охлаждающей воды, коэффициент λ_w которой по исследованиям Ясобо в пределах температур $0 - 80^\circ$ выражается формулой:

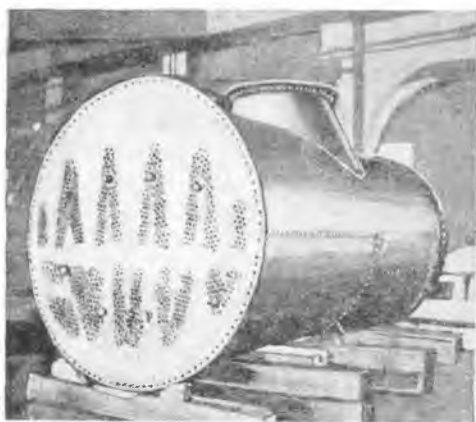
$$\lambda_w = 0,477 (1 + 0,00298 \cdot t).$$



Фиг. 193.



Фиг. 194.



Фиг. 195.

Однако толщина этого слоя трудно поддается учету, так как она различна в различных местах конденсатора (в начале и конце охлаждающей поверхности).

Стремление удалить этот слой привело французского конструктора Жинаба к идее измененного расположения трубок (фиг. 193) в противоположность обычному расположению (фиг. 194). При расположении Жинаба падающие капли конденсата обтекают лишь часть поверхности трубок, отчего уменьшается сопротивление прохождению тепла.

Конструкция конденсата Жинаба изображена на фиг. 195.

Данные испытания одного конденсатора этой системы, параллельно проведенного с испытанием такого же конденсатора с обычным расположением трубок, позволяют заключить о действительной целесообразности расположения трубок по системе Жинаба.

Приводим эти данные:

Таблица 61

	Конденсатор Жинаба	Нормальн. конденсатор
Нагрузка конденсатора, кг	27 400	27 000
Расход пара, кг/час	138 000	131 000
Т-ра входящей охлаждающей воды	7	6
" выходящей	11,5	10,3
" пара при входе в конденсатор	23	27,2
Вакуум, %	97,3	96,6
Т-ра конденсата	16,5	10,8

Ввиду сложности теоретического учета коэффициента α_1 Нофер рекомендует на основании анализа современных экспериментальных исследований принимать его равным 12 000 — 14 000 кал/м²час°С.

§ 111. Коэффициент передачи тепла через стенку охлаждающей трубки

Коэффициент передачи тепла через стенку охлаждающей трубки является функцией толщины стенки и коэффициента теплопроводности металла. При наличии изолирующих осадков на наружной и внутренней поверхностях коэффициент сопротивления потоку тепла может быть выражен так:

Таблица 62

	φ
Алюминий	175
Красная медь	320—345
Латунь	50—100
Никель	50
Железо	50—60
Котельный камень	2
Масляные осадки	0,1

$$\frac{1}{\frac{\lambda_1}{\delta_1} + \frac{\lambda_2}{\delta_2} + \dots}$$

где: $\lambda_1, \lambda_2, \dots$ — коэффициенты теплопроводности отдельных слоев и $\delta_1, \delta_2, \dots$ — их толщины.

Данные относительно величины λ приведены в табл. 62.

Из данных таблицы следует, какое громадное значение имеет загрязнение стенок трубок накипью и масляными осадками.

§ 112. Передача тепла от внутренней стенки трубки к охлаждающей воде

Характер передачи тепла от стенки к воде очень сложен и определяется гидродинамическими условиями течения воды в трубке. При незначительных скоростях воды поток имеет так называемый слойчатый или ламинарный характер.

В этом случае вода течет телескопическими слоями, с постепенным возрастанием скорости к оси трубки. Обмена частицами воды между центральными точками сечения и периферийными нет, ввиду чего передача тепла от слоя к слою происходит лишь путем теплопроводности. По достижении скоростью так называемой критической величины поток принимает вихревой или турбулентный характер, при котором средняя скорость во всем сечении становится постоянной, частицы же воды описывают неправильные пути, от стенки трубки к оси и обратно. Передача тепла при этом становится более энергичной. Предел критической скорости достигается, по Рейнольдсу, при скорости

$$v_{kp} = \frac{1}{278 \cdot P \cdot d},$$

где $P = 1 + 0,0336 \cdot t + 0,000221 \cdot t^2$; здесь t — температура воды; d — диаметр трубки в свету в m .

Однако и по достижении критической скорости непосредственно у стенки остается тонкий слой, имеющий благодаря трению весьма незначительную скорость.

Этот слой, передача тепла через который происходит путем теплопроводности, представляет большое сопротивление тепловому потоку. Выбираемая скорость воды в трубках во всяком случае превосходит критический предел (что обычно соблюдается при скорости $0,7—0,8$ м/сек). Дальнейшее увеличение скорости приводит к излишнему возрастанию мощности циркуляционного насоса.

В отношении коэффициента α_2 имеются многочисленные теоретические и опытные исследования. Наиболее тщательно произведенные опыты Зеннекена привели к следующей зависимости (для латунных трубок):

$$\alpha_2 = 2120 \cdot \frac{v^{0,87}}{d^{0,13}};$$

здесь: v — скорость воды в трубках в м/сек,
 d — внутренний диаметр трубок в m .

Эта формула указывает, что для усиления теплопередачи необходимо применять трубки возможно меньшего диаметра, что сокращает необходимую охлаждающую поверхность.

Однако чрезмерно малые трубки имеют и отрицательные стороны, так как способствуют отложению накипи и затрудняют очистку.

§ 113. Расчет охлаждающей поверхности с учетом передачи тепла от пара, воздуха и конденсата

В конденсаторах, как мы указывали выше, происходят одновременно: конденсация пара, охлаждение воздуха и охлаждение конденсата. Для расчета охлаждающей поверхности обычно принимается предположение, что эти три явления происходят раздельно, ввиду чего полная охлаждающая поверхность будет:

$$F = F_1 + F_2 + F_3,$$

где F_1 , F_2 и F_3 — поверхности, необходимые для конденсации и охлаждения воздуха и конденсата.

Обозначим через: Q_1 , Q_2 и Q_3 — потребные для этого количества тепла;

t_a — переменную температуру в конденсаторе, соответствующую парциальному давлению пара в его различных частях;

k_1 , k_2 и k_3 — коэффициенты теплопередачи от пара, воздуха и конденсата.

Тогда, выделив элемент поверхности $dF = dF_1 + dF_2 + dF_3$, мы можем написать следующие уравнения передачи тепла:

$$dQ_1 = dF_1 \cdot k_1 \cdot (t_a - t);$$

$$dQ_2 = dF_2 \cdot k_2 \cdot (t_a - t);$$

$$dQ_3 = dF_3 \cdot k_3 \cdot (t_a - t).$$

В этих формулах предположено, что пар, воздух и конденсат в каждом месте имеют общую температуру. При часовом расходе охлаждающей воды D кг для процесса конденсации пара можно написать:

$$dQ_1 = D \cdot dt$$

(пренебрегая нагревом воды и конденсатом).

Отсюда следует, что

$$dF_1 = \frac{D}{k_1} \cdot \frac{dt}{t_a - t}$$

и

$$F_1 = \frac{D}{k_1} \cdot \int_t^{t_a} \frac{dt}{t_a - t};$$

t_a и t_e — температуры выходящей и входящей охлаждающей воды.

Температуру паров t_a можно считать пропорциональной их парциальному давлению:

$$t_a = c_1 \cdot p_a,$$

где c_1 — коэффициент пропорциональности.

Полагая, что пар при высоком разрежении подчиняется общему характеристическому уравнению газов и имеет общую температуру с воздухом, мы можем написать:

для паров

$$p_d \cdot V_d = G_d \cdot R_d \cdot T_d;$$

для воздуха

$$p_l \cdot V_l = G_l \cdot R_l \cdot T_l;$$

откуда:

$$p_l = \frac{G_l \cdot R_l}{G_d \cdot R_d} \cdot p_d.$$

Обозначив $G_l R_l : R_d$ через c_2 , получим:

$$p_l = c_2 \cdot \frac{p_d}{G_d}.$$

С другой стороны, по закону Дальтона имеем:

$$p_d + p_l = p_c;$$

так что

$$p_d \cdot \left(1 + \frac{c_2}{G_d}\right) = p_c$$

и

$$t_d = \frac{c_1 p_c}{1 + c_2 : G_d}.$$

При конденсации G_d кг пара освобождается $G_d \cdot r$ калорий теплоты (r — теплота парообразования), которые передаются охлаждающей воде, нагревая ее от начальной температуры t_e до температуры t :

$$G_d \cdot r = D(t - t_e),$$

откуда:

$$G_d = \frac{D}{r}(t - t_e) = c_3(t - t_e).$$

Подставляя это выражение в формулу, определяющую температуру t_d , получим:

$$t_d = \frac{c_1 \cdot p_c}{1 + \frac{c_2}{c_3 \cdot (t - t_e)}}. \quad (1)$$

Коэффициент $c_2 : c_3$ весьма незначителен. Ввиду этого для расчета можно принять:

$$t_d = t_c.$$

т. е. вместо переменной температуры в конденсаторе можно принимать постоянную температуру, соответствующую давлению пара при входе его в конденсатор.

В этом предположении поверхность, необходимая для конденсации пара, будет равна:

$$F_1 = \frac{D}{k_1} \cdot \ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_a}$$

Поверхность, необходимая для охлаждения воздуха, определяется из формулы:

$$dF_2 = - \frac{G_1 \cdot c_p}{k_2} \cdot \frac{dt_d}{t_d - t}$$

в которой через c_p обозначена теплоемкость воздуха при постоянном давлении (что не совсем точно, так как давление воздуха в конденсаторе возрастает).

Таким образом

$$F_2 = - \frac{G_1 c_p}{k_2} \cdot \int_{t_c}^{t_l} \frac{dt_d}{t_d - t}$$

где t_l — температура воздуха при выходе из конденсатора.

Температура t может быть определена из выведенного выше уравнения (1):

$$t = \frac{t_c \cdot t_e - t_d \cdot \left(t_e - \frac{c_2}{c_3} \right)}{t_c - t_d}$$

Пренебрегая коэффициентом $c_2 : c_3$, выражение F_2 получает простую форму:

$$F_2 = \frac{G_1 \cdot c_p}{k_2} \cdot \ln \frac{t_c - t_e}{t_l - t_e}$$

Для величины поверхности, охлаждающей конденсат, выражение будет аналогично, полагая $c_p = 1$:

$$F_3 = \frac{W}{k_3} \cdot \ln \frac{t_c - t_e}{t_l - t_e}$$

где W — часовой расход конденсата в кг.

Общая необходимая поверхность охлаждения:

$$F = \frac{D}{k_1} \cdot \ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_a} + \frac{G_1 \cdot c_p}{k_2} \ln \frac{t_c - t_e}{t_l - t_e} + \frac{W}{k_3} \ln \frac{t_c - t_e}{t_l - t_e}$$

Эта формула предполагает окончательную температуру конденсата равной температуре отсасываемого воздуха, т. е. случай одновременного откачивания того и другого из наиболее холодного места конденсатора. При раздельном отборе воздуха и конденсата для последнего должна быть принята особая температура t_k , которая в случае регенеративных конденсаторов приближается к t_c .

Окончательная температура воздуха может быть принята несколько высшей, чем температура t_e (на 5—10°).

Для расхода охлаждающей воды мы имеем очевидное равенство:

$$G \cdot (\lambda_c - t_k) + G_l \cdot c_p \cdot (t_c - t_l) = D (t_a - t_e) \cdot c'_p,$$

выражающее передачу тепла от пара, воздуха и конденсата забортной воде. Здесь:

G — расход пара в кг/час,

λ_c — теплота пара, соответствующая его состоянию при выходе из машины,

t_k — температура отбираемого конденсата,

G_l — часовой расход воздуха,

D — часовой расход охлаждающей воды,

c'_p — теплоемкость забортной воды (равная для морской воды приблизительно 1,02).

§ 114. Коэффициент передачи тепла от воздуха к охлаждающей воде

Этот коэффициент подвергался также многочисленным исследованиям, не дающим точного решения вопроса. Согласно наиболее приемлемым для целей расчета опытным данным, этот коэффициент может быть выражен простой зависимостью:

$$k_2 = p_c.$$

Для получения наилучших условий охлаждения воздуха, необходимых при высоком вакууме, и для сокращения до возможных пределов величины охлаждающей поверхности в конденсаторе должен осуществляться принцип противотока, т. е. движения охлаждающей воды и воздуха в противоположных направлениях. Коэффициент передачи тепла от воздуха к охлаждающей воде чрезвычайно незначителен и по Бауэру определяется следующими данными в зависимости от скорости воздуха:

Таблица 63

Скорость воздуха м/сек	0	5	10	15	20	Примечание
Коэффициент передачи тепла в кал через 1 м ² /час	1	3,5	4,5	6	8,5	Давление 0,11 кг/см ²
	2	13	22,5	30	35	Давление 0,57 "
	3	21,5	36	48,5	60	Давление 1,03 "

Анализ приведенных цифр указывает на необходимость прохождения воздуха в конденсаторе при возможно больших скоростях и удалении его при возможно более высоком давлении.

Первое требование приводит к необходимости конструирования специальных форм конденсаторов, сечения которых для сохранения значительной скорости воздуха должны быстро уменьшаться по направлению от начала к концу в соответствии с уменьшением объема воздуха по мере его охлаждения.

Требование повышения давления воздуха при отводе его из холодильника обуславливается как лучшими условиями в отношении теплопередачи, так и стремлением возможно уменьшить объем воздуха, чем, как было указано, уменьшаются размеры воздушного насоса.

Несмотря на общее постоянство разрежения во всем конденсаторе парциальные давления сильно изменяются, причем в первых рядах труб, где в смеси преобладает пар, парциальное давление p_a преобладает, а p_l имеет малую величину.

По мере конденсации пара смесь обогащается воздухом, ввиду чего парциальное давление последнего возрастает, приближаясь к p_c . Таким образом отвод воздуха должен производиться, вообще говоря, из наиболее охлажденной части конденсатора.

§ 115. Условия конденсации пара в конденсаторе

Обращенный в жидкое состояние уже на первых элементах трубок пар в месте своей конденсации имеет температуру, соответствующую его повышенному здесь парциальному давлению. В дальнейшем конденсат быстро стекает вниз, приходя на своем пути в соприкосновение с холодными трубками. При этом конденсат подвергается переохлаждению, чем понижается экономический эффект работы машины (благодаря питанию котла охлажденной водой). Вследствие этого основными требованиями при конструировании конденсаторов, а также и воздушных насосов являются:

- 1) забор воздуха в наиболее охлажденном месте конденсатора;
- 2) возможное предохранение конденсата от переохлаждения и отвод его при возможно более высокой температуре.

Эти требования являются взаимно противоречивыми.

§ 116. Приближенный расчет охлаждающей поверхности

Пренебрегая для приближенных соображений передачей тепла от воздуха и конденсата, можно аналогично предыдущему составить уравнения передачи тепла от пара к охлаждающей воде в следующем виде:

$$dQ = D \cdot dt$$

и

$$dF = \frac{D}{k} \cdot \frac{dt}{t_c - t};$$

отсюда следует:

$$F = \frac{D}{k} \cdot \ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_d}.$$

Последнюю формулу можно представить в ином виде. Переданное охлаждающей воде тепло будет равно:

$$Q = D(t_a - t_e) = \frac{k \cdot F \cdot (t_a - t_e)}{\ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_d}}.$$

С другой стороны, ту же теплоту можно выразить следующим образом:

$$Q' = k \cdot F \cdot (t_c - t_m),$$

где t_m — средняя температура охлаждающей воды.

При этом получается следующее выражение для средней разности температур между паром и охлаждающей водой:

$$t_m = t_d - t_m = \frac{t_a - t_e}{\ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_d}}.$$

Для еще более приближенных соображений можно положить:

$$t_m = \frac{t_a + t_e}{2} = t_d - \frac{t_a - t_e}{\ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_d}},$$

откуда:

$$\ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_d} = \frac{t_a - t_e}{t_d - \frac{t_a + t_e}{2}},$$

и выражение охлаждающей поверхности примет вид:

$$F = \frac{D}{k} \cdot \frac{t_a - t_e}{t_d - \frac{t_a + t_e}{2}}.$$

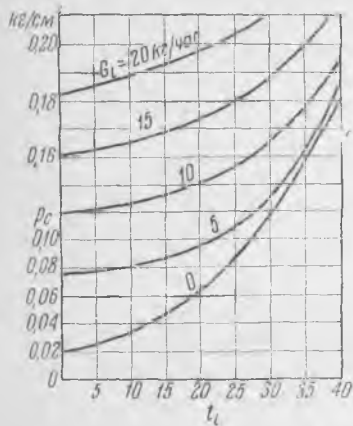
§ 117. Общий коэффициент передачи тепла

Общий коэффициент по опытам Иоссе, Гагеманна и других исследователей приближенно определяется следующей эмпирической формулой: $k = 800 + 1950 \cdot v^{0,8}$, в которой через v обозначена скорость охлаждающей воды в трубках конденсатора. Для морских машин Бауэр рекомендует брать этот коэффициент равным 1200—1800.

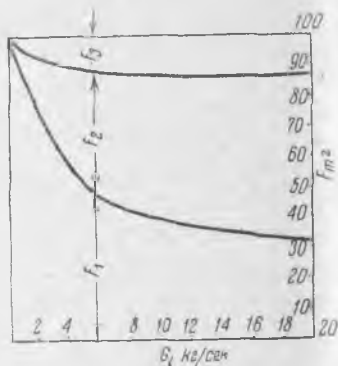
Использование эмпирических формул и готовых практических коэффициентов облегчает задачу проектировщика, но таит в себе опасность механически повторять возможные ошибки экспериментаторов или механически переносить на данный конкретный случай подсчеты, полученные в других условиях. Поэтому следует критически относиться к выбору коэффициентов; для более точного определения коэффициента k необходимо вычислить его, как указывалось выше, учитывая теплопередачу от пара, воздуха и воды, кривизну трубок и загрязнение конденсатора.

§ 118. Влияние режима конденсатора на величину давления в последнем

Для учета измененных режимов конденсатора мы приводим по Ноефер некоторые диаграммы, полученные опытным путем при испытаниях конденсаторов паровой турбины.



Фиг. 196.



Фиг. 197.

Диаграмма I (фиг. 196). Влияние температуры входящей охлаждающей воды и количества воздуха (поверхность конденсатора 100 м^2 , расход охлаждающей воды $200\,000 \text{ кг/час}$), одновременное отсасывание конденсата и воздуха мокровоздушным насосом.

Диаграмма II (фиг. 197). Влияние величины охлаждающей поверхности и количества воздуха (расход охлаждающей воды $200\,000 \text{ кг/час}$, температура входящей охлаждающей воды 15°С).

Диаграмма III (фиг. 198). Влияние нагрузки и количества воздуха (охлаждающая поверхность 100 м^2 , температура входящей воды 15°С).

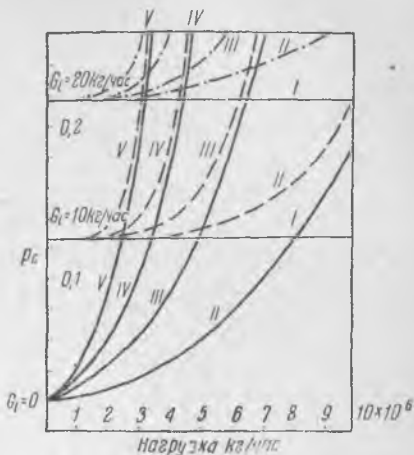
На диаграмме III отмечена нормальная нагрузка (4000 кг пара в час); из фиг. 198 следует, что влияние нагрузки на вакуум тем

меньше, чем больше попадает в конденсатор воздуха. Кривые I, II, III, IV относятся к расходам охлаждающей воды: ∞ , 400 000, 200 000, 120 000 и 80 000 кг/час.

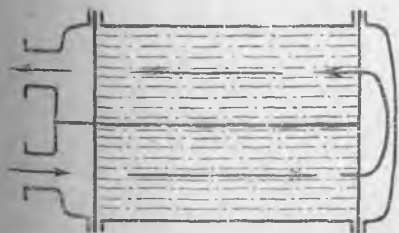
§ 119. Системы конденсаторов

В настоящее время принято разделять ток воды на две или три последовательно соединенные секции, как это изображено на фиг. 199. Этим достигается увеличение скорости воды и создаются благоприятные условия охлаждения пара и воздуха (воздух охлаждается наиболее интенсивно в нижней части, откуда производится его отвод).

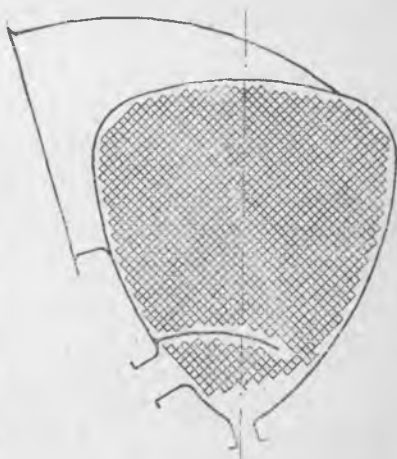
Обыкновенные формы конденсаторов круглого и овального сечения не являются удовлетворительными, так как не осуществляют необходимого для получения большой скорости воздуха быстрого сокращения сечений. С этой точки зрения заслуживают внимания конденсаторы треугольной формы, находящие в настоящее время большое распространение в крупных машинах и турбинных установках (фиг. 200).



Фиг. 198.



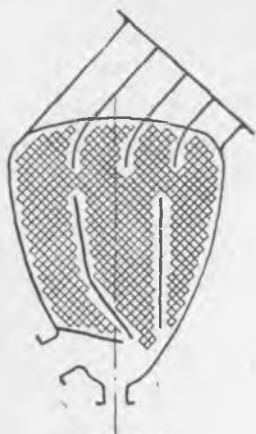
Фиг. 199.



Фиг. 200.

Для предохранения конденсата от чрезмерного охлаждения нижняя часть трубчатой охлаждающей батареи отделяется, как указано на эскизе, щитом, по которому конденсат стекает непо-

средственно к месту его отвода. В то же время воздух проходит через отдельную часть трубчатой батареи и интенсивно в ней охлаждается. С целью быстрого стока конденсата и получения наибольших скоростей воздуха в конденсаторах устанавливают иногда направляющие щиты (фиг. 201).



Фиг. 201.



Фиг. 202.

Наконец, существуют системы, в которых сток конденсата производится секционно таким образом, что сконденсированный на верхних элементах пар стекает вниз, не соприкасаясь вовсе с остальной частью трубчатой батареи (фиг. 202).

Все эти конструкции в значительной степени благоприятствуют выполнению указанных выше условий конденсации пара.

§ 120. Новейшие системы конденсации

Изложенные нами физические явления, происходящие в конденсаторе, выявляют трудности задачи его расчета и правильного подхода к разработке конструкции. Если произвести анализ работы конденсационных установок на выполненных судах, выявляется картина большого разнообразия норм теплового напряжения охлаждающей поверхности, скоростей воды и т. п. Вместе с тем выясняется очень неблагоприятное явление сильного переохлаждения конденсата, что приводит к прямой тепловой потере. Все это вместе взятое указывает на то, как мало внимания уделялось до сих пор конденсации. Между тем развитие новых типов паровых машин и турбин, требующих повышенного вакуума, во всю широту поставило вопрос об улучшении конденсаторов и повышении их экономичности.

Этим объясняется появление разнообразных конструкций, имеющих целью целесообразное распределение пара и улучшение усло-

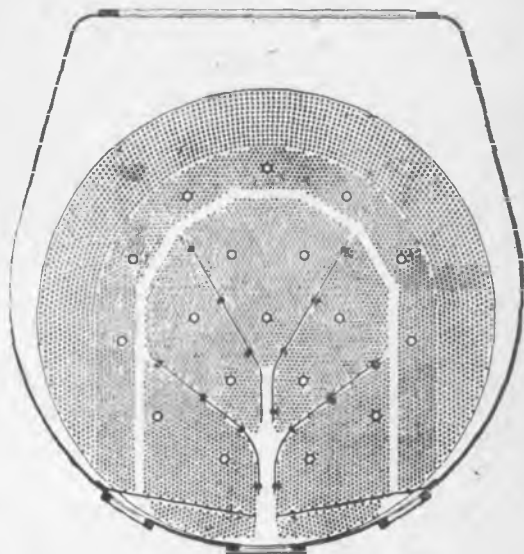
вня забора конденсата при наивысшей возможной температуре и одновременно при наибольшем возможном охлаждении откачиваемого воздуха. Одновременно преследуется цель сокращения охлаждающей поверхности.

В последние годы в этом сделаны особенно большие успехи.

На фиг. 203 представлена одна из типичных новых систем Contraflo. В этой системе выпуск пара устроен таким образом, что пар при входе распространяется по всей окружности холодильника, встречая сразу исключительно большую охлаждающую поверхность. Трубки конденсатора расположены таким образом, что живое сечение их для прохода воздуха по направлению к концу конденсатора непрерывно уменьшается. Для направления воздуха внутри конденсатора установлены направляющие щиты, расположенные так, чтобы они оказывали наименьшее сопротивление протеканию воздуха и пара. Конденсируемый пар падает в виде дождя на перегородки, по которым стекает вниз без значительного переохлаждения.

Другая усовершенствованная система Жинаба изготавливается за-

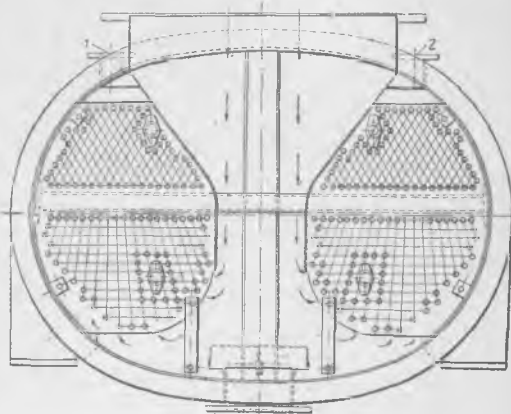
водом Balske. В основу этой системы положено особенное расположение трубок охлаждающей поверхности, уясняемое из следующих эскизов. На фиг. 194 представлено обычное расположение трубок, — причем на эскизе указано также направление потоков стекающего конденсата. Легко видеть, что такое стекание является весьма нерациональным в отношении теплопередачи, так как слои воды, обнимающие всю окружность трубок, являются изолирующими прослойками. В системе Жинаба (фиг. 193) трубки расположены таким образом, что стекающий конденсат омывает лишь четвертую часть окружности трубок, так что пар встречает на своем пути чистую металлическую охлаждающую поверхность, что существенно улучшает условия теплопередачи и конденсации.



Фиг. 203.

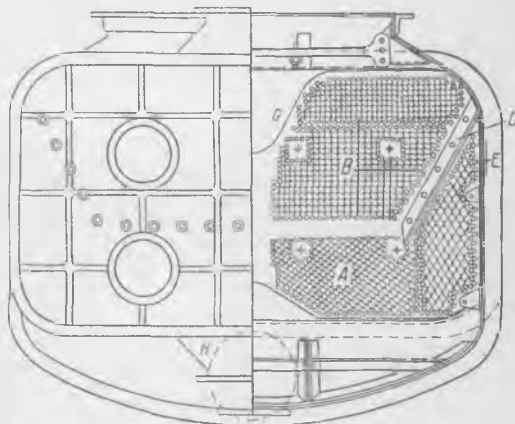
поверхность. Таким образом течение пара имеет здесь обратный характер по отношению к обычно принятому. Охлаждающая же вода поступает сперва в верхние трубки и затем в нижние.

Вследствие такого расположения стекающий вниз конденсат встречает восходящий поток теплого пара и, достигнув дна холодильника, нагревается до теоретически наивысшей возможной температуры. С другой стороны, воздух, забираемый у наивысшей точки конденсатора, принимает наинизшую возможную температуру, почти равную температуре охлаждающей воды.



Фиг. 204.

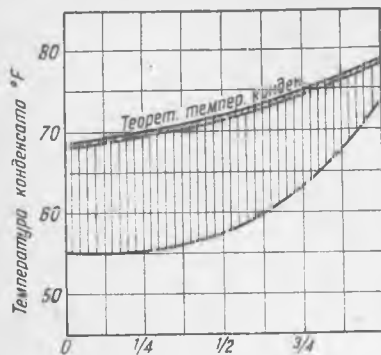
На фиг. 205 представлена конструкция регенеративного конденсатора Вира. Здесь пар поступает свободно вниз через средний свободный проход *C* и затем поднимается вверх вдоль внутренней перегородки *D* до точки *E*, где забирается воздух. Стекающий вниз конденсат, как и в предыдущем случае, встречает поток пара и нагревается последним. Конденсат отбирается в нижней части у патрубка *F*, охлаждающая же вода входит через патрубок *G*.



Фиг. 205.

Диаграмма фиг. 206 указывает, по данным завода Wehr, экономно, получаемую от применения регенеративного конденсатора; здесь по оси абсцисс отложены нагрузки конденсатора ($0; \frac{1}{4}; \frac{1}{2}; \frac{3}{4}$ и полная) и по оси ординат — температуры получаемого конденсата. Верхняя кривая отвечает теоретическим температурам, соответствующим

щим имеющемуся в холодильнике давлению. Нижняя кривая дает температуры конденсата, достигаемые в обычных хороших конденсаторах. Третья кривая, расположенная под теоретической и весьма

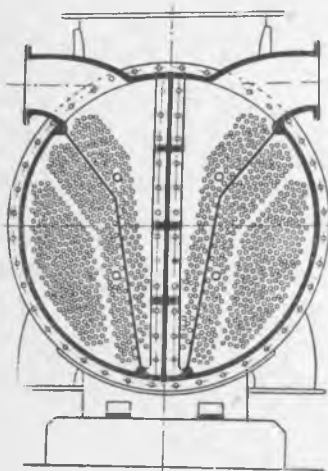


Фиг. 206.

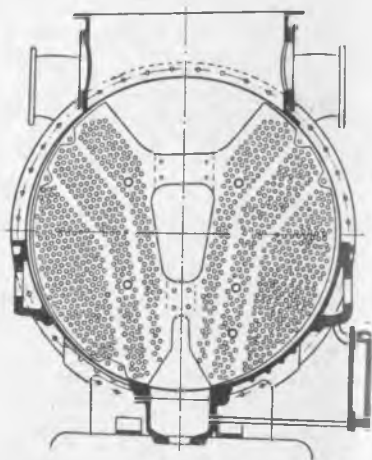
к ней близкая, отвечает результатам, достигаемым с применением регенеративного конденсатора. Температуры отложены в градусах Фаренгейта. Как видно из диаграммы, потеря температуры конденсата при обычных устройствах достигает при полных нагрузках около 3°C и при $1/4$ нагрузки — $8,5^{\circ}\text{C}$. Та же потеря при регенеративном конденсаторе не превышает $0,25-0,3^{\circ}\text{C}$. Эта экономия является немаловажной в общем балансе тепла, причем следует учесть также удешевление конденсатора вследствие его большей

тепловой нагрузки и удешевление воздушного насоса, забирающего более холодный плотный воздух.

Одной из современных систем конденсаторов является изображенная на фиг. 207 и 208 конструкция завода Brown Boveri.



Фиг. 207.



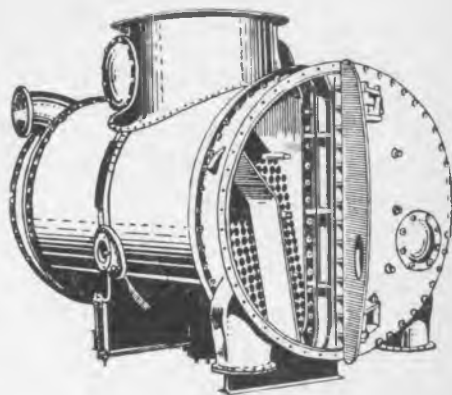
Фиг. 208.

На фиг. 207 дан разрез по передней водяной камере и на фиг. 208 — по паровой полости конденсатора; охлаждающая вода поступает снизу в наружные трубки и выходит вверх, проходя

в обратном направлении внутренние ряды трубок. Пар вступает в среднюю часть конденсатора сверху и по свободному каналу проходит внутрь, откуда распространяется по горизонтальному направлению вправо и влево. Осадившийся на трубках конденсат стекает вниз, встречая на пути почти одинаковую температуру трубок и теплого пара, чем также осуществляется принцип регенеративного нагрева.

Особенностью конденсатора Brown Boveri является разделение его продольной диаметральной перегородкой на две части. Каждая из них может быть вскрыта во время работы для очистки или уплотнения трубок.

Общий вид конденсатора с одной открытой половиной изображен на фиг. 209. Завод гарантирует увеличение теплопередачи по сравнению с обычными конструкциями на 20—30% и повышение температуры конденсата на 5—8° при температуре воздуха, почти равной температуре заборной воды. Такие результаты, вообще говоря, совпадают с общими сведениями о работе регенеративных конденсаторов.



Фиг. 209.

Изложенное описание принципов конденсации, обрисовавшее всю сложность этой задачи, по необходимости сделано кратко и имело целью ввести читателя в общий курс этого рода расчетов. Требования, предъявляемые к конденсаторам в отношении высокого вакуума и экономичности, имеют особо серьезное значение в турбинных установках и в установках с турбинами отработавшего пара.

§ 121. Системы воздушных насосов

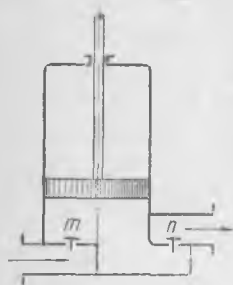
Для удаления из холодильника воздуха и конденсата в настоящее время применяют две основные системы насосов: так называемые мокровоздушные насосы и отдельные насосы для конденсата и воздуха (последние называют сухими).

Насосы первой системы откачивают одновременно воздух и конденсат, стекающий к всасывающим клапанам, располагаемым настолько низко, чтобы клапаны были совершенно залиты водой (что необходимо ввиду плохой всасывающей способности насосов при низких давлениях). Мокровоздушные насосы почти постоянно применяются

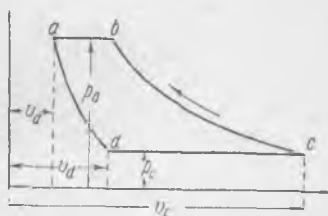
для конденсаторов морских машин и имеют чаще всего привод от кресткопфа одного из цилиндров главной машины. Однако в последнее время все чаще встречаются (в особенности в крупных машинных установках, работающих перегретым паром) отдельные насосы, приводимые в действие паровыми машинками или электромоторами.

Мокровоздушные насосы являются наиболее простыми и универсальными, но не вполне отвечают основным требованиям, высказанным выше в отношении условий удаления воздуха и воды (так как отводят смесь из одного и того же самого низкого места конденсатора, причем откачиваемый конденсат оказывается неизбежно переохлажденным).

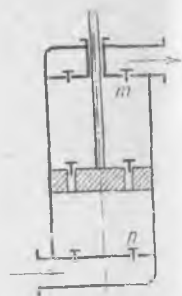
Отдельные сухие насосы принимают воздух от специального патрубка, расположенного выше точки отвода конденсата, и обычно



Фиг. 210.



Фиг. 211.



Фиг. 212.

требуют дополнительного охлаждения воздуха для уменьшения его объема, а также для конденсации идущих с воздухом водяных паров.

Отдельные сухие и конденсационные насосы применяются обычно в тех случаях когда предъявляются особые требования к достижению высокого вакуума и наиболее экономичным условиям отвода конденсата. Такие требования встречаются в установках с паровыми турбинами, а также с клапанными машинами. В этих случаях конденсационные насосы чаще всего выполняются в виде центробежных электро- или турбонасосов, а сухие воздушные — в виде специальных конструкций так называемых струйных насосов или паровых эжекторов.

Среди различных систем мокровоздушных насосов необходимо отметить следующие:

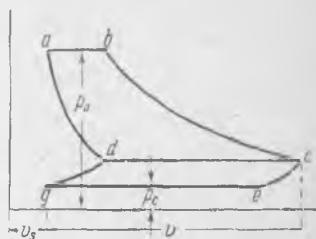
1. Насос простого действия с всасывающими и нагнетательными клапанами (фиг. 210).

Диаграмма работы насоса изображена на фиг. 211. При восходящем ходе насоса dc происходит всасывание смеси воздуха и конденсата из холодильника при давлении, несколько ниже кон-

денсаторного (благодаря сопротивлению клапанов). Период cb соответствует обратному ходу поршня и отвечает сжатию всосанного воздуха до давления, немного превышающего атмосферное. По достижении этого давления открываются нагнетательные клапаны n , и далее выталкивание смеси из цилиндра насоса происходит при постоянном давлении ba . Начиная от точки a , поршень снова идет вверх, причем оставшийся во вредном пространстве v_a воздух испытывает расширение, чем понижает так называемый коэффициент подачи насоса, т. е. отношение всасываемого объема за один ход поршня (равного $dc = v_c - v_a$) к рабочему объему цилиндра $v_c - v_a$. Влияние вредного пространства отчасти парализуется тем, что в верхней мертвой точке пространство над поршнем заполняется остающимся в цилиндре насоса конденсатом.

2. Насос с всасывающими, нагнетательными и перепускными клапанами (фиг. 212). Первые клапаны находятся внизу насоса n , вторые — в верхней коробке m и третьи — в рабочем поршне.

Насос этот — двойного сжатия, что видно и из его рабочей диаграммы (фиг. 213). Нижняя часть этой диаграммы $gedc$ представляет процесс работы полости насоса, расположенной под поршнем. При восходящем ходе всасывание начинается при конденсаторном давлении в точке e и идет по линии eg . После перемены направления движения поршня в нижней полости происходит сжатие, продолжающееся до уравнивания давлений в пространствах под поршнем и над ним. Далее от точки d и до c идет перепускание смеси из пространства под поршнем в пространство над последним. По окончании нисходящего хода и после начала нового движения поршня вверх в нижней полости происходит обратное расширение смеси, оставшейся во вредном пространстве. Рабочий процесс в верхней полости протекает по циклу $dcba$, сходному с описанными выше при исследовании простого насоса, с той разницей, что всасывание dc происходит не непосредственно из холодильника, а из нижней полости насоса и при несколько повышенном давлении (точка d), устанавливаемом в обеих полостях в момент, когда давление в первой полости (во время периода обратного расширения ad) становится равным давлению сжатия в пространстве под поршнем (точнее, следует считать, что последнее давление несколько превышает первое благодаря сопротивлению клапанов).

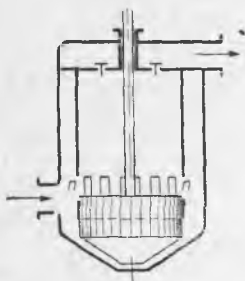


Фиг. 213.

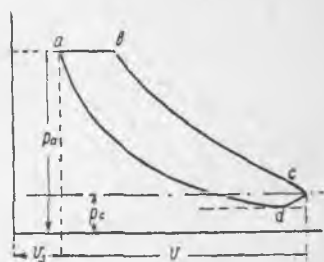
3. Насос Эдвардса, наиболее распространенный на коммерческих судах, изображен на фиг. 214. Этот насос имеет лишь нагнетательные клапаны. Вместо всасывающих клапанов в нижней части

цилиндра насоса устроены окна, через которые при нижнем положении поршня цилиндр наполняется как воздухом, так и конденсатом. Как указывает диаграмма работы (фиг. 215), такт сжатия cb происходит здесь так же, как и в ранее описанных насосах. Обратное расширение ad продолжается при нисходящем ходе до давления более низкого, чем конденсаторное давление p_c . При открытии поршнем впускных окон в точке d конденсат и воздух, как было указано, наполняют цилиндр, повышая в нем давление до конденсаторного, после чего вновь следует такт сжатия.

Действие насоса Эдвардса — динамическое. К моменту начала выступления цилиндрической части поршня из рабочей втулки вода в нижней камере поднимается до нижнего уровня окон. В этот момент начинается и открытие окон. При дальнейшем движении



Фиг. 214.

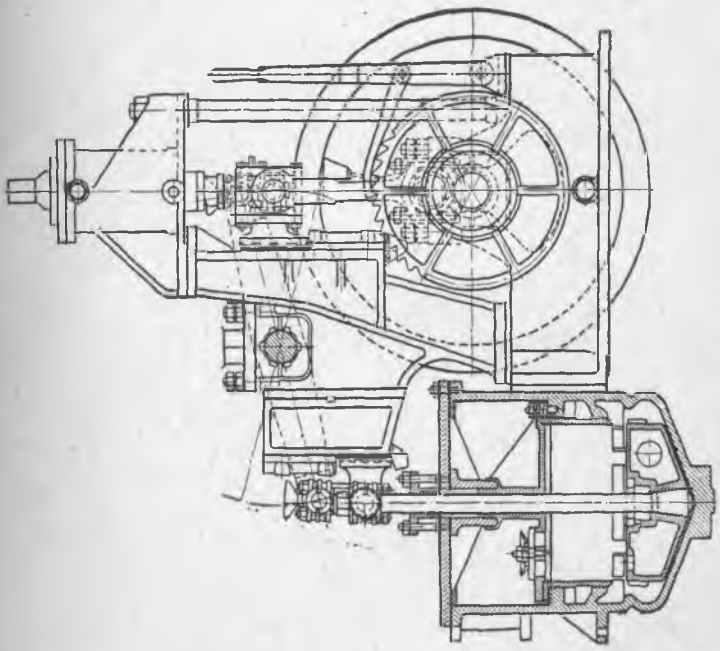
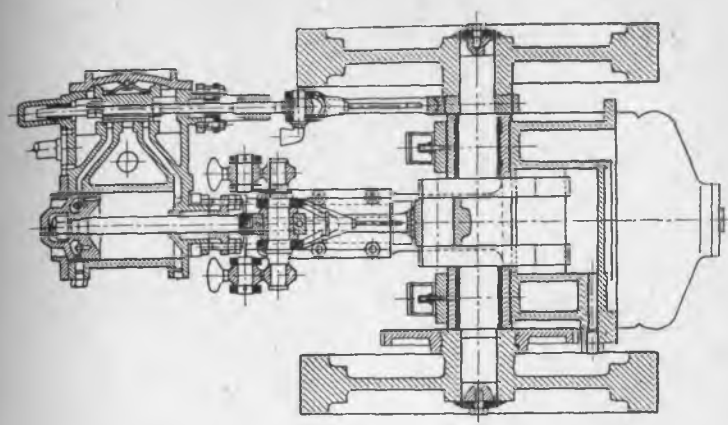


Фиг. 215.

поршня вниз он вытесняет воду из нижней камеры, сообщая ей ускорение. Вода устремляется в кольцевую щель и с значительной скоростью впрыскивается в цилиндр, куда также поступает из верхней части цилиндра воздух. При обратном ходе, до момента закрытия окон, некоторое количество воды выливается обратно в нижнюю камеру. Объем нижней камеры должен быть взят таким, чтобы за один ход поршня он заполнялся водой, поступающей из конденсатора. Высота окон устанавливается из конструктивных соображений такой, чтобы направленная из кольцевой щели струя воды имела прямой доступ в цилиндр.

Наклон образующей днища поршня берется от 10 до 15° и уклон днища цилиндра несколько меньше (от 8 до 13°). Зазор между днищем поршня и крышкой цилиндра с верхней стороны принимается незначительный — около 2 мм. Насосы Эдвардса строятся как приводные от главной машины, так и с самостоятельными паровыми двигателями, снабженными достаточно тяжелыми маховиками.

Подобная конструкция приведена на фиг. 216. Установка отдельных воздушных насосов в судовых установках предпочтительна, в особенности при работе перегретым паром, так как дает возмож-



Фиг. 216.

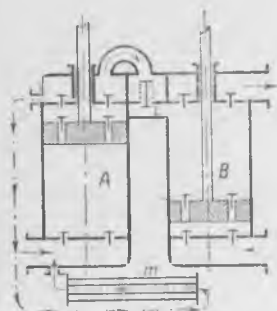


ность устанавливать вакуум предварительно перед пуском в ход главной машины.

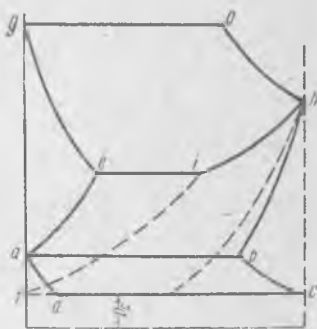
Этим избегается возможность прогрева холодильника.

Насосы Эдвардса с самостоятельными двигателями строятся на довольно высокое число оборотов в минуту (200—300). В этих насосах должна быть предусмотрена возможность сообщения обеих полостей, что необходимо во избежание слишком тяжелого хода в начальный период работы, когда в холодильнике находится большое количество воды.

Дуаль-помпа Вира. Этот насос применяется в крупных судовых установках, требующих повышенного вакуума, и является отдельным от главной машины. Он состоит из двух цилиндров (фиг. 217), работающих от парового цилиндра, приводящего в движение непосредственно один из поршней насоса. Второй цилиндр



Фиг. 217.



Фиг. 218.

управляется от штока коромыслом, так что оба насосных поршня имеют взаимно противоположное движение. Один из цилиндров *A* служит сухим насосом и откачивает насыщенный паром воздух, а второй *B* служит мокровоздушным насосом. Как указывает диаграмма (фиг. 218), насос Вира работает по следующему принципу: цикл работы нижней полости сухого насоса *A* (*adcb*) происходит, как это было описано в случае насоса с всасывающими, нагнетательными и перепускными клапанами.

Такт всасывания в верхней полости того же цилиндра проходит по линии *ba*. Вслед за этим в верхней полости происходит сжатие, идущее по линии *ae*, причем поршень сухого насоса имеет в это время восходящее движение, а поршень мокровоздушного — нисходящее, сопровождаемое в верхней полости обратным расширением *ge* заключенного во вредном пространстве воздуха.

По достижении в пространстве под поршнем сухого насоса давления, достаточного для преодоления нагрузки пружинного клапа-

на l , последний открывается, и далее происходит перепуск воздуха и конденсата из сухого в мокрый цилиндр при постоянном давлении (линия ei), соответствующем нагрузке клапана l . В то же время в нижней полости мокрого цилиндра происходит сжатие fi . После уравнения давлений в обеих полостях мокровоздушного цилиндра в точке i следует процесс ih одновременного перепуска в верхнюю полость мокрого цилиндра как из его нижней полости, так и из верхней полости сухого насоса. Начиная от точки h , в верхней полости мокровоздушного насоса происходит такт hog сжатия смеси до атмосферного давления и выпуска смеси наружу.

Таким образом циклы работы отдельных полостей изображаются следующими контурами:

нижняя полость сухого насоса — $adcba$,
 верхняя полость сухого насоса — $baeihb$,
 нижняя полость мокровоздушного насоса — $fihipf$,
 верхняя полость мокровоздушного насоса — $ihogei$.

Преимуществом насоса Вира является отдельный забор воздуха и конденсата при выгодных температурах с избежанием чрезмерного переохлаждения конденсата.

§ 122. Расчет объема мокровоздушного насоса

Выше было указано, что давление p_c , измеряемое в конденсаторе вакуумметром, составляется из суммы парциальных давлений воздуха p_l и пара p_a :

$$p_c = p_l + p_a.$$

Удаляемый из конденсатора (часовой) объем воздуха V_l сжимается до давления атмосферы p_a и приобретает объем, определяемый приближенно гиперболическим законом сжатия:

$$V_l \cdot p_l = V_a \cdot p_a,$$

откуда:

$$V_l = \frac{V_a p_a}{p_c - p_a}.$$

Полагая $p_a = 1 \text{ кг/см}^2$, получаем:

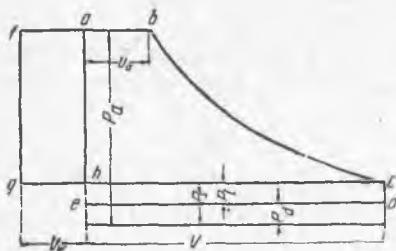
$$V_l = \frac{V_a}{p_c - p_a}.$$

Выведенное уравнение дает возможность рассчитать по заданному объему засасываемого в холодильник воздуха V_a (определяемому по принятым выше нормам веса засасываемого воздуха) и заданному давлению p_c соответствующее парциальное давление пара p_a или отвечающую ему температуру конденсата. При этом часо-

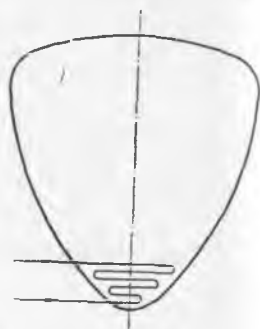
вой рабочий объем воздушного насоса также считается заданным. Обратной, задавая температурой конденсата, определяем по приведенной выше формуле объем воздушного насоса.

Последний становится тем меньше, чем:

- 1) меньше количество засасываемого воздуха V_a ,
- 2) выше давление в холодильнике p_c и
- 3) ниже парциальное давление p_d (а следовательно температура конденсата). В произведенном нами расчете объем воздушного насоса определялся без учета вредного пространства, т. е. согласно рабочей диаграмме, изображенной на фиг. 219. Фактически обратное расширение остающегося во вредном пространстве воздуха понижает полезный объем отсасываемого воздуха. Влияние вредного пространства сказывается тем сильнее, чем выше достигаемый вакуум. По конструктивным условиям объемы вредных пространств воздушных насосов



Фиг. 219.



Фиг. 220.

довольно велики. Вследствие этого величину рабочего объема цилиндра насоса необходимо увеличивать против полученной указанным выше расчетом в отношении $\frac{1}{\xi}$, где $\xi = \frac{V_c - V_d}{V_c - V_a}$ (фиг. 211) есть так называемый объемный коэффициент всасывания. Величина этого коэффициента, зависящая от размера вредного пространства, для простого насоса достигает 0,65. Насосы двукратного и тройного действия обладают значительно большим коэффициентом наполнения.

Средством борьбы с влиянием вредного пространства является впрыскивание в насос воды. При этом впрыскиваемая вода должна быть возможно более холодной, во избежание нагрева и связанного с ним увеличения объема отсасываемого воздуха (см. насос Вира, фиг. 217).

Стремление к отводу воздуха из конденсатора при наинизших возможных температурах и наибольших давлениях приводит к системам, в которых применяется искусственное охлаждение конденсата

в холодильнике особыми змеевиками, вводимыми внутрь конденсатора (фиг. 220). При этом конденсат приобретает наиминимую температуру, и упругость водяных паров становится наименьшей, соответственно чему парциальное давление воздуха повышается.

Однако подобные системы являются невыгодными экономически и могут применяться лишь там, где конденсат перед вводом его в котел может вновь нагреваться отработавшим паром вспомогательных механизмов.

Изложенный выше теоретический расчет объема мокровоздушного насоса является приближенным, поскольку он основан на неточных данных количества засасываемого воздуха и коэффициента подачи.

Боденмюллер рекомендует для расчета объема V_l следующую формулу Вейса:

$$V_l = \frac{620 \cdot t'}{t_1 - t_0} \gamma \cdot \frac{D}{3000} \cdot \frac{1}{p_c - p_d},$$

где: p_c — давление в конденсаторе по вакуумметру в кг/см^2 ,

p_d — парциальное давление пара в кг/см^2 ,

t_1 — соответствующая этому давлению температура (по таблицам насыщенных паров), которую берут на $5-10^\circ$ больше температуры охлаждающей воды,

t_0 — температура входящей охлаждающей воды,

γ — количество куб. дециметров воздуха в 1 кг конденсата, принимаемого по Вейсбаху-Герману приблизительно 0,071 куб. дециметра,

D — расход пара в кг/час .

Для мокровоздушных насосов к указанному объему необходимо прибавить секундный объем (в литрах) конденсата V_s :

$$V_s = \frac{D}{3600} \text{ куб. дециметров.}$$

Общий часовой рабочий объем воздушного насоса тогда определяется, как сумма объемов V_l и V_s :

$$V = V_l + V_s.$$

Бауэр рекомендует для расчета рабочего объема мокровоздушного насоса следующую практическую формулу:

$$f \cdot s = c_1 \cdot \frac{q \cdot N_i}{60 \cdot n} \text{ куб. дециметров,}$$

где: c_1 — равно от 40 до 60 для поверхностных и 80—100 для смешивающих конденсаторов,

q — часовой расход пара на *и. л. с.* ч/кг , включая вспомогательные механизмы,

N_i — индикаторная мощность машины,
 n — число оборотов машины в минуту,
 f — площадь сечения цилиндра воздушного насоса в куб. дециметр,
 s — ход поршня насоса в дециметрах.

Употребительно также определение объема насоса в зависимости от размеров цилиндра низкого давления машины по следующей формуле:

$$f \cdot s = \frac{V}{c_2},$$

где:

V — рабочий объем цилиндра низкого давления в куб. дециметр,
 c_2 — колеблется в следующих пределах:

для машин компаунд 14—18

для машин тройного расширения 18—24

для машин четырехкратного расширения 24—30

По проекту Судостана, в качестве стандартных приняты насосы Эдвардса, для которых установлены следующие главные размеры, применительно к стандартным машинам по ОСТ:

Таблица 66

Инд. мощн. машины л. с.	560	720	900	1 100	1 300	1 650	2 000	2 500
Диаметр цилиндра насоса в мм	300	320	370	400	430	480	520	580
Ход поршня насоса в мм	380	390	400	440	480	500	550	600

На фиг. 221 представлена общая конструкция насосов Эдвардса по Судостану. Поршень насоса имеет заливку белым металлом и лабиринтовые выточки.

§ 123. Расчет нагнетательных клапанов насоса Эдвардса

Для стандартных насосов приняты пластинчатые клапаны системы Кингорна.

Если насос откачивает в секунду W м³ воды и L м³ воздуха, то за один оборот откачивается:

$$\frac{W+L}{n} \text{ м}^3.$$

Обозначим через:

i — число клапанов,

f — свободную площадь прохода клапана в м²,

v — скорость воды при проходе через клапан в м/сек,
 T — время одного оборота в сек. (равно $\frac{60}{n}$).

При нагнетательном ходе клапана над поршнем находится количество воды, соответствующее поступающему за один оборот из холодильника конденсату. Пусть высота уровня над поршнем составляет $\frac{1}{m}$ хода поршня насоса.

Тогда живое сечение клапана

$$f = \frac{m \cdot W \cdot 60}{n \cdot i \cdot v \cdot T}.$$

Скорость v можно принять равной 2—4 м/сек.

Обозначив коэффициент сжатия струи в сечении клапанов через α ($\alpha = 0,6 - 0,65$), найдем диаметр клапана:

$$d = \sqrt{\frac{4f}{\alpha \cdot \pi}}.$$

§ 124. Расчет мощности, затрачиваемой на работу воздушного насоса

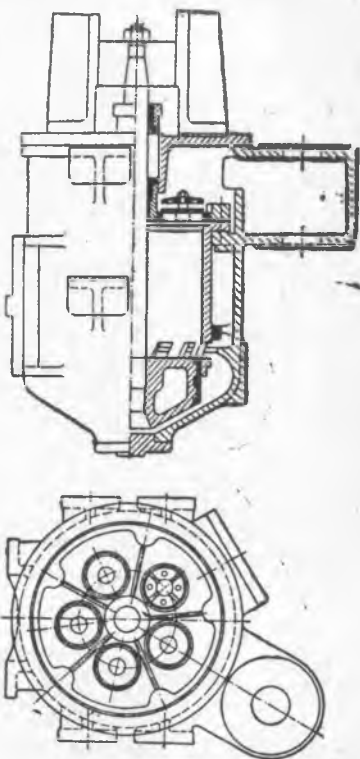
Определение работы, затрачиваемой воздушным насосом за один оборот, может быть произведено по схематической рабочей диаграмме (фиг. 219).

В начале сжатия (точка C) общее давление пара и воздуха равно p_c и парциальное давление воздуха $p_i = p_c - p_d$; в конце сжатия общее давление смеси достигает атмосферного p_a , причем, полагая температуру смеси во время периода сжатия остающейся постоянной, следует считать, что упругость водяных паров в течение этого периода не изменяется и давление воздуха в конце сжатия получает величину $p_a - p_d$. Работа L_1 изотермического сжатия воздуха от давления p_i до $p_a - p_d$ равна:

$$L_1 = V_a (p_a - p_d) \cdot \ln \frac{p_a - p_d}{p_i} \cdot 10\,000 \text{ кг}\cdot\text{м}$$

или, так как

$$V_a \cdot (p_a - p_d) = V \cdot p_i$$



Фиг. 221.

то

$$L_1 = V \cdot p_l \ln \frac{p_a - p_d}{p_l}.$$

Сюда следует прибавить работу выталкивания конденсата:

$$L_2 = V_w \cdot (p_a - p_c).$$

Полная работа равна:

$$L = L_1 + L_2.$$

Если процесс сжатия протекает не изотермически, а по политропе с экспонентом n , то, рассматривая смесь паров и воздуха как газ первоначального давления p_a , получим:

$$L_1 = \frac{n}{n-1} \cdot V \cdot p_c \left[\left(\frac{p_a}{p_c} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \cdot 10\,000 \text{ кг/м}.$$

Величина L_2 остается при этом прежней. Изотермическое сжатие присуще мокровоздушным насосам. Для сухих насосов (и насоса Эдвардса) показатель n колеблется в пределах 1,1—1,2; мощность, затрачиваемая на работу насоса:

$$N' = \frac{L_1 + L_2}{75} \cdot \frac{n}{60},$$

где n — число двойных ходов насоса в минуту; рассчитанная таким образом теоретическая мощность должна быть увеличена на 25—30% для учета вредных механических сопротивлений в насосе.

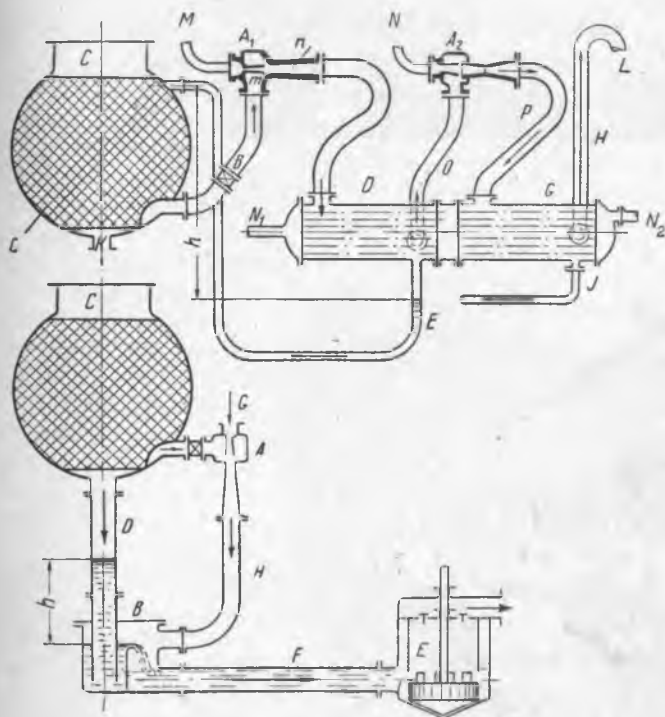
Для ориентировки при проектировании ниже приводим таблицы размеров и данных испытания конденсаторов и насосов некоторых исполненных судов.

§ 125. Пароструйные воздушные насосы

Для паровых установок, требующих повышенного вакуума, для удаления воздуха, в настоящее время с успехом применяются системы так называемых пароструйных или эжекторных воздушных насосов. Схема подобных установок в том виде, в котором они применяются на судах, изображена на фиг. 222 и 223.

На фиг. 222 приведена схема с промежуточным конденсатором. Насыщенный паром воздух отводится из главного конденсатора C по трубе B и проникает к смешивающей камере эжектора A_1 . В ту же камеру через расширяющееся сопло поступает свежий пар (через трубку M), достигающий при выходе из сопла давления холодильника и высокой скорости. Далее, смешиваясь с поступающей через трубку B паровоздушной смесью, общая масса воздуха и пара удаляется через сопло или диффузор n , в котором

происходит сжатие смеси, сопровождаемое повышением давления, примерно, до $0,2 \text{ кг/см}^2$. Смесь поступает при этом давлении в промежуточный конденсатор D , охлаждающей водой для которого служит конденсат главного холодильника (последний откачивается через патрубок K особым центробежным конденсационным насосом). В холодильнике большая часть пара осаждается, и образованный таким образом конденсат поступает по трубе E обратно в главный холодильник.



Фиг. 222 — 223.

Уровень воды в трубке E , обозначенный на эскизе высотой h , определяется разностью давлений в промежуточном и главном конденсаторах.

Сжатая до промежуточного давления паровоздушная смесь засасывается через трубку O вторым паровым эжектором A_2 и окончательно поступает во второй промежуточный холодильник G , в котором поддерживается атмосферное давление. Этот второй холодильник охлаждается также конденсатом главного холодильника, поступающим через трубку N_1 и удаляемым в теплый ящик

через трубку N_2 ; доведенный же до атмосферного давления воздух удаляется наружу через атмосферную трубку H .

Таким образом в приведенной схеме теплота пара, расходуемого на эжекторы,

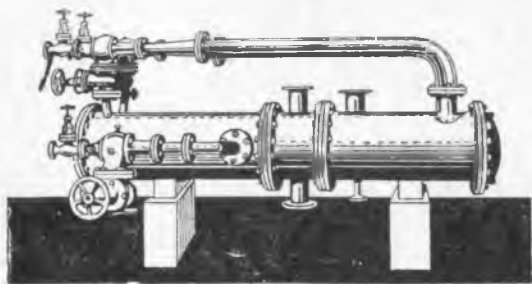
используется для подогрева конденсата, что делает всю установку весьма экономичной.

На фиг. 223 представлена схема комбинированного устройства, применяемого в тех случаях, когда имеется возможность расположить главный конденсатор достаточно вы-

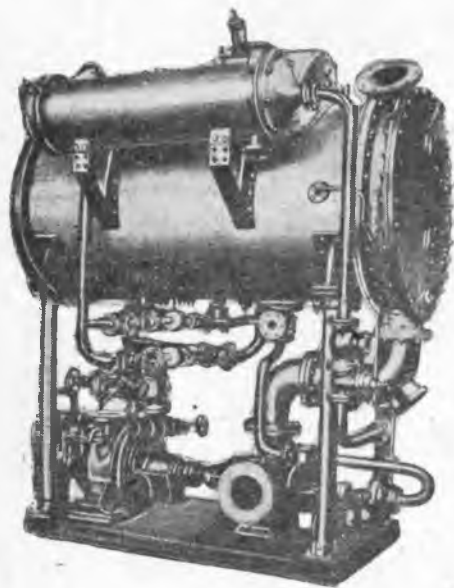
соко в машинном отделении. В этом случае главный конденсат спускается по сливной трубе D в промежуточный холодильник смешения, давление в котором, устанавливаемое паровым эжектором A , доводится до $0,20 \text{ кг см}^2$. Отсюда общая масса воды и предварительно сжатого воздуха отводится по трубе E к обычному мокровоздушному насосу Эдвардса, которым и откачивается наружу. Благодаря промежуточной сжатию воздуха объем насоса резко уменьшается.

На фиг. 224 представлен общий вид двуступенчатого эжектора с промежуточным конденсатором.

Фиг. 225 изображает комплект конденсационной установки завода Balcke с пароструйными эжекторами и промежуточным конденсатором. В нижней части под главным холодильником виден центробежный конденсационный насос.



Фиг. 224.



Фиг. 225.

§ 126. Данные о работе и принципы расчета пароструйных воздушных насосов

Результаты, достигаемые применением пароструйных насосов, иллюстрированы диаграммой фиг. 226, в которой изображена кривая V зависимости вакуума от температуры охлаждающей главный конденсатор воды.

Как видно из диаграммы, достигаемый паровыми эжекторами вакуум весьма высок и приближается к теоретическому вакууму, нанесенному на ту же диаграмму (кривая V_t). Расход свежего пара на работу эжекторов определяется в $1,5-2^0/0$ от общего количества пара, конденсируемого в главном холодильнике, причем отношение расходов пара в первом и втором эжекторах, по данным Гефера и Жирицкого, составляет от 1:3,5 до 1:4,5. Относительно общего расхода пара можно также привести следующие данные Каула и Робинсона (табл. 67).

Паровое сопло m имеет расширяющуюся форму соответственно высокому перепаду давлений, испытываемому паром (при давлении в котле p_a и давлении в холодильнике p_d). Для определения размеров сечений этого сопла необходимо предварительно определить при посредстве диаграммы $I-S$ критический перепад тепла $h_{кр}$, соответствующий перепаду давлений:

$$p_a - 0,577 \cdot p_d$$

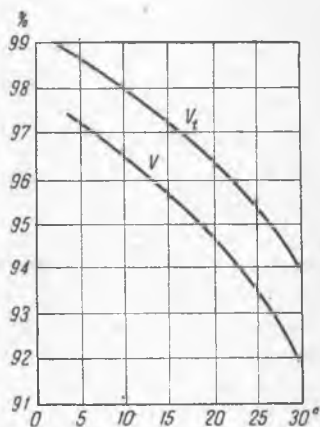
Таблица 67

Давление воздуха кг/см ²	Расход пара на 1 кг воздуха	Давление воздуха кг/см ²	Расход пара на 1 кг воздуха
Большие эжекторы		Малые эжекторы	
0,017	22,0	0,033	14,0
0,033	9,2	0,067	9,0
0,067	6,3	0,100	7,6
0,100	6,2	—	—

По указанному перепаду определяем пропускную способность $q_{кр}$ 1 см² сечения сопла (в кг/час):

$$q_{кр} = 0,36 \frac{c_{кр}}{V_{кр}}$$

где: $c_{кр}$ — критическая скорость пара,



Фиг. 226.

V_{pk} — удельный объем пара в конце критического перепада при адиабатическом расширении. Последний объем определяется по диаграмме $I-S$, либо вычислением по формуле:

$$V_{kp} = x \cdot V,$$

где: V — удельный объем сухого пара при давлении p_{kp} ,
 x — соответствующая конечному состоянию пара влажность (при критическом противодавлении p_{kp}).

Определив критическую пропускную способность, находим сечение горла по формуле:

$$F_{kp} = \frac{G_a}{q_{kp}} \text{ см}^2,$$

где G_a — расход пара, протекающего через сопло, в кг/час.

Конечное сечение сопла определяется расчетом при условиях, соответствующих адиабатическому расширению пара до окончательного давления в холодильнике p_c . Полученная расчетом окончательная скорость пара должна быть умножена на коэффициент $\varphi = 0,95$, учитывающий потери от трения в сопле. Такой же расчет может быть произведен и для второго сопла при условиях его перепада давлений.

Определение сечений диффузора может быть произведено следующим образом: предполагая известной температуру t_m отсасываемой из конденсатора паровоздушной смеси и давление в конденсаторе p_c , находим по таблицам паров парциальное давление пара p_d (соответствующее температуре t_m). Затем определим парциальное давление воздуха p_l :

$$p_c = p_d + p_l.$$

Так как вес засасываемого в холодильник воздуха G_l кг может быть принят известным, то является возможным найти часовой объем L смеси воздуха и пара, поступающей из холодильника. С этой целью воспользуемся основным характеристическим уравнением воздуха:

$$p_l \cdot V_l = G_l \cdot R \cdot T_m,$$

где: R — газовая постоянная воздуха (29,3),

T_m — абсолютная температура воздуха ($t_m + 273^\circ$).

Поступающий с воздухом насыщенный пар занимает тот же общий объем; это позволяет определить вес идущего с воздухом пара из следующего уравнения:

$$G_d = \frac{V_l}{V_d},$$

где V_d — удельный объем сухого пара при температуре t_m .

Далее исследуем момент смешения паровоздушной смеси, отсасываемой из конденсатора, с вытекающим из сопла рабочим паром. Предыдущим расчетом адиабатического расширения пара при прохождении его через сопло мы определим скорость истечения C , а также соответствующее паросодержание x , причем расход рабочего пара нами также был принят заданным G_a кг/час.

Определив также скорость C' притекания паровоздушной смеси (эту скорость можно принять равной около 15 м/сек), можно написать уравнение, выражающее постоянство количества смешивающихся масс до и после момента смешения:

$$G_a \cdot c + (G_l + G_d) \cdot c' = (G_a + G_l + G_d) \cdot c_1,$$

определяющее скорость c_1 , устанавливающуюся после смешения обеих поступающих в диффузор струй.

По окончании смешения мы имеем дело с смесью $G_a + G_d$ кг пара и G_l кг воздуха, находящейся при общем суммарном давлении p_c . Паросодержание входящего в состав смеси пара обозначим через x .

Это паросодержание может быть установлено, исходя из следующих соображений: процесс смешения при входе в диффузор сопровождается потерей кинетической энергии пара и воздуха до смешения и после него:

$$\Delta W = G_a \cdot \frac{c^2}{2g} + (G_l + G_d) \cdot \frac{c'^2}{2g} - (G_a + G_l + G_d) \cdot \frac{c_1^2}{2g},$$

где ΔW — указанная потеря кинетической энергии, затрачиваемая на увеличение теплосодержания смеси:

$$\Delta W = \Delta I = I_1 - I,$$

где: I — теплосодержание до смешения и I_1 — после смешения. Теплосодержание I следует считать известным:

$$I = (U_0 + c_v \cdot T_l + A p_l \cdot V_l) + (q_a + r_a \cdot x_a) \cdot G_a + (q_d + r_d) \cdot G_d,$$

где через T_l , p_l и V_l обозначены абсолютная температура, парциальное давление и удельный объем воздуха до смешения, и величины q_a , r_a , x_a , q_d , r_d представляют теплоту воды, скрытую теплоту и паросодержание рабочего и отсасываемого из конденсатора пара также до момента смешения. Таким образом теплосодержание смеси после смешения равно:

$$I_1 = \Delta I + I. \quad (1)$$

Далее задаемся произвольной абсолютной температурой пара и воздуха после смешения T_x . По этой величине определяем последовательно: парциальное давление пара p_{dx} (по таблицам

паров); парциальное давление воздуха

$$p_{lx} = p_c - p_{dx},$$

удельный объем воздуха V_{lx} из уравнения:

$$V_{lx} \cdot p_{lx} = R \cdot T_x,$$

удельный объем сухого пара V_{dx} (по таблицам паров для давления p_{dx}) и степень сухости пара X_x из уравнения:

$$G_l \cdot V_{lx} = (G_a + G_d) \cdot V_{dx} \cdot X_x,$$

выражающего равенство объемов, занимаемых паром и воздухом (после смешения). Определив указанные величины, мы можем вычислить теплосодержание I_x смеси (после смешения):

$$I_x = (U_0 + c_v \cdot T_x + A p_{lx} \cdot V_{lx}) \cdot G_l + (q_x + r_x \cdot X_x) \cdot (G_a + G_d);$$

здесь величина U_0 не подлежит определению, так как она входит в обе части уравнения (1) и вследствие этого сокращается; величины q_x и r_x берутся по таблицам паров для парциального давления p_{dx} .

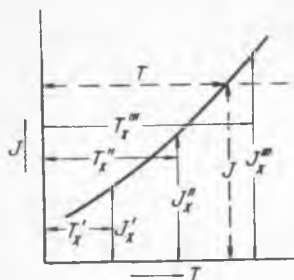
Очевидно, что заданная нами температура должна быть подобрана с таким расчетом, чтобы определенное по ней теплосодержание удовлетворяло уравнению (1). Такой подбор температуры можно произвести, применяя графический метод, состоящий в следующем (фиг. 227): строим в координатах $I-T$ несколько точек ($I'_x, T'_x, I''_x, T''_x, \dots$), вычисляемых по произвольно заданным температурам T'_x, T''_x, \dots , и

приводим кривую $I_x = F(T_x)$ по этим точкам. Далее проводим горизонталь $I_1 = \text{пост.}$, соответствующую значению теплосодержания, определяемому уравнением (1). Тогда пересечение горизонтали и построенной кривой определяет искомую температуру смеси после смешения, которую мы обозначим буквою T_1 . Вычислив эту температуру, находим по приведенным выше формулам все величины, характеризующие состояние пара, воздуха и паровоздушной смеси после смешения, а именно: парциальное давление пара p_{d1} (по таблицам паров для температуры T_1); парциальное давление воздуха

$$p_{l1} = p_c - p_{d1}$$

и объем воздуха

$$V_{l1} = \frac{G_l \cdot R \cdot T_1}{p_{l1}}$$



общий с объемом пара. Игак, во входном сечении диффузора нам становятся известными:

$$\text{давление смеси } p_1 = p_l + p_a,$$

$$\text{удельный объем смеси } V_1 = \frac{V_l}{G_a + G_d + G_l},$$

часовой объем смеси — V_l ,

скорость смеси — c_1 ,

температура смеси — T_1 ,

парциальное давление пара — p_d ,

парциальное давление воздуха — p_l ,

паросодержание — x_1 .

В дальнейшем для определения сечений диффузора могут послужить следующие соображения: сжатие смеси в диффузоре считаем происходящим по политропе $p \cdot v^n = \text{const}$, показатель которой определяется, по данным Каула и Робинсона, уравнением:

$$\frac{p_c}{n-1} = \frac{p_{d1}}{1,135-1} + \frac{p_{l1}}{1,41-1}.$$

Диффузор имеет форму суживающегося и расширяющегося патрубка; давление в узком сечении p_2 , по данным тех же источников, определяется формулой:

$$m = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{2 + \frac{n-1}{n} \cdot \frac{c_1^2}{g \cdot v_1 \cdot p_1}}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}}.$$

Теоретическая скорость смеси в горле диффузора определяется формулой:

$$c_{2t} = \sqrt{\frac{n-1}{n+1} \left(c_1^2 + \frac{n}{n-1} \cdot 2 \cdot g \cdot p_1 \cdot v_1 \right)}.$$

Примечание. Выражения $\frac{p_2}{p_1}$ и скорости c_{2t} получаются из обычных формул, выводимых для критического отношения давлений и критической скорости истечения, если учесть начальную скорость притекающего к соплу газа. Суживающаяся часть диффузора рассматривается в данном случае как обращенное сопло, работающее при критическом отношении давлений.

Действительную скорость c_2 по Каула и Робинсону можно найти из соотношения:

$$\frac{c_1^2 - c_{2t}^2}{c_1^2 - c_2^2} = 0,85.$$

Парциальные давления пара и воздуха при давлении p_2 в горле сопла могут быть приняты равными:

$$p_{i_1} = m \cdot p_{i_1}$$

и

$$p'_{d_1} = m \cdot p_{d_1}$$

где $m = p_2 : p_1$.

Определив по давлению p_{d_1} температуру T_2 смеси (по таблицам паров), находим соответствующий этой температуре часовой объем воздуха V_2 (общий также для находящегося в смеси с воздухом пара):

$$V_2 = \frac{G_1 \cdot R \cdot T_2}{p_{i_1}}$$

зная V_2 и c_2 , можно определить сечение горла диффузора

$$f_2 = \frac{V_2}{c_2 \cdot 3600}$$

Остается вычислить площадь f_3 выходного сечения диффузора. Давление после диффузора мы считаем заданным ($p = 0,2 - 0,25 \text{ кг/см}^2$).

Парциальные давления p_{d_3} и p_{i_3} пара и воздуха по предыдущему считаем равными:

$$p_{d_3} = \frac{p_3}{p_2} \cdot p_{d_1}$$

$$p_{i_3} = \frac{p_3}{p_2} \cdot p_{i_1}$$

На основании этих данных определяем (по таблицам паров) температуру смеси T_3 и далее часовой объем смеси:

$$V_3 = \frac{G_1 \cdot R \cdot T_3}{p_{i_3}}$$

Скорость в выходном сечении диффузора определится, полагая сжатие подчиняющимся политропическому закону, из уравнения:

$$\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 1 + \frac{c_2^2 - c_{3t}^2}{2 \cdot g \cdot p_2 \cdot v_3 \cdot \frac{n}{n-1}}$$

где: c_{3t} — теоретическая скорость смеси при выходе из диффузора,
 v_3 — удельный объем смеси в том же месте, определяемый из равенства:

$$v_3 = \frac{V_3}{G_a + G_d + G_l}$$

Примечание. По условиям работы диффузора давление в его выходном сечении достигается за счет затраты кинетической энергии смеси, имеющей скорость c_2 . Наибольшее давление будет достигнуто в том случае, когда скорость $c_{3f} = 0$. Вследствие этого, строго говоря, мы не имеем права задавать произвольно давление p_3 , но должны выбирать это давление с таким расчетом, чтобы определяемая предыдущей формулой скорость c_{3f} ни в коем случае не получила отрицательного или нулевого значения, но лежала в рекомендуемых практикой умеренных пределах.

Практически, благодаря потерям от трения, выходная скорость равна:

$$c_3 = \psi \cdot c_{3f},$$

где коэффициент ψ может быть принят равным 0,75.

Зная величину V_3 и c_3 , определяем площадь выходного сечения диффузора:

$$f_3 = \frac{V_3}{c_3 \cdot 3600}.$$

Приведенный расчет, не являясь весьма строгим, позволяет ориентироваться в происходящих в эжекторе явлениях, а также в выборе приблизительных размеров его частей.

Практически точный расчет эжектора, как видно из приведенной схемы, должен предусматривать знание потерь от трения, вследствие чего установление точных размеров сопла и диффузора производится обычно лишь экспериментальным путем.

Ориентировочный расчет эжектора второй ступени производится теми же методами, причем начальное состояние поступающей из холодильника смеси определяется, исходя из давления, установленного в этом холодильнике ($0,25 \text{ кг/см}^2$). Конечное давление при выходе из эжектора следует считать несколько превышающим атмосферное.

Примечание. Метод практического расчета паровых эжекторов, применяемый нашими ленинградскими заводами, изложен в статье инж. А. В. Сперанского в журнале „Судоходство и судостроение“ (№ 1—2, 1932 г.).

§ 127. Расчет и конструкция пароструйных эжекторов по Hoefel'у

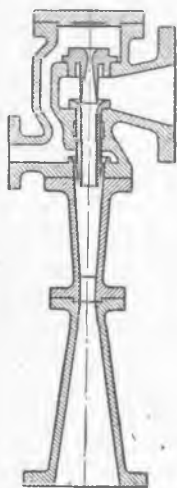
Пароструйные эжекторы применяются двуступенчатого типа, без промежуточного конденсатора либо с последним. Рекомендуемая Hoefel'ом конструкция эжектора без промежуточного конденсатора представлена на фиг. 228. Вторичное сопло образовано кольцевой щелью между обоими диффузорами. Первый диффузор

не имеет расширения, так как остающаяся неиспользованной в нем живая сила пара используется в следующем втором диффузоре.

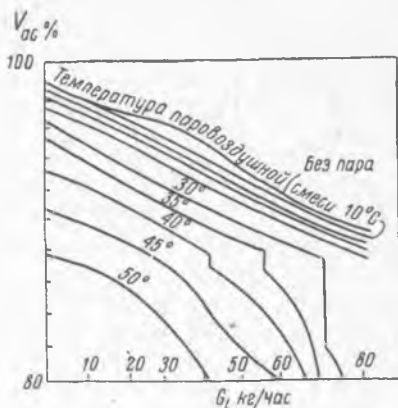
Кольцевая щель вторичного сопла может регулироваться при сборке эжектора постановкой прокладок.

Для расчета сопла Hoefel предполагает, что соотношение между величинами расходов пара в первом и втором соплах составляет 1:7 до 1:9 (с промежуточным конденсатором расход пара во втором эжекторе, примерно, вдвое меньше).

Узкое сечение диффузора Hoefel рекомендует брать равным 0,8 входного сечения (по диаметру) и расширение диффузора 8°.



Фиг. 228.



Фиг. 229.

Выходное сечение диффузора должно соответствовать скорости смеси $w = 30—40$ м/сек и может быть определено из формулы:

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{(D + G_1) \cdot v}{3600 \cdot W},$$

где: D — расход рабочего пара в соплах в кг/час;

G_1 — расход воздуха, отсасываемого из конденсатора, в кг/час;

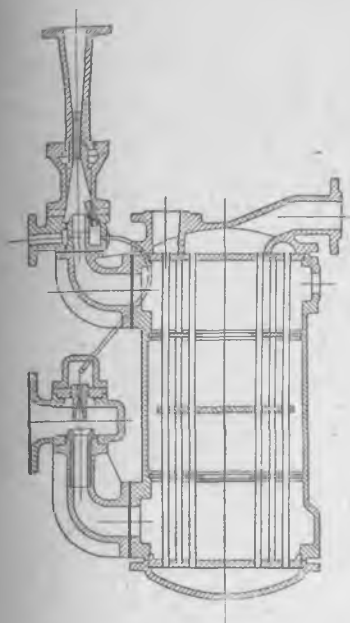
v — удельный объем пара при давлении у выхода из диффузора.

На фиг. 229 изображена диаграмма режимов работы эжектора типа Hoefel. В этой диаграмме дана зависимость между расходом отсасываемого воздуха и вакуумом в холодильнике, при различных парциальных давлениях пара, определяемых температурой конденсата в холодильнике, в месте отсасывания воздуха. Фиг. 229 относится к эжектору среднего размера (имеющему расход рабочего пара около 790 кг/час).

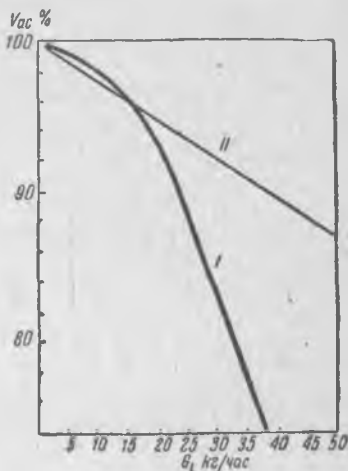
На фиг. 230 приведена конструкция двуступенчатого эжектора с промежуточным конденсатором системы Balcke и на фиг. 231 —

характеристика этого эжектора при работе с промежуточным конденсатором (кривая I) и без него (кривая II). Как видно из последней диаграммы, промежуточный холодильник, при значительных количествах воздуха, существенно изменяет характеристику работы эжектора, приводя к быстрому падению вакуума. Вследствие этого при больших количествах воздуха предпочтительна система без промежуточного конденсатора. В судовых установках часто применяет-

ся система двух параллельно включенных эжекторов — одного с промежуточным конденсатором и второго (для повышенного расхода воздуха) — без последнего.



Фиг. 230.



Фиг. 231.

§ 128. Опытные данные проф. Weighton (США)

На основании весьма тщательно проведенных испытаний образцового конденсатора проф. Weighton приводит диаграмму (фиг. 232), которая может служить для расчета судовых конденсаторов. Диаграмма построена по следующим двум формулам:

$$W = 8,8 \cdot k \cdot s \cdot (3,28 \cdot v)^x \cdot (T - T_1);$$

$$Q = 255 \cdot c \cdot \frac{W}{T - T_1},$$

где: W — расход пара, приведенный к абсолютному давлению начала выпуска из ц. н. д. = $0,56 \text{ кг/см}^2$ при температуре конденсата 38°C :

$$W = \frac{\lambda' - q_c}{593} \cdot W_1;$$

k и c — опытные коэффициенты;

s — охлаждающая поверхность в м^2 ;

v — скорость воды в трубках в м/сек ;

x — показатель скорости, принимаемый для хороших конденсаторов равным единице и для плохих (загрязненных, имеющих мертвое пространство) равным $0,5$;

W_1 — часовой расход пара в кг ;

Q — часовой расход охлаждающей воды в кг ;

T_i — температура входящей охлаждающей воды;

T — средняя температура паровоздушной смеси в конденсаторе (получаемая из опытов проф. Weighton);

λ' — теплота пара в момент начала выпуска из ц. н. д.;

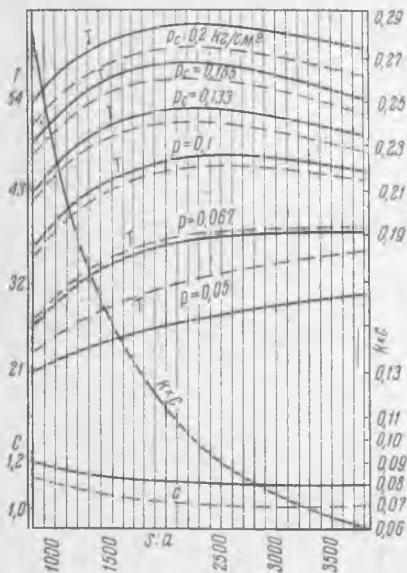
q_c — теплота конденсата.

Как нетрудно заключить, обе формулы вполне аналогичны выведенным выше выражениям охлаждающей поверхности и расхода воды в несколько условной и упрощенной форме. В диаграмме Weighton в качестве базы взято отношение $s:a$, где s — охлаждающая поверхность трубок и a — площадь живого сечения трубок; назовем это отношение „коэффициентом площади трубок“.

Задаваясь этим коэффициентом и также скоростью воды в трубках по диаграмме Weighton, определяются величины k , c , T (для заданного вакуума). После этого подстановкой в приведенные формулы и определяем величины Q , s .

Сплошные линии в диаграмме Weighton относятся к случаю

откачки воздуха и конденсата микровоздушными насосами, и пунктирные — отдельными сухими насосами с впрыскиванием в них охлаждающей воды (конденсата). Для выбора коэффициента площади

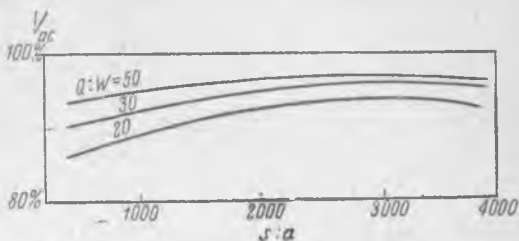


Фиг. 232.

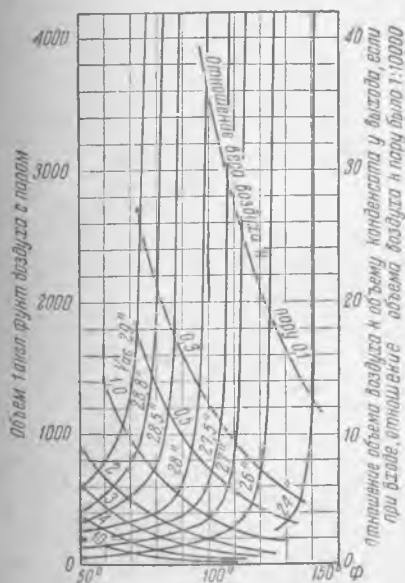
трубок проф. Weighton приводит экспериментальную диаграмму (фиг. 233), дающую зависимость вакуума от коэффициента площади трубок для различных значений кратной охлаждения $Q:W$ (от 20 до 50). Диаграмма предполагает работу обычного воздушного насоса при температуре входящей охлаждающей воды 10°C .

Форма кривых указывает на максимальную эффективность конденсатора при значении коэффициента площади трубок, равном приблизительно 3000.

Для заданного вакуума понижение коэффициента площади трубок вызывает повышенную величину кратности охлаждения. Отсюда видно, что большие значения коэффициента площади сокращают расход охлаждающей воды, но увеличивают вес и стоимость конденсатора.



Фиг. 233.



Фиг. 234.

Предположим, что на испытании конденсатора измерены: объем конденсата kg' , час V'_c ;

§ 129. Определение утечки воздуха в конденсатор при помощи диаграммы Nelson

На диаграмме, изображенной на фиг. 234 и построенной Nelson, указаны отношения объема воздуха к объему конденсата в зависимости от температуры у патрубка мокровоздушного насоса. При построении диаграммы предположено, что отношение объема воздуха к объему пара при входе в конденсатор составляет 1:10 000. На диаграмме нанесены кривые постоянного вакуума (сплошные линии) и кривые, обозначающие отношение весов воздуха и пара у места отсасывания насосом (пунктирные линии). Диаграмма приведена, как в оригинале, в английских мерах.

объем воздуха (по часовому объему воздушного насоса) V'_l . Таким образом определяется отношение:

$$m' = V'_l : V'_c.$$

Если в дополнение были измерены вакуум и температура конденсата, то по диаграмме Nelson определяется отношение:

$$m = V_l : V_c$$

в смеси при отсасывании воздушным насосом, в предположении начального отношения их объемов 1:10 000.

Вследствие этого заключаем, что в испытанном конденсаторе при входе в него смеси отношение объемов воздуха и конденсата было:

$$\frac{1}{10\,000} \cdot \frac{m'}{m}.$$

По этой величине можно судить о нормальности пропуска воздуха в конденсатор.

Nelson считает нормальным пропуск до 4,5 части воздуха на 10 000 частей пара.

§ 130. Разъедание трубок холодильника

Это весьма вредное явление привлекает к себе самое серьезное внимание. Разъедания трубок имеют либо химический, либо электролитический характер и выражаются в общем утонении стенок или в образовании местных точечных отверстий в трубках. Первый тип разъеданий менее опасен. Причинами разъеданий являются:

1) наличие в охлаждающей воде воздуха; ввиду того, что выделение воздуха облегчается с увеличением скорости воды в трубках, эту скорость не следует принимать выше 1,5 м/сек;

2) ненормальное повышение температуры охлаждающей воды, облегчающее выделение из нее воздуха; рекомендуется температуру воды повышать не более чем до 40°;

3) местная неоднородность металла трубок, вызывающая появление местных гальванических токов;

4) местная неоднородность механического происхождения (например борозды, образованные при неаккуратной протяжке трубок);

5) выделение из воды солей (главным образом хлористой окиси цинка);

6) занос в трубки электроотрицательных по отношению к металлу трубки частиц (например углерода и органических остатков).

Образование местных гальванических пар приводит к растворению цинка, входящего в состав металла трубки, который превращается в отдельных местах в рыхлую массу красной меди.

Мерами борьбы с коррозией трубок являются:

1. Выбор соответствующего состава металла трубок. Наиболее подходящим составом служит латунь (70% меди и 30% Zn, либо 70% меди, 29% Zn и 1% Sn). Примеси Al и мышьяка ускоряют разъедания. Более дешевый и менее стойкий состав латуни: 60% Cu, 40% Zn. В последнее время произведены удачные опыты с применением никелевой латуни (до 30% Ni), однако очень дорогой.

2. Тщательное изготовление трубок, которые после протяжки должны иметь полированный вид.

3. Отжиг трубок, приводящий к укрупнению зерна, что благоприятствует антикоррозийным свойствам.

4. Рациональная конструкция конденсатора и в частности устройство сит у входного патрубка охлаждающей воды, препятствующих заносу посторонних частиц в трубки.

5. Лужение трубок. Следует отметить, что это мероприятие требует безукоризненного выполнения, так как плохая полуда, сопровождающаяся местными дефектами, лишь способствует разъеданию.

Состав полуды, оправдавший себя в практике: 70% Sn, 30% Pb; имеются также сведения об удачном применении сплава 96% Pb и 4% Hg.

6. Предохранение цинковыми пластинами, которые электроположительны по отношению к меди и потому вызывают токи, препятствующие разъеданию трубок. Пластины должны быть хорошо электрически соединены с металлом корпуса холодильника.

Площадь предохранительных цинковых пластин должна составлять от 0,2 до 0,4 м² на каждые 100 м² охлаждающей поверхности трубок.

7. Короткое замыкание всех частей конденсатора медным проводником, дающим наиболее свободный путь электрическим токам.

8. По методу Кумберленда, конденсатор включается в электрическую цепь, и через нее пропускается ток достаточной силы (4—10 V при силе 2—3 A на 100 м² охлаждающей поверхности) для уничтожения местных гальванических и так называемых блуждающих токов в конденсаторе.

9. Хороший уход за конденсатором. Рекомендуются ежегодный осмотр трубок и их чистка. Рекомендуется повторять лужение периодически.

Таблица исполненных конденса

Название судна	Тип судна	Тип машины	Мощность машины	Расход пара в кг/час	Диаметр трубок в мм	Число трубок	Длина трубок в мм	Охлаждающая поверхность в м ²
Georg Waschington	Скорый пароход	Четырехкратного расширения	9 790	63 200	19	3 824	5 260	1 200
Preussen	Пассажирский пароход	Тройного расширения	2 970	20 200	19	911	5 540	300
Sierra-Nevada	Тов.-пассажирский пароход	Тройного расширения	2 140	11 000	19	1 395	3 500	290
Ulysses	Угольщик	Тройного расширения	3 750	26 000	16	3 213	3 073	492
Adana	Буксир	Тройного расширения	790	3 150	19	890	1 600	85
Rheiniand	Линейный корабль	Тройного расширения	7 370	49 400	17,5	3 041	3 950	660
New-York	Линейный корабль	Тройного расширения	15 050	100 500	16	5 340	4 570	1 218

торов морских машин (по Бауэру)

Давление в конденса- торе в кг/см ²	Температура насыщен- ного пара при этом дав- лении в °С	Температура конден- сата	Температура входящей охлаждающей воды	Температура выходя- щей охлаждающей воды	Коэффициент передачи тепла k в $\text{кал}/\text{м}^2 \cdot \text{час}$	Расход охлаждающей воды в $\text{т}/\text{час}$	Скорость охлаждаю- щей воды в $\text{м}/\text{сек}$	Примечание
0,155	55	43,7	17	52	1285	926	0,65	<p>Коэффициент передачи тепла k_i, принятый для расчета в таб- лице, отвечает фор- муле:</p> $k_i = \frac{W}{F \Delta t},$ <p>где: $W = G(\lambda - t_0)$, G — расход конденса- руемого пара, t_0 — температура на- сыщенного пара, соответствующая давлению в conden- саторе, λ — теплота пара при том же давлении, F — поверхность кон- денсатора: $\Delta t^\circ = t_0 - \frac{t_a + t_s}{2}$, t_a — температура вы- ходящей охлаждаю- щей воды, t_s — температура вхо- дящей охлаждаю- щей воды. Переохлаждение кон- денсата и парциаль- ное давление воз- духа в формуле для упрощения во вни- мание не приняты.</p>
0,12	50	40	19	47	2020	375	1,1	
0,132	51	36	6	26	598	313	0,9	
0,16	55	52	7,1	48	987	320	0,35	
0,18	57	32	1	16	395	114,2	0,36	
0,12	50	26	4	21	1040	1540	1,55	
0,15	53,5	34,5	18,9	43,1	1875	2200	1,5	

Таблица исполненных вод

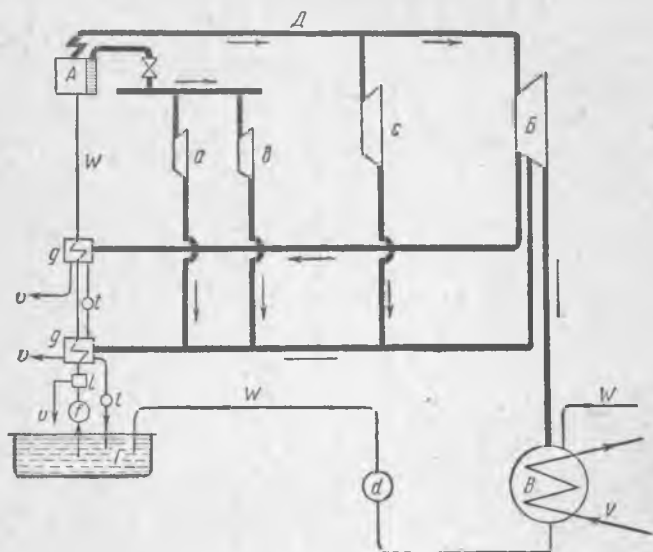
Тип судна	Тип главных машин	Мощность в и. л. с.	Расход пара на силу-час в кг	Полный расход пара на главную машину в т/час	Диаметр в мм	Ход поршня в мм Число об. в мин.
Малые тов. пароходы	Тройного расширения с перегревом пара	600	4,8	2,88	1100	$\frac{700}{90}$
Средние тов. пароходы	То же, но без перегрева	1100	6,7	7,4	1400	$\frac{1000}{75}$
Большие тов. пароходы	То же с перегревом	4400	4,8	21,1	2140	$\frac{1520}{72}$
Угольщики американского флота	2 машины тройного расширения без перегрева	3600	6,6	21,8	1930	$\frac{1220}{98}$
Тов.-пасс. пароходы	2 машины четырехкратного расширения без перегрева	3500	6,4	22,4	1900	$\frac{1400}{82}$
Скорые пароходы	4 машины четырехкратного расширения без перегрева, на двух валах	9000	6,4	57,5	2850	$\frac{1800}{80}$

Таблица 69
Душных насосов (по Бачару)

Число и тип воздушных насосов	Диаметр парового цилиндра в мм	Диаметр цилиндра насоса в мм	Ход поршня насоса в мм	Число двойных ходов в минуту	Отношение площади парового цилиндра к площади цилиндра насоса	Отношение часового объема насоса к часовому объему ц. н. д.	Отношение часового объема насоса к часовому расходу пара в главной машине
1 помпа Эдвардса от главной машины	—	370	350	90	—	0,057	71
То же	—	420	500	75	—	0,045	44,5
То же	—	750	700	72	—	0,057	63,5
То же	—	558	457	98	—	0,0314	27,5
То же	—	600	600	82	—	0,043	37,4
1 дуваль-помпа Вира	2,343	2,838	533	20	1:5,97	0,0127	12,2

§ 131. Схема рационального использования тепла в судовых паросиловых установках

В основу разработки схемы должен быть положен принцип использования для работы всех наличных резервов тепла, причем вся теплота пара, взятого из котлов, должна быть затрачена на индикаторную работу главных и вспомогательных механизмов и на подогрев питательной воды (за исключением потери тепла отработавшего пара главной машины в конденсатор и тепла, потерянного на излучение в паропроводах). При разработке схемы теплоисполь-



Фиг. 235.

зования необходимо принять в расчет следующие соображения:

1. Применение вспомогательных механизмов, имеющих самостоятельные паровые двигатели, или приводимых от главной машины, или электрифицированных.

2. Одноступенчатый или многоступенчатый подогрев питательной воды.

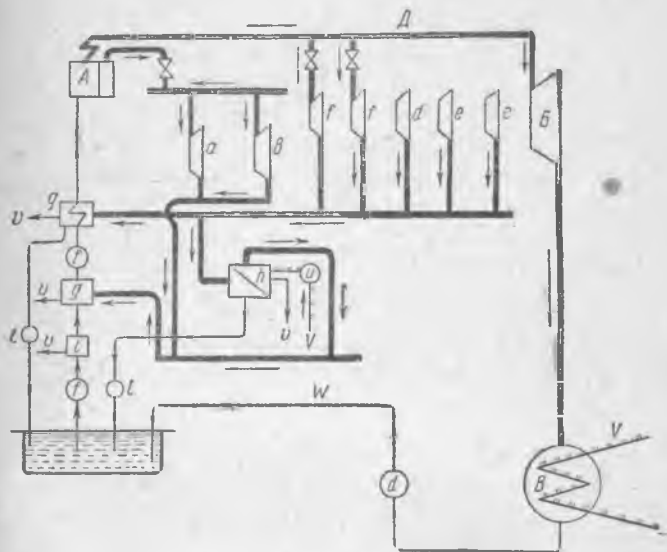
3. Применение промежуточного отбора пара из ресиверов главной машины для подогрева питательной воды.

4. Использование для подогрева воды теплоты отработавших газов паровых котлов.

При самостоятельном приводе вспомогательных механизмов теплота отработавшего пара двигателей этих механизмов возвращается в паровой котел (путем подогрева питательной воды). При этом

двигатели вспомогательных механизмов должны работать на противодавление (чтобы иметь возможность подогрева питательной воды до достаточно высокой температуры). Степень экономичности двигателей вспомогательных механизмов в этом случае определяется количеством потребного для подогрева воды тепла. При наличии на судне большого количества вспомогательных механизмов и их значительной мощности (т. е. при избытке пара) необходима постановка экономичных двигателей. В этом случае может быть желательной электрификация механизмов.

Привод вспомогательных механизмов от главных машин повышает к. п. д. при производстве мощности, потребной для этих



Фиг. 236.

механизмов. В этом случае для подогрева питательной воды приходится использовать отбор пара от ресиверов главной машины. Промежуточный отбор повышает термический к. п. д. установки.

При отборе из ресивера низкого давления экономия повышается.

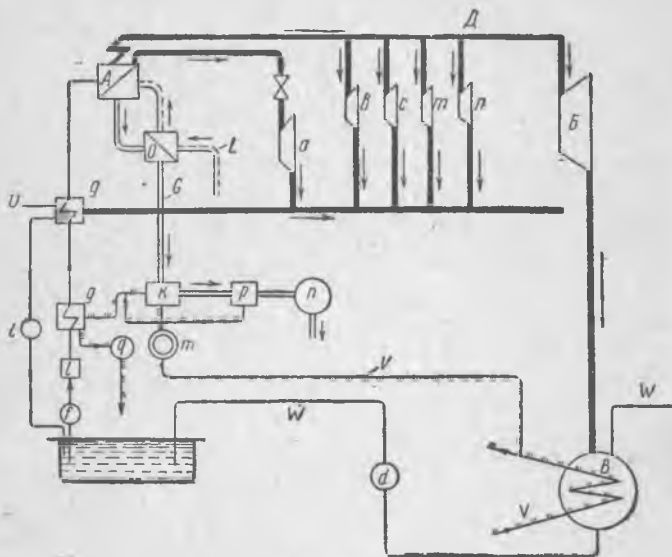
При промежуточном отборе у ресиверов устанавливают автоматические клапаны, регулирующие постоянно давление отбираемого пара.

При двухступенчатом подогреве в первой ступени пар подогревается до температуры $75-90^{\circ}\text{C}$, причем происходит выделение из питательной воды воздуха. Во второй ступени воду подогревают до $t = 120-150^{\circ}\text{C}$;

Первый подогреватель обычно смешивающего типа и второй — поверхностного.

Приводимые ниже схемы представляют типичные случаи системы подогрева питательной воды в экономичных судовых установках.

Схема 1 (фиг. 235): частично приводные механизмы (воздушный насос, машино-питательные и трюмные помпы, циркуляционный насос) и частично снабженные самостоятельными паровыми двигателями (рулевая, вентилятор искусственного дутья, пародинамо). Временно действующие механизмы (балластный насос и др.) в схему не входят. Подогрев двухступенчатый. В первой ступени вода подогре-



Фиг. 237.

вается отработавшим паром некоторых вспомогательных механизмов, а также отбором пара из ресивера низкого давления.

Во второй ступени — подогрев отработавшим паром двигателя вентилятора и отбором из ресивера ц. в. д.

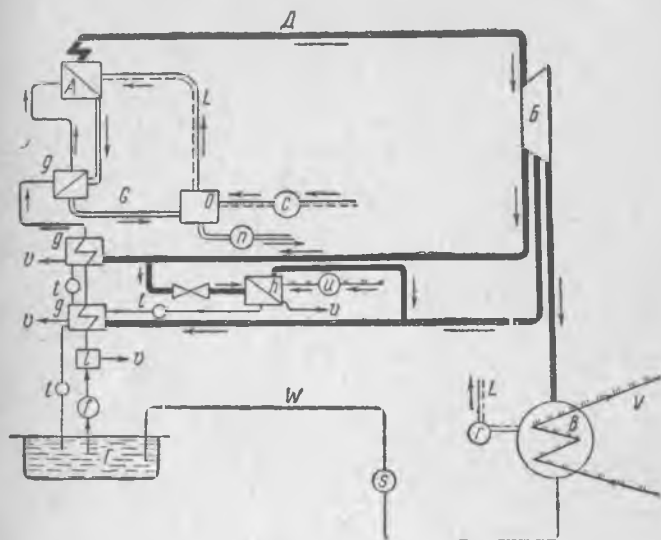
Схема 2 (фиг. 236): механизмы с самостоятельными двигателями. Подогреватель первой ступени, смешивающий, питается отработавшим паром рулевой и пародинамо, а также вторичным паром испарителя.

Второй подогреватель — поверхностный, питается отработавшим паром остальных механизмов.

Схема 3 — Гоуден Джонсона (фиг. 237): отработавшие газы котла производят подогрев воздуха и затем направляются к теплообменному аппарату, в котором нагревают некоторое количество заборт-

ной морской воды. Последняя направляется в подогреватель первой ступени. Подогрев второй ступени производится отработавшим паром некоторых вспомогательных механизмов.

Схема 4 (фиг. 238) — трехступенчатый подогрев: в первой ступени вода подогревается вторичным паром испарителя и отбором от ресивера низкого давления и во второй ступени — отбором из ресивера высокого давления. В третьей ступени вода подогревается отработавшими газами котла, которые вслед за тем направляются в воз-



Фиг. 238.

духоподогреватель. Вспомогательные механизмы электрифицированы. Генератор приводится в движение от вала главной машины.

Сводные цифры тепловых балансов схем приведены в табл. 70.

Таблица 70

№ схе- мы	Рабочее давление пара в ат и его темпе- ратура в °С	Давление в конден- саторе в ат	Темпера- тура отхо- дящих газов в °С	Подогрев воздуха в °С	Подогрев воды в °С	Удельный расход тепла
1	15/325	0,12	220	120,0	125,3	4410
2	15/325	0,12	220	120,0	103	4515
3	15/325	0,12	220	120,0	129,3	4240
4	15/325	0,12	150	150,0	185	3960

Обозначения к схемам:

<p><i>A</i> — паровой котел, <i>B</i> — главная паровая машина, <i>B</i> — холодильник, <i>Г</i> — питательная цистерна, <i>g</i> — подогреватели 1-й, 2-й и 3-й ступени, <i>a</i> — рулевая машина, <i>b</i> — пародинамо, <i>c</i> — машина вентилятора искусственного дутья, <i>d</i> — мокровоздушный насос, <i>e</i> — циркуляционный насос, <i>f</i> — питательный насос, <i>h</i> — испаритель, <i>i</i> — водоподогреватель, <i>k</i> — теплообменный аппарат с забортной водой,</p>	<p><i>l</i> — маслоотделитель, <i>m</i> — насос теплообменного аппарата, <i>n</i> — дымосос, <i>o</i> — воздухоподогреватель, <i>p</i> — сепаратор, <i>q</i> — клапан выпуска воды, <i>r</i> — воздушный насос, <i>s</i> — конденсатный насос, <i>t</i> — дренажный кран конденсата, <i>u</i> — насос испарителя, <i>v</i> — продувание, <i>L</i> — воздушный трубопровод, <i>D</i> — паропровод, <i>W</i> — водяной трубопровод, <i>G</i> — газовый трубопровод, <i>V</i> — трубопровод забортной воды.</p>
---	---

§ 132. Закрытая система питания котлов

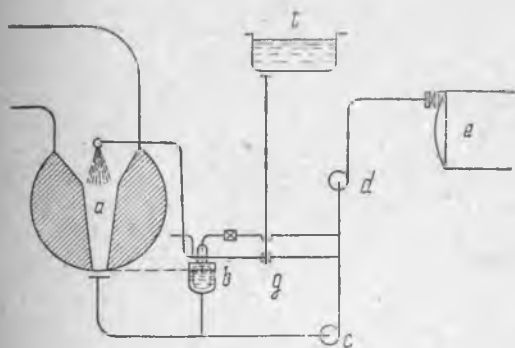
Выше нами был выяснен вопрос об экономии, достигаемой путем подогрева питательной воды отработавшим паром вспомогательных механизмов и пароструйных эжекторов или паром, отбираемым из ресиверов главной машины. В настоящее время этот подогрев является обязательной частью современных паросиловых судовых установок. В наиболее усовершенствованных установках принимают также и другие меры для улучшения работы конденсационного устройства, одной из слабых сторон которого является насыщение конденсата воздухом, значительно ослабляющим эффект конденсации.

В связи с этим заводом Wehr разработана специальная, так называемая закрытая система питания котлов, в которой конденсат, отсасываемый из холодильника специальными центробежными насосами, откачивается ими непосредственно к питательным насосам котлов, минуя промежуточные цистерны (так называемые теплые ящики). Этим путем избегается насыщение конденсата наружным воздухом и достигается почти полная его деаэрация.

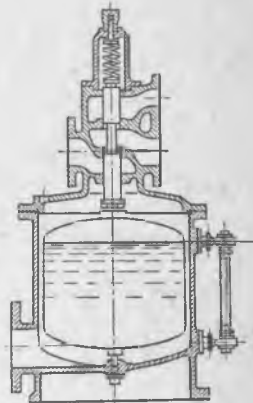
Подобные системы применяются обычно в судовых турбинных установках, однако они имеют актуальное значение и для установок с повышенным вакуумом, например при клапанных машинах и в особенности в установках с турбинами отработавшего пара.

На фиг. 239 и 240 представлена упрощенная схема подобной закрытой системы, применяемая заводом Brown — Boveri. Конденсат откачивается насосом *c*, работающим последовательно с питатель-

ным насосом *d*, подающим воду в котел *e*. В случае избытка конденсата поплавковый регулятор *b* (изображенный отдельно в правой части чертежа) автоматически переключает конденсатный насос для работы в питательную цистерну *t*; при недостатке воды поплавковый регулятор также автоматически производит выпуск из цистерны в конденсатор добавочной воды, которая таким образом подвергается в последнем деаэрации.



Фиг. 239.



Фиг. 240.

ГЛАВА IX

МЕТОДЫ ТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ ПРИ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ СУДОВЫХ ПАРОВЫХ МАШИН

Испытание машины, имеющее целью определить ее тепловой баланс и потери, а также термическое полезное действие и расход пара на силу-час, требуют производства ряда технических измерений, определяющих состояние пара, его расход, мощность машины и т. д. Важнейшие из методов измерений описаны ниже.

Теплотехнические испытания машин должны всегда иметь цель, направленную к получению полной мощности машины при наивысшем возможном коэффициенте полезного действия.

Тщательность проводимых испытаний является необходимым условием для получения надежных эксплуатационных, а также исследовательских данных. Кроме того, исключительно важно, чтобы к проведению теплотехнических испытаний был приучен обслуживающий персонал, чтобы в контрольно-измерительных приборах он мог видеть активное средство, способствующее проведению стахановских методов работ в машинном отделении судна.

§ 133. Измерение индикаторной мощности на испытаниях машин

Как было указано, механическая запись диаграмм работы пара в цилиндрах на испытаниях машин производится так называемыми индикаторами.

При работе с индикатором необходимо заботиться об его исправном состоянии. В частности необходимо следить за чистотой поршенька и его хорошей смазкой. Точно так же важно правильно установить постоянное равномерное натяжение тягового шнура барабана.

Перед съемкой диаграмм индикатор должен быть продут во избежание скопления в нем воды. Съемка диаграмм машин многократного расширения должна производиться по возможности одновременно во всех цилиндрах; при несоблюдении этого условия ренкинизирование диаграмм становится невозможным. Перед съемкой на ленте барабана прочерчивается линия атмосферного давления.

Неисправности индикатора обнаруживаются в виде различных ненормальностей снятых диаграмм.

Индикаторные диаграммы дают также возможность контролировать правильность установки парораспределения машины. Изучение дефектов машины на основании снятых на испытаниях машин диаграмм и их объяснение будут приведены ниже.

§ 134. Приближенные формулы для определения мощности

При испытании машин и предварительном проектировании встречаются случаи необходимости составления приближенных соображений о величине мощности, развиваемой машиной при различных условиях работы, в частности при:

- а) изменении котельного давления,
- б) изменении наполнения цилиндра высокого давления,
- в) дросселировании пара (прикрытием впускного клапана).

Третий случай, являющийся невыгодным с точки зрения использования тепла, применяется лишь в короткие промежутки времени (на маневрах). Приведем выражения изменений мощности в первых двух случаях.

а) При изменении котельного давления от нормальной величины p_a до давления p'_a мощность N'_i определяется следующей приближенной формулой:

$$N'_i = N_i \cdot \sqrt{\left(\frac{p'_a}{p_a}\right)^3}$$

При этом новое число оборотов машины в минуту изменяется согласно формуле:

$$n' = n \cdot \sqrt{\frac{P_a}{P_a}}$$

При изменении общей степени впуска пара в машину от величины ϵ до величины ϵ' мощность изменяется приблизительно следующим образом:

$$N'_i = N_i \cdot \sqrt{\left(\frac{k'}{k}\right)^3},$$

где k — отношение среднего теоретического индикаторного давления к котельному давлению, определяемое значениями, данными выше в § 3 настоящего курса, в функции от общей степени наполнения машины. При более точных подсчетах вычисление мощности должно производиться, начиная от эффективной мощности на гребном винте, принимая во внимание изменение механического коэффициента полезного действия валопровода и самой машины η_m :

$$\eta_m = 0,065 \sqrt[4]{N_i} + 0,36.$$

Помимо этого, необходимо учесть то обстоятельство, что при изменении отсечки впуска в ц. в. д. и числа оборотов в минуту изменяется также термический и относительный к. п. д. машины, а следовательно и среднее индикаторное давление (вследствие увеличения тепловых потерь от торможения пара при впуске, начальной конденсации и др.).

Эти изменения можно учесть лишь путем опыта на основании данных прогрессивных испытаний судов. Так, например, при испытании парохода „Владивосток“ было определено:

Индикаторная мощность, в процентах от нормальной .	100	80	60	40	20
Термический к. п. д. в процентах от нормального	100	100	99	90	71

§ 135. Измерение давлений

Измерение давлений производится манометрами типа Бурдона (фиг. 241) или мембранного типа (фиг. 242). Первый представляет собой изогнутую трубку эллиптического сечения, разгибаемую внутренним давлением входящего в нее пара. Показание передается стрелке манометра при помощи серьги, зубчатого сектора и зубчатки. Шкала манометра обычно устанавливается на двойное рабочее

давление. Для избежания влияния мертвого хода сектор постоянно прижимается к зубчатке слабой спиральной (часовой) пружинкой.

Манометры градуируются в метрических мерах (кг/см^2) и показывают избыточное давление сверх атмосферного. Для получения абсолютного давления показание манометра P должно быть сложено с величиной атмосферного давления p_a , измеряемого ртутным барометром:

$$p_{абс} = P + p_a = P + \frac{H}{760} \cdot 1,033 \text{ кг/см}^2,$$

где H — отсчет по ртутному барометру в мм Hg . В мембранном манометре изогнутая трубка заменена пластинчатой волнистой мембраной.

Градуировка и проверка манометров производятся сравнением их показаний с показаниями ртутных манометров или образцовых контрольных, снабженных двойным механизмом и двумя указательными стрелками.

Давления в конденсаторе измеряются подобными же приборами, называемыми вакуумметрами. Шкала вакуумметров обычно градуируется на миллиметры ртутного столба. Если показание вакуумметра равно b мм и показание ртутного барометра B мм , то абсолютное давление p_c , измеряемое прибором, равно:

$$p_c = B - b \text{ мм Hg.}$$

Вакуум V (в процентах от барометрического давления) определяется формулой:

$$V = \frac{b}{B} \cdot 100\%.$$

§ 136. Измерение температур

Температуры воды и пара измеряются обычными ртутными термометрами, пригодными для измерения температур до 250°C . При температурах, лежащих в пределах $250—500^\circ\text{C}$, применяются специальные ртутные термометры, в которых верхняя часть расширена и наполнена парами азота под весьма высоким давлением. Это предохраняет ртуть от кипения. Если термометр нельзя погрузить непосредственно в среду, температура которой подвергается измере-



Фиг. 241.



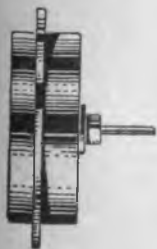
Фиг. 242.

нию (например в паропроводах и т. д.), то в месте измерения вставляются на резьбе колпачок или трубка, заполняемые маслом или другой жидкостью с высокой точкой кипения, куда погружают термометр.

Для передачи показаний термометра на отдаленное от места измерения расстояние пользуются так называемыми термоманометрами, принцип устройства которых основан на функциональной



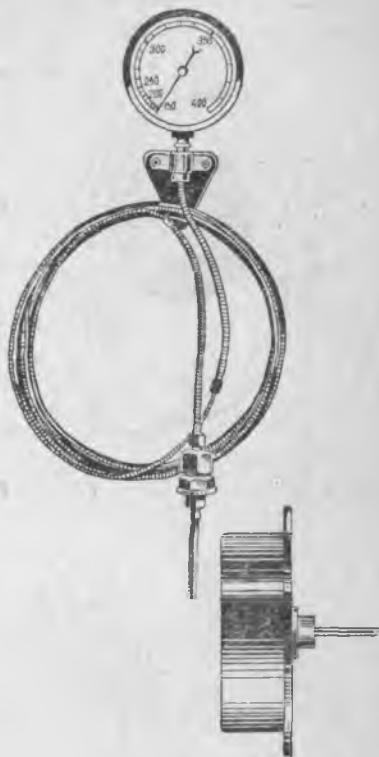
Фиг. 243.



Фиг. 244.



Фиг. 245.



Фиг. 246.

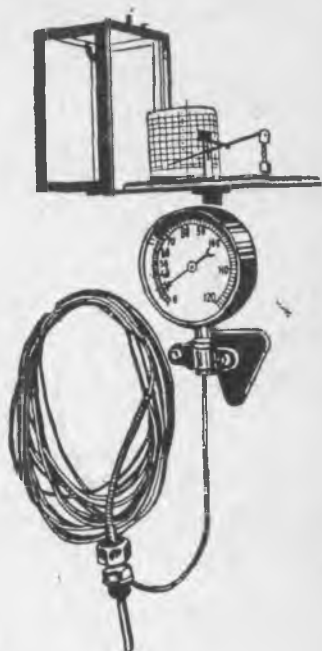
зависимости температуры кипения жидкостей от давления. Термоманометры состоят из расширенного сосуда (в виде трубки), частично заполненного эфиром или ртутью (смотря по величине измеряемых температур) и погружаемого в подлежащую измерению температуры среду. Давление паров жидкости в сосуде прибора передается без потерь по гибкой капиллярной трубке, заполненной какой-либо жидкостью, к манометру, установленному в месте наблюдения.

Весьма удобными для измерения температур являются электрические термометры сопротивления и термоэлектрические пирометры,

основанные на принципе образования электрической разности потенциалов на концах двух металлических проволок разного металла (например платины и родия), другие концы которых спаяны и погружены в измеряемую среду. Разность потенциалов воспринимается чувствительным гальванометром. Термоэлектрические пирометры могут передавать показания одновременно в несколько удаленных от точки измерения мест. Иногда термоманометры и электрические пирометры снабжаются регистрирующими аппаратами, записывающими температуру на укрепленной на барабане ленте.



Фиг. 247.



Фиг. 248.

Общий вид термоманометра изображен на фиг. 243, 244 и 245 и термоэлектрического пирометра—на фиг. 246 и 247; на фиг. 248 изображен пирометр с регистрирующим аппаратом.

§ 137. Измерение влажности пара

Определение влажности пара при впуске его в машину (а также и в других местах, например в золотниковых коробках цилиндров) производится одним из следующих способов.

Калориметрический метод Гирна. При этом способе для измерения служит сосуд (калориметр), емкостью около 10 л,

в который отводится из паропровода часть исследуемого пара, причем последний при смешении с водой целиком конденсируется.

Предварительно перед опытом определяется (с точностью до 1 г) вес влитой в калориметр воды G_x и ее температура t_x . Пропускание пара в сосуд продолжается до тех пор, пока температура смеси воды и сконденсированного в ней пара не поднимется до 60—70° С. После этого вновь определяют вес смеси.

Количество пара D определяется как разность весов $G_{см}$ и G_x .

Смещение теплоты пара и воды в калориметре выражается следующим уравнением:

$$G_{см} \cdot t_{см} = G_x \cdot t_x + D \cdot i,$$

где i — теплосодержание исследуемого пара.

Формула эта позволяет определить величину:

$$i = \frac{G_{см}}{D} (t_{см} - t_x) + t_x.$$

Зная теплосодержание i и давление пара, степень сухости можем определить по энтропийной диаграмме или же с помощью таблиц паров по формуле:

$$i = q + r \cdot x,$$

где величины q и r берутся по данным для сухого пара измеренного давления.

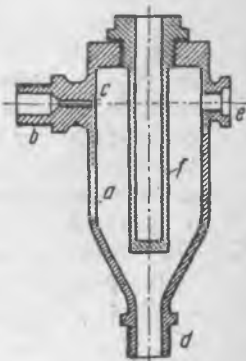
Метод дроссельного калориметра. Устройство дроссельного калориметра в разрезе изображено на фиг. 249. Этот прибор состоит из никелированного сосуда a , в который через отверстие b подводится пар полного давления. Отсюда пар проходит внутрь калориметра через тонкое отверстие c , испытывая торможение и входя в сосуд при сильно пониженном давлении. Отвод пара производится в атмосферу или холодильник через широкое отверстие d .

Для измерения температуры в калориметр вставлена заполняемая маслом трубка f , в которую опускают термометр. Давление в калориметре измеряется ртутным манометром, присоединяемым к нарезке e .

Пар, испытавший при входе в калориметр торможение, сохраняет при пониженном давлении прежнее теплосодержание и вследствие этого не только высушивается, но даже приобретает некоторый перегрев, измеряемый указанным выше термометром.

Таким образом на основании опыта можно составить уравнение, определяющее искомую влажность $1 - x$:

$$1 - x = \frac{\lambda_1 - \lambda_2 - c(t'_2 - t_2)}{r_1},$$



Фиг. 249.

где: λ_1 — теплота сухого пара, соответствующая давлению в паропроводе,

λ_2 — то же при давлении в калориметре,

t_2 — температура пара в калориметре,

t_2 — температура сухого пара, соответствующая давлению в калориметре.

Как видно из приведенного расчета, предположено, что пар при своем вступлении в калориметр становится перегретым. Это осуществимо лишь в тех случаях, когда начальная влажность в паропроводе была невелика. При большой же начальной влажности дросселирование может не вызвать перегрева, увеличив лишь степень сухости пара. В этом случае расчет начальной степени сухости становится невозможным. Вследствие этого применение дроссельного метода для определения влажности ограничено.

По данным Людвига, максимальная определяемая дроссельным калориметром влажность характеризуется следующими цифрами (табл. 71):

Таблица 71

Давление в калориметре	Около 1 кг/см ²					Около 0,2 кг/см ²				
Давление пара в паропроводе в кг/см ²	5	8	10	12	15	5	8	10	12	15
Максимальная определенная прибором влажность в %	2,5	3,5	4,0	4,5	5,2	4,9	6,0	6,4	6,7	7,6

Указанные величины, однако, соответствуют наблюдаемым в практике степеням сухости пара перед машиной, ввиду чего дроссельный калориметр является при исследовании судовых машин во многих случаях пригодным.

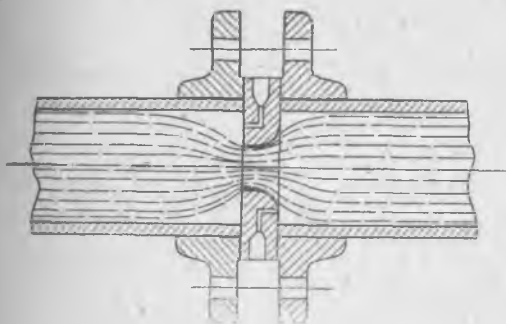
Третий метод определения влажности пара основан на принципе сепарации содержащейся в паре влаги путем механического отклонения направления струи пара.

§ 138. Измерение расхода пара

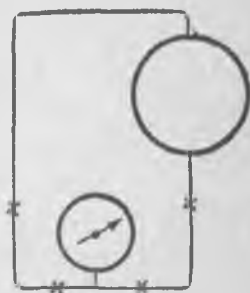
Измерение расхода пара производится чаще всего либо непосредственно в паропроводе, либо взвешиванием отводимого из конденсатора конденсата. Второй из указанных методов (измерение конденсата мерительным баком или водомерами, установленными на питательном трубопроводе к котлу) не является достаточно точным, так как не учитывает утечек пара через неплотности в машине,

Кроме того, в конденсатор часто отводится пар от некоторых постоянно действующих вспомогательных механизмов, что вводит в расчет значительное усложнение и неточность или требует постановки испытания в специальные условия (отвод пара от всех вспомогательных механизмов в атмосферу). Вследствие этого остановимся более подробно на первом методе — непосредственного измерения расхода пара во впускном паропроводе так называемыми паромерами.

Устройство паромера схематически указано на фиг. 250 и 251. В паропровод вставляется измерительный патрубок (сопло Вентури) или диафрагма, имеющие суженное сечение. Протекая через отверстие диафрагмы, струя принимает изображенную на фиг. 250 форму, причем в горле шайбы скорость пара повышается, а давление падает, восстанавливаясь снова до начальной величины в некотором расстоянии далее шайбы.



Фиг. 250.



Фиг. 251.

Диафрагма имеет закругленное входное отверстие (диафрагма Бендемана). В других случаях отверстие делают коническим с углом скоса кромок 45° .

Разность статических давлений пара в паропроводе и в отверстии шайбы измеряется дифференциальным ртутным манометром.

Работу диафрагмы можно показать на следующем расчете.

Введем следующие обозначения:

Сечение паропровода	$F \text{ м}^2$
Сечение отверстия шайбы	f_0''
Наиболее узкое сечение струи	f''
Отношение $f_0:F$	m
Коэффициент сжатия струи $f:f_0$	μ
Удельный вес пара	γ

При этих обозначениях должно быть:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g},$$

где: v_1 — скорость пара в паропроводе в м/сек,
 v — скорость пара в отверстии шайбы.

Таким образом:

$$v_1 = \frac{f_0}{F} \cdot \mu \cdot v = m \cdot \mu \cdot v.$$

Подставляя это значение v в предыдущее уравнение, получим:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{m \cdot \mu \cdot v^2}{2g} = \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g},$$

откуда:

$$v = \frac{1}{\sqrt{1 - m^2 \cdot \mu^2}} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p)}.$$

Далее по скорости v определяем расход пара в кг/сек:

$$\begin{aligned} G \text{ кг/сек} &= f_0 \cdot \frac{\mu}{\sqrt{1 - m^2 \cdot \mu^2}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \gamma (p_1 - p)} = \\ &= f_0 \cdot k \cdot \sqrt{2g\gamma (p_1 - p)}. \end{aligned}$$

Коэффициент k может быть взят в зависимости от отношения сечений m из табл. 72.

Таблица 72

$m = \frac{f_0}{F}$	k	$m = \frac{f_0}{F}$	k
0,15	0,610	0,50	0,700
0,20	0,617	0,55	0,725
0,25	0,625	0,60	0,755
0,30	0,634	0,65	0,795
0,35	0,645	0,70	0,845
0,40	0,660	0,75	0,910
0,45	0,680	—	—

В тех случаях, когда разность давлений перед диафрагмой и в отверстии последней велика, допущение постоянства удельного веса γ является неправильным, и расчет должен производиться с учетом изменения плотности, по закону адиабаты. Поправка при разности давлений, не превышающей 100—150 мм Hg, однако, не превосходит 1⁰/₁₀.

При измерении расхода парометрами в тихоходных главных судовых машинах колебания показаний прибора настолько значительны, что предпочтительнее становится измерение по конденсату. Для быстроходных же машин и при измерении общего расхода пара на ряд одновременно работающих вспомогательных механизмов парометр обычно работает удовлетворительно.

§ 139. Пример теплового баланса нормальной паровой машины

Приведем пример теплового баланса современной золотниковой морской машины тройного расширения, включающий в себя характерные данные средней машинной установки грузового парохода.

Мощность машины, взятой для примера, принята 1800 и. л. с.
Начальное давление пара 16 кг/см².
Температура пара 285° (в настоящее время применяется до 350°).

Давление после ц. н. д. 0,28 кг/см².

Давление в конденсаторе 0,13 кг/см².

Конденсатор регенеративного типа с охлаждающей поверхностью 230 м² (или 0,13 м² на силу).

Разность температур входящей и выходящей циркуляционной воды 13,5° (температура заборной воды принята равной 21°).

Производительность циркуляционного насоса 360 т/час при напоре 3,8 м Н₂O.

Расход пара на 1 и. л. с./ч. в главной машине 4,95 кг.

Вспомогательные механизмы:

Начальное давление пара 10,5 кг/см² по манометру; состояние пара: влажный с 2⁰/₀ влаги или перегретый на 70° С,

Противодавление 0,35 кг/см² по манометру.

Расход пара на вспомогательные механизмы (табл. 73):

Таблица 73

Название механизмов	Полезная мощность в л. с.	Расход пара в кг/час
		перегретый пар 285°
Циркуляционный насос	5,05	138
Главный питательный насос	7,4	174
Пароструйный воздушный насос	—	39
Вентилятор	5,02	194
Динамо	—	114
Общий расход на вспомогательные механизмы	—	666 кг/час (0,37 кг/и. л. с.-ч.)

Исследование тепловых потерь, определение удельного расхода пара и наконец составление теплового баланса машины не носят, очевидно, абстрактного характера. Примененные к конкретной машине, они преследуют цели вскрыть дефекты и причину их с тем, чтобы можно было полностью использовать мощность как заложенную в машине творческой волей конструктора, так и резерва мощности, заложенного в силу несовершенства применяемых расчетов (опытные коэффициенты, эмпирические формулы, запасы прочности и т. п.).

**Температура подогрева питательной воды до 100° С.
Данные теплового баланса**

Статьи расхода тепла	Перегретый пар 285°
Теплота отработавшего пара вспомогательных механизмов, сверх теплоты питательной воды в <i>кал/кг</i>	570
Общая теплота пара вспомогательных механизмов сверх теплоты питательной воды в <i>кал/час</i>	3,6 · 10 ⁵
Необходимый подъем температуры конденсата (100—50,5°)	49,5°
Нагрев воды отработавшим паром вспомогательных механизмов	40,5°
Необходимое количество пара, забираемое для нагрева питательной воды из ресивера низкого давления	150 <i>кг/час</i>
Необходимое эквивалентное количество пара, добавляемое для питания машины	150:3 = 50 <i>кг/час</i>
Полный расход пара на главную машину.	4,978 <i>кг/и. л. с.-ч.</i>
Отбор для нагрева питательной воды	(0,028 <i>кг/и. л. с.-ч.</i>)
Расход пара на вспомогательные механизмы машинного отделения	0,37 <i>кг/и. л. с.-ч.</i>
Расход пара на судовые надобности:	
Рулевая машина 204 <i>кг/час</i>	—
Мусорная машина 23 <i>кг/час</i>	0,18 <i>кг /и. л. с.-ч.</i>
Отопление 90 <i>кг/час</i>	—
Полный расход пара на силу-час	5,5 <i>кг</i>
Общее количество тепла, доставляемое котлами на все надобности в <i>кал/и. л. с.-ч.</i>	3 470
Коэффициент полезного действия паровых котлов	75°/0
Теплота, затрачиваемая с топливом для котлов (с прибавкой 2°/0 на разводку)	4640 <i>кал/и. л. с.-ч.</i>
Расход твердого топлива с теплотворной способностью 7500 <i>кал/кг</i>	0,620 <i>кг/и. л. с.-ч.</i>

ГЛАВА X

ДИНАМИКА СУДОВЫХ ПАРОВЫХ МАШИН

§ 140. Общая постановка вопроса

Динамические явления, имеющие место при работе судовой машины, оказывают весьма серьезное влияние как на прочность частей самой машины, так и на корпус судна. При этом наиболее серьезными являются вопросы:

1) напряжений, возникающих вследствие крутильных колебаний валов и

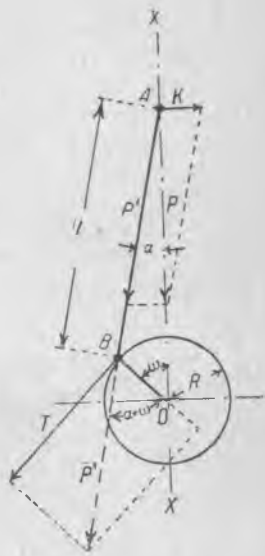
2) колебательных движений корпуса судна, воспринимающего неуравновешенные инерционные силы частей машины.

Причиной возникновения крутильных колебаний является неравномерность вращающего момента на валу в течение одного оборота машины. Неравномерность хода, связанная с изменением режима машины, нами здесь не рассматривается.

Изменения вращающего момента вызывают также периодические изменения хода машины, называемые ее неравномерностью. Последняя имеет большое значение для работы стационарных машин, работающих для освещения, так как неравномерность хода вызывает колебания освещения. Средством для ослабления неравномерности хода является постановка на валу машины маховиков, воспринимающих работу ускорительных вращающих моментов, отдаваемую маховиком обратно в те периоды, когда движущие моменты становятся ниже постоянного сопротивления, на которое работает машина. В судовых паровых двигателях вопрос неравномерности хода не является острым, ввиду чего постановка маховиков в них не практикуется. Для упрощения решения поставленной задачи мы допустим совершенную равномерность хода машины, т. е. постоянство угловой скорости вала в течение оборота, и подвергнем исследованию лишь периодическое изменение действующих на кривошип касательных сил.

§ 141. Выражение касательного усилия на валу машины

Касательные усилия, являющиеся причиной возникновения на валу машины вращающего момента и отнесенные к радиусу пальца кривошипа, определяются геометрическим разложением сил, действующих на кривошипный механизм по направлению оси цилиндров. Это разложение поясняется схемой, изображенной на фиг. 252. На этой фигуре изображена ось цилиндра, вдоль которой действует усилие P , передаваемое шатуном пальцу кривошипа R . Угол ω представляет переменный угол поворота кривошипа в рассматриваемый момент времени. Соответствующий угол наклона шатуна в тот же момент мы обозначим через α . Действующая по оси цилиндра сила может быть разложена по правилу параллелограмма на



Фиг. 252.

усилие, действующее вдоль шатуна P' , и горизонтальную силу давления на параллель машины K . Как ясно из приведенной геометрической схемы, сила P' может быть определена следующей формулой:

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

Сила P' , в свою очередь, может быть разложена на касательное усилие на пальце кривошипа T и радиальное усилие, уравновешиваемое реакцией подшипников вала. Условия равновесия машины требуют, чтобы момент горизонтальной силы K относительно оси вала был равен моменту относительно той же оси силы T . Момент передается гребному винту и служит для вращения последнего. Выражение тангенциальной силы находится из приведенной схемы:

$$T = \frac{P \sin(\alpha + \omega)}{\cos \alpha}.$$

Таким образом вопрос определения величины касательного усилия на пальце кривошипа, а также изменений этой величины в функции от угла поворота мотыля может быть разрешен при условии знания силы, действующей по направлению штока поршня и являющейся результатом сложения следующих действующих по оси цилиндров усилий:

- 1) переменной силы давления пара на поршень;
- 2) переменной силы инерции прямолинейно-возвратно движущихся частей машины;
- 3) постоянной силы веса тех частей машины, центр тяжести которых при вращении машины испытывает вертикальные перемещения.

§ 142. Массы прямолинейно движущихся и эксцентрично вращающихся частей

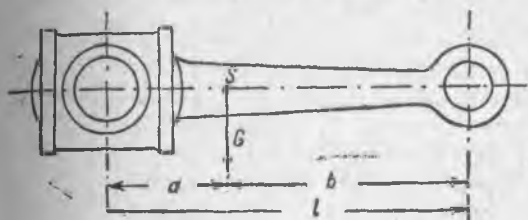
Рассмотрим вопрос определения величины сил инерции прямолинейно-возвратно движущихся масс. Согласно основному принципу механики, величина рассматриваемых сил должна быть равной произведению величины этих масс на их ускорение по направлению оси цилиндра. Таким образом задача распадается на две части: определение величины прямолинейно-возвратно движущихся масс и определение их ускорений в зависимости от угла поворота мотыля.

Под прямолинейно-возвратно движущимися массами следует подразумевать массы всех движущихся вдоль оси цилиндра частей машины, как-то: поршня, его штока, крейцкопфа и т. д. Помимо этих масс, в составе частей машины имеются детали (подобные шатуну), участвующие как в прямолинейно-возвратном движении, так и во вращательном движении пальца кривошипа. Затруднение, вызываемое этим сложным движением шатуна, может быть с достаточной точностью разрешено разделением его массы на две

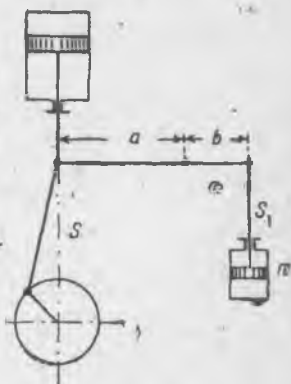
части (фиг. 253), из которых одна (верхняя, состоящая из верхней головки шатуна и прилежащей части штока) будет отнесена нами к прямолинейно-возвратно движущимся массам и нижняя (мотылевый подшипник с прилежащей частью штока) — к частям, вращающимся вместе с пальцем кривошипа. Такое разделение не влечет за собой значительной ошибки, так как вес штока шатуна по сравнению с весом его головки и мотылевого подшипника весьма мал. Таким образом прямолинейно-возвратно движущейся частью массы шатуна мы будем считать массу:

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{a}{L},$$

где G — вес шатуна, g — ускорение силы тяжести, L — длина шатуна и a — расстояние оси головки от центра тяжести детали.



Фиг. 253.



Фиг. 254.

Вес шатуна и положение его центра тяжести могут быть найдены подсчетом по чертежу.

Помимо перечисленных частей, в составе машины имеются еще прямолинейно-возвратно движущиеся детали, связанные с движением поршня не непосредственно, но через посредство передач (например части помп и воздушных насосов, получающие движение от кривокопфа через коромысло). Эти детали также должны быть нами мысленно перенесены на линию оси цилиндра. Это приведение производится путем умножения указанных масс на отношение плеч приводящих их в движение рычагов или, что то же, на отношение их вертикального хода к ходу поршня машины. Так, для приведения массы m движущихся частей воздушного насоса, получающего движение от коромысла с отношением плеч $a - b$ (фиг. 254), необходимо указанную массу умножить на отношение:

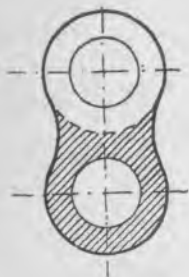
$$\frac{b}{a} = \frac{S_1}{S} = \frac{S_1}{2r},$$

где S_1 — ход поршня воздушного насоса, S — ход поршня машины; приведенные массы возвратно движущихся частей парораспределительных органов (золотников, эксцентриков со штангами и пр.) могут быть рассчитаны совершенно тем же методом. Однако ввиду несовпадения угловых перемещений эксцентриситетов с перемещениями мотыля нахождение тангенциальных сил, зависящих от движения этих частей, следует производить отдельно. В случае же совпадения направлений эксцентриситета с направлением мотыля массы распределительных органов могут быть сложены с массами главного кривошипного механизма после предварительного умножения на отношение:

$$\frac{r'}{r},$$

где r' — радиус эксцентриситета и r — радиус кривошипа.

Если эксцентриситет составляет с кривошипом угол 180° , то соответственные приведенные массы должны быть взяты со знаком минус. Если в составе приводов имеются рычажные передачи (как, например, в кулисах Клуга и др.), то соответствующие приводимые этими рычагами массы также должны быть умножены на отношение плеч рычагов, как указано выше.



Фиг. 255.

Поправки, обязанные влиянию масс распределительных органов, ввиду сравнительной малости величины эксцентриситетов обычно бывают незначительны.

Таким образом под массой прямолинейно-возвратно движущихся частей машины подразумеваем следующую сумму масс:

поршень, верхнюю часть шатуна,
шток поршня, приведенные массы насосов и тому подобных частей,
крейцкопф, приведенные массы частей распределительных механизмов.

Обозначим сумму всех перечисленных масс через M . В составе частей машины имеются еще так называемые концентрично и эксцентрично вращающиеся детали. Под первыми мы подразумеваем части, ось вращения которых совпадает с осью вала машины. Силы инерции этих масс не могут создать никаких вращающих моментов на валу машины (при допущенном нами предположении равномерности вращения вала). К эксцентрично вращающимся массам относим такие, центр тяжести которых не совпадает с осью вала. Сюда относятся: нижняя часть шатуна, палец мотыля и эксцентричная часть щек кривошипа (последняя обозначена на фиг. 255 штриховкой). Ускорение этих масс при их вращении может быть двоякого рода:

1) радиальное (центробежное) ускорение, направление которого проходит через ось вала; это ускорение не может вызвать каких-либо тангенциальных сил;

2) касательное ускорение, которое, на основании сделанного нами предположения равномерности вращения вала, должно быть равно нулю.

Вследствие этого при подсчете тангенциальных усилий как концентрически, так и эксцентрически вращающиеся массы нами в расчет приниматься не должны.

Определив массу прямолинейно-возвратно движущихся частей, приступим к определению величины вертикального ускорения этих частей.

§ 143. Путь, скорость и ускорение прямолинейно-возвратно движущихся масс

Как ясно из фиг. 252, путь поршня, т. е. отклонение его от верхнего мертвого положения, может быть выражен при данном угле поворота мотыля ω следующей формулой:

$$x = r(1 - \cos \omega) + l(1 - \cos \alpha).$$

Из этой же фигуры находим, кроме того, соотношения:

$$l \cdot \sin \alpha = r \sin \omega$$

или

$$\sin \alpha = \frac{r}{l} \sin \omega = \lambda \sin \omega,$$

где через λ обозначено отношение величины радиуса кривошипа к длине шатуна. Отсюда следует, что

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \omega}.$$

Разлагая выражение $\cos \alpha$ в ряд и ограничиваясь первыми двумя членами, получаем:

$$\cos \alpha = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \omega.$$

Подставим это выражение в формулу, выведенную для пути поршня:

$$x = r(1 - \cos \omega) + \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \omega \cdot l.$$

Скорость поршня (а с ним и всех прямолинейно-возвратно движущихся масс) определим, дифференцируя выражение пути поршня по времени:

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\omega} \cdot \frac{d\omega}{dt}.$$

Для определения производной $\frac{d\omega}{dt}$ рассмотрим касательную скорость вращения w пальца кривошипа; за промежуток времени dt палец пройдет элемент пути Δ , равный:

$$\Delta = w \cdot dt.$$

С другой стороны, выражение того же элемента пути Δ можно получить, определяя длину дуги, на которую повернется кривошип в тот же промежуток времени:

$$\Delta = r \cdot d\omega,$$

где r — радиус кривошипа и $d\omega$ — элементарный угол, соответствующий повороту мотыля за время dt .

Таким образом

$$w \cdot dt = r \cdot d\omega,$$

откуда:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{w}{r}.$$

Подставляя это выражение в выражение скорости поршня, получим:

$$v = \frac{dx}{d\omega} \cdot \frac{w}{r}.$$

Дифференцируя выведенную выше формулу x по углу ω и подставляя выражение производной $\frac{dx}{d\omega}$ в формулу скорости поршня, окончательно получим:

$$v = \left(r \cdot \sin \omega + \frac{1}{2} \cdot \frac{r^2}{l} \cdot 2 \cdot \sin \omega \cos \omega \right) \cdot \frac{w}{r} = w \left(\sin \omega + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\omega \right).$$

Ускорение прямолинейно-возвратно движущихся частей определяем дифференцированием v по времени:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dw}{dt} \left(\sin \omega + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega \right) + \frac{w^2}{r} (\cos \omega + \lambda \cos 2\omega).$$

По сделанному нами допущению равномерности вращения пальца кривошипа касательное ускорение пальца $\frac{dw}{dt}$ обращается в нуль, почему ускорение $\frac{dv}{dt}$ окончательно выразится следующим образом:

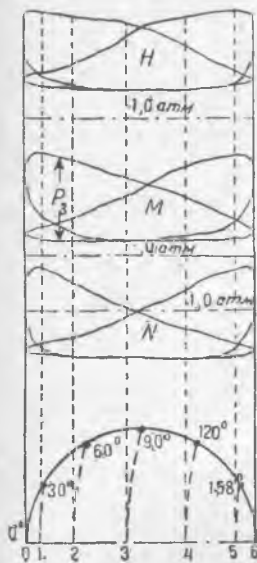
$$\frac{dv}{dt} = \frac{w^2}{r} (\cos \omega + \lambda \cos 2\omega).$$

§ 144. Построение диаграммы вертикальных усилий

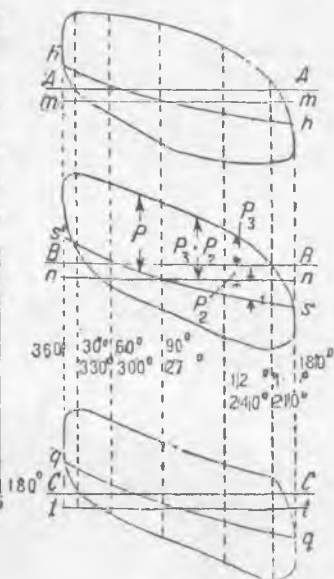
Определив массу M прямолинейно-возвратно движущихся частей машины и ее ускорение, находим выражение силы инерции прямолинейно-возвратно движущихся частей:

$$P_1 = -M \cdot \frac{dv}{dt} = -M \cdot \frac{\omega^2}{r} (\cos \omega + \lambda \cos 2\omega).$$

(P_1 имеет отрицательный знак по физическому смыслу сил инерции движущихся частей и при условии обозначения положительным



Фиг. 256.



Фиг. 257.

знаком сил, действующих по направлению сверху вниз; расположение машины принято вертикальным и отсчет углов поворота мотыля ω производится от верхней мертвой точки.)

К величине сил инерции мы должны (алгебраически) добавить постоянно положительную силу веса P_2 частей, центр тяжести которых испытывает вертикальные перемещения. К последним должны быть отнесены не только прямолинейно-возвратно движущиеся части, но также и эксцентрично вращающиеся.

Таким образом при учете сил веса мы добавим к вычисленному ранее весу прямолинейно-возвратно движущихся частей также веса

нижней части шатуна, пальца и эксцентрической части щеки мотыля, а также, в случае необходимости, приведенные веса эксцентрически вращающихся частей распределительных механизмов.

Третью составляющую P_3 вертикальных сил — давление пара на поршень — находим с помощью индикаторных диаграмм.

Общий метод суммирования вертикальной силы $P = P_1 + P_2 + P_3$ в зависимости от угла поворота мотыля ω пояснен на фиг. 256 и 257, где представлен пример построения диаграммы вертикальных усилий для машины тройного расширения.

На фиг. 256 вычерчен комплект индикаторных диаграмм, снятых с обеих полостей всех цилиндров машины. Основания диаграмм приняты одинаковыми и равными в принятом масштабе длине хода поршней, общей для всех цилиндров.

Диаграмма H относится к цилиндру высокого давления, M — к цилиндру среднего и N — низкого давления.

На фиг. 257 приведено графическое суммирование вертикальных сил.

С этой целью первоначально отложены отрезки AA , BB и CC , равные указанным выше основаниям индикаторных диаграмм. На основании диаграммы (фиг. 256) построен кривошипный круг, на котором отмечены положения кривошипов при отклонении их на углы 30° , 60° и т. д. от верхней мертвой точки каждого цилиндра. Вслед за тем на основание круга перенесены по известным правилам соответствующие положения поршня $0, 1, 2, 3, 4, 5$ и 6 , отмечаемые с учетом влияния конечности шатуна. Первая составляющая вертикальных сил (постоянная сила веса P_2) откладывается в виде горизонтальных отрезков mm , nn и tt вниз от линии AA , BB и CC . От полученной горизонтали откладываем в том же масштабе величины вычисленных по вышеприведенной формуле инерционных усилий P_1 (в случае отрицательного значения откладываем их вверх от горизонталей mm , nn и tt и при положительном значении — вниз от последних).

Этим определяются кривые hh , ss и qq инерционных усилий в каждом цилиндре; ординаты точек указанных кривых, отсчитываемые от основных линий AA , BB и CC , изображают сумму сил $P_1 + P_2$.

На ту же диаграмму наносим в виде откладываемых от AA , BB и CC ординат полные силы давления пара на поршни P_3 , определяемые по индикаторным диаграммам как разность одновременных давлений со стороны верхней и нижней полостей (фиг. 256). Эти ординаты следует отложить вверх при нагрузке на поршень, направленной вниз и обратно.

Результирующая сумма всех вертикальных сил определяется отрезком P между кривой давлений пара и кривой инерционных усилий hh (или соответственно ss и qq).

§ 145. Построение диаграммы тангенциальных усилий

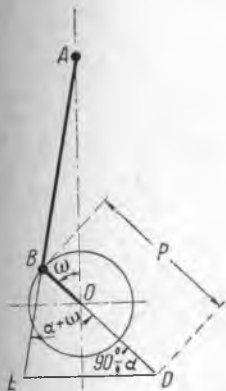
Тангенциальные усилия могут быть найдены по данной вертикальной силе P графическим приемом, поясняемым фиг. 258 и состоящим в следующем.

Отложим по направлению кривошипного радиуса отрезок, изображающий в выбранном масштабе величину вертикальной силы P , и проведем горизонталь DE до пересечения в точке E с направлением оси шатуна.

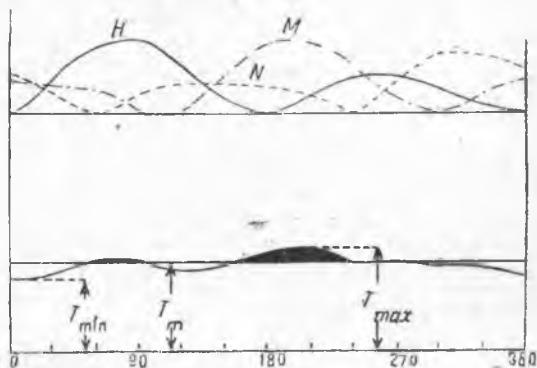
Тогда отрезок DE , равный

$$DE = BD \cdot \frac{\sin(\alpha + \omega)}{\cos \alpha},$$

изображает в том же масштабе тангенциальную силу T . Далее, определив усилия T для различных положений кривошипа, строим



Фиг. 258.



Фиг. 259.

кривые тангенциальных усилий в функции от углов поворота мотыля для каждого из цилиндров машины, учитывая смещение мотылей на угол их установки друг относительно друга (например в машинах тройного расширения — на 120°).

Наконец, суммируя ординаты всех трех полученных кривых, получаем общую кривую касательных усилий на валу машины.

Указанные построения произведены на фиг. 259 (кривые касательных усилий отдельных цилиндров: H — высокого давления, M — среднего давления и N — низкого давления и суммарная диаграмма машины).

Работа, совершаемая переменным касательным усилием за один оборот машины, равна

$$\int_0^{2\pi} T \cdot r \cdot d\omega = T_m \cdot 2\pi \cdot r,$$

где через T_m обозначено среднее постоянное касательное усилие, дающее ту же общую величину работы. Нанеся это среднее усилие на диаграмму в виде горизонтали, находим ординаты T_{\max} и T_{\min} , которые наиболее отклоняются от T_m . Отношение:

$$T_{\max} : T_{\min}$$

может быть названо степенью неравномерности вращающего момента (или тангенциального усилия) машины.

Эта величина для практически построенных машин колеблется в пределах от 1,5 (для машин тройного расширения) до 2,5 (для машин компаунд). Отношение $T_{\max} : T_m$ обычно колеблется в пределах от 1,1 до 1,5.

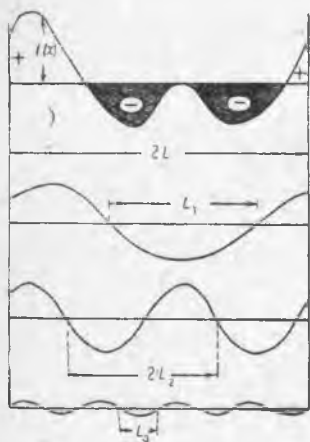
Построение диаграммы тангенциальных усилий позволяет также проверить индикаторную мощность машины по формуле:

$$T_m \cdot r = \frac{N_i}{n} \cdot 716,2,$$

откуда

$$N_i = \frac{T_m \cdot r \cdot n}{716,2}.$$

§ 146. Гармонический анализ диаграммы тангенциальных усилий



Фиг. 260.

Изученные нами выше кривые тангенциальных усилий представляют периодические функции неправильной формы, являющиеся в результате сложения целого ряда так называемых гармонических функций (фиг. 260), имеющих форму синусоид (или косинусоид), длины волн которых $2L_1$, $2L_2$ и т. д. составляют целую часть полного периода $2L$.

Разложение кривой тангенциальных усилий на ряд указанных синусоид производится методами гармонического анализа, сущность которого уясняется из следующего.

Всякая периодическая функция $f(x)$ может быть представлена в виде тригонометрического ряда Фурье, имеющего следующую форму:

$$f(x) = A_0 + A_1 \cos \frac{a_1 \pi x}{L} + A_2 \cos \frac{a_2 \pi x}{L} + \dots + \\ + B_1 \sin \frac{b_1 \pi x}{L} + B_2 \sin \frac{b_2 \pi x}{L} + \dots$$

При этом если основная линия проведена с таким расчетом, что сумма положительных площадей между кривой и этой линией становится равной сумме расположенных под кривой отрицательных площадей, коэффициент A_0 обращается в нуль. Для определения остальных коэффициентов A_1, A_2, \dots поступаем следующим образом.

Умножим обе части ряда Фурье на величину $\cos \frac{c \cdot \pi \cdot x}{L}$ и проинтегрируем левую и правую части полученного уравнения в пределах от $-L$ до $+L$. В этом случае все интегралы вида:

$$\int_{-L}^{+L} \cos \frac{a\pi x}{L} \cdot \cos \frac{c\pi x}{L} dx \quad \text{и} \quad \int_{-L}^{+L} \sin \frac{b\pi x}{L} \cdot \cos \frac{c\pi x}{L} dx$$

определяются по правилам интегрирования следующим образом:

$$\int_{-L}^{+L} \cos \frac{a\pi x}{L} \cdot \cos \frac{c\pi x}{L} dx = \left[\frac{\sin \frac{(a-c)\pi \cdot x}{L}}{2 \frac{(a-c)\pi}{L}} + \frac{\sin \frac{(a+c)\pi \cdot x}{L}}{2 \frac{(a+c)\pi}{L}} \right]_{-L}^{+L} = 0;$$

$$\int_{-L}^{+L} \sin \frac{b\pi x}{L} \cos \frac{c\pi x}{L} dx = \left[-\frac{\cos \frac{(b+c)\pi \cdot x}{L}}{2 \frac{(b+c)\pi}{L}} - \frac{\cos \frac{(b-c)\pi \cdot x}{L}}{2 \frac{(b-c)\pi}{L}} \right]_{-L}^{+L} = 0.$$

Исключение составят лишь те интегралы, в которых значения c совпадут с соответствующими, стоящими под знаком \sin и \cos , значениями величин a .

Так, полагая $c = a_1$, получим:

$$\begin{aligned} \int_{-L}^{+L} f(x) \cdot \cos \frac{a_1 \pi x}{L} dx &= A_1 \int_{-L}^{+L} \left(\cos \frac{a_1 \pi x}{L} \right)^2 dx = \\ &= \frac{A_1 L}{a_1 \pi} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{a_1 \pi x}{L} \right) = A_1 L. \end{aligned}$$

$\frac{a_1 \pi x}{L} = + a_1 \pi$
 $\frac{a_1 \pi x}{L} = - a_1 \pi$

Точно так же интегралы типа:

$$\int \sin \frac{b\pi x}{L} \cos \frac{c\pi x}{L} dx,$$

в которых $c = b_1, b_2, b_3$ и т. д., не обратятся в нуль, но станут равными B_1L, B_2L, \dots .

Итак, полагая последовательно c равным $a_1, a_2, a_3, \dots, b_1, b_2, b_3, \dots$, мы получим ряд уравнений для определения коэффициентов $A_1A_2, \dots, B_1B_2, \dots$.

$$\int_{-L}^{+L} f(x) \cos \frac{a_1 \pi x}{L} dx = A_1L,$$

$$\int_{-L}^{+L} f(x) \cos \frac{a_2 \pi x}{L} dx = A_2L.$$

Полагая $a = 1, 2, 3, 4$ и т. д., мы приходим к следующим выражениям:

$$\int_{-L}^{+L} f(x) \cos \frac{\pi x}{L} dx = A_1L,$$

$$\int_{-L}^{+L} f(x) \cos \frac{2\pi x}{L} dx = A_2L \text{ и т. д.}$$

Точно так же:

$$\int_{-L}^{+L} f(x) \sin \frac{\pi x}{L} dx = B_1L,$$

$$\int_{-L}^{+L} f(x) \sin \frac{2\pi x}{L} dx = B_2L \text{ и т. д.}$$

Вычисление последних интегралов можно произвести следующим графоаналитическим методом: разделяем основание кривой $2L$ на несколько (например 20) равных частей и в местах деления измеряем ординаты $f(x)$. Далее в тех же точках деления вычисляем значения величины $\frac{\pi x}{L}$. Тогда коэффициенты A определятся формулой такого типа:

$$A_n = \frac{1}{10} \left[\frac{1}{2} f(0) + f(1) \cos \frac{\pi n}{10} + f(2) \cos \frac{2\pi n}{10} + \dots + f(19) \cos \frac{19\pi n}{10} + \frac{1}{2} f(20) \right].$$

Определив коэффициенты A и B и положив для колебаний первого порядка $a_1 = 1; b_1 = 1$, получаем кривую:

$$\Phi_1(x) = A_1 \cos \frac{\pi x}{L} + B_1 \sin \frac{\pi x}{L}.$$

Точно так же для колебаний второго и других порядков получаем:

$$\Phi_2(x) = A_2 \cos \frac{2\pi x}{L} + B_2 \sin \frac{2\pi x}{L},$$

..... и т. д.

На фиг. 260 указанные построения сделаны для первого, второго и четвертого порядков, причем каждая из кривых определяет некоторую частоту периодической тангенциальной силы. Сложив ординаты всех вычерченных кривых, получаем кривую суммарных тангенциальных усилий, достаточно мало отличающуюся от первоначально заданной кривой.

Рассматривая кривые гармонических тангенциальных усилий, видим, что наибольшее значение для машины в данном случае получили частоты, соответствующие значениям $a = b = 1$ и $a = b = 2$.

§ 147. Общие сведения о критическом числе оборотов

Гребной вал судовой машины, включая концевой, а также и коленчатый валы, представляет собой упругую систему с расположенными в отдельных точках сосредоточенными массами, приводимую во вращение периодическими тангенциальными силами. Под влиянием последних вал испытывает упругие скручивания, имеющие также периодический характер и называемые крутильными или торзионными колебаниями.

Предположим, что вал имеет по концам две сосредоточенные массы (в виде маховиков), из которых одна зажата неподвижно, а вторая подвергается повороту на небольшой угол; вслед за тем вал и маховики внезапно разгружаются от действия внешних сил; будучи затем предоставлен самому себе, вал в течение известного промежутка времени испытывает крутильные колебания, постепенно затухающие под влиянием трения. Эти колебания, подобные качанию маятника, могут быть названы собственными или свободными колебаниями системы. В зависимости от длины вала, числа и расположения инерционных грузов система обладает определенной частотой собственных колебаний, измеряемой числом последних в единицу времени (например в минуту). При возникновении колебаний сечения вала испытывают периодические упругие деформации закручивания, изменяющие в течение каждого периода свое направление, причем на длине вала должно существовать по крайней мере одно сечение, находящееся в покое. Это сечение образует так называемый узел. При большом количестве масс (3 и 4 или более) торзионные колебания могут сопровождаться образованием нескольких узлов. Колебания, сопровождаемые образованием одной узловой точки, назы-

вают колебаниями первой степени, при двух узловых точках — второй и т. д.

Как мы указали, колебания вала, предоставленного самому себе, постепенно затухают. Однако при действии на вал тангенциальных сил, частота которых совпадает с периодом или составляет целую часть периода собственных колебаний, система испытывает явление резонанса, сопровождаемое непрерывным возрастанием амплитуды колебаний, в результате чего вал может испытать напряжения, превосходящие его прочность.

Число оборотов в минуту, при котором наступает явление резонанса, называют критическим. Оно проявляется в беспокойном ходе машины и сильном дрожании вала. При проектировании машины необходимо убедиться в том, что выбранное число оборотов в минуту не является критическим, а также определить другие опасные числа оборотов, которые приближаются к критическим в области маневрирования машины. Таким образом для расчета величин критических чисел оборотов является необходимым:

1) определить имеющие наибольшее влияние частоты вынужденных колебаний, происходящих от действия периодических тангенциальных сил;

2) определить частоту собственных колебаний системы.

§ 148. Определение частоты свободных колебаний

Рассмотрим линию вала машины как упругую систему, по концам которой расположены маховики M_1 и M_2 . Маховик M_1 отвечает массе гребного винта и M_2 — массе прямолинейно-возвратно движущихся частей всех цилиндров машины, а также массе вращающихся частей коленчатого вала.

При длине вала (от маховика и до оси цилиндра среднего давления машины), равной l см, число свободных колебаний системы в минуту n_0 определяется формулой:

$$n_0 = \frac{30}{\pi \cdot r} \cdot \sqrt{\frac{J_p \cdot G \cdot (M_1 + M_2)}{l \cdot M_1 \cdot M_2}}$$

где: r — радиус гребного вала в см;

J_p — полярный момент инерции сечения вала в см⁴;

G — модуль сдвига материала вала (равен 828 000 кг/см²).

Указанная формула дает приближенное, ориентировочное представление о частоте собственных колебаний. Для более точного решения необходимо определить так называемую приведенную длину гребного вала, а также приведенные массы гребного винта и частей машины.

§ 149. Приведение длин валов

Приведение длин валов имеет целью учесть изменение сечений вала, который выше предполагался одинакового диаметра по всей своей длине. Всякое утолщение сечений делает вал в утолщенном месте более жестким, что учитывается соответствующим сокращением длины утолщенного участка.

Так, например, если на валу имеется на длине λ местное увеличение диаметра от радиуса r до радиуса r' , то длина λ должна быть в расчете уменьшена в отношении полярных моментов указанных сечений или, что то же, в отношении четвертых степеней соответствующих радиусов. Указанное замечание относится ко всем фланцевым соединениям линии вала, кольцам упорного подшипника и тому подобным утолщениям.

Опорные шейки и мотылевые цапфы коленчатого вала также должны быть в расчете сокращены по длине соответственно их увеличенному по сравнению с гребным валом радиусу. Длины частей шеек и цапф, входящие в щеки мотылей, учитываются с коэффициентом $\frac{2}{3}$. Переходные закругления от вала к фланцам также должны быть приближенно учтены заменой их местными утолщениями.

Влияние щек кривошипа учитывается таким образом, что момент, изгибающий щеку и производящий этим путем деформацию щеки (изгиб на угол α , фиг. 261), приравняется эквивалентному моменту, скручивающему гребной вал радиуса r на тот же угол. Приведенная длина l_m соответствующего куска вала, эквивалентного щеке мотыля, определяется тогда выражением:

$$l_m = r' \cdot \frac{G}{E} \cdot \frac{J_p}{J},$$

где: r' — радиус кривошипа;

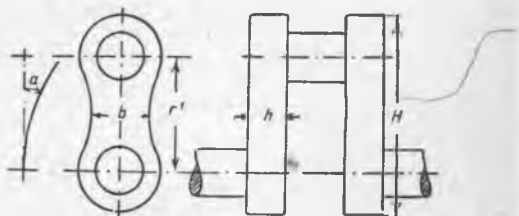
G — модуль сдвига ($828\,000 \text{ кг/см}^2$);

E — модуль нормальной упругости ($2\,200\,000 \text{ кг/см}^2$);

J_p — полярный момент инерции сечения гребного вала;

J — экваториальный момент инерции сечения щеки мотыля.

В соответствии с данными опыта в указанное выражение вводится некоторая поправка, ввиду чего окончательно приведенная



Фиг. 261.

длина обеих щек определится формулой:

$$l_m = 0,77 (r - 0,3d) \frac{J_p}{J},$$

где d — диаметр мотылевой шейки.

Наконец, длина конуса гребного винта берется с коэффициентом 0,5. Указанные поправки позволяют определить общую, так называемую приведенную длину вала, которая и принимается в основу расчета свободных колебаний системы.

§ 150. Приведение масс

Всякая масса m , отстоящая от оси вала на расстоянии, равном i см, обладает моментом инерции относительно той же оси, выражаемым формулой:

$$J = m \cdot i^2.$$

Если в точку, отстоящую от оси на расстоянии, равном радиусу кривошипа, поместить массу m' , то для сохранения прежнего, указанного выше, момента инерции новая масса должна удовлетворять условию:

$$m' = m \cdot \frac{i^2}{r^2};$$

тогда массу m' мы назовем приведенной массой рассматриваемой детали.

Из расположенных на валу масс имеют наибольшее значение:

а) Гребной винт. Приведенная масса винта m_s на основании предыдущего должна быть выражена так:

$$m_s = n \frac{G}{g} \cdot \frac{i^2}{r^2},$$

где: n — число лопастей винта,

G — вес одной лопасти,

i — расстояние центра тяжести лопасти от оси вала,

r — радиус кривошипа.

Ввиду того, что одновременно с вращением винта приводится в движение некоторая масса окружающей его воды, указанную величину увеличивают на 25—30%.

б) Прямолинейно-возвратно движущиеся части машин. Массы этих частей можно считать приведенными к радиусу кривошипа r ; однако ввиду того, что маховое действие этих масс в мертвых точках равно нулю и достигает максимума при отклонениях мотыля на 90° , величину масс поршня, его штока, крейцкопфа и верхней части шатуна принимают в расчет с коэффициентом 0,5.

Под прямолинейно-возвратно движущимися массами мы подразумеваем те части машины, которые нами были рассмотрены выше в главе об изучении тангенциальных усилий. Детали и механизмы, приводимые в движение от крейцкопфа, должны быть в данном случае умножены на отношение квадратов соответствующих плеч рычагов, приводящих эти механизмы в движение.

в) Масса части шатуна, относимая нами к радиусу кривошипа, составляет приблизительно 0,62 всей массы шатуна.

г) Массы частей коленчатого вала приводятся к радиусу кривошипа умножением на указанное выше отношение:

$$i^2 : r^2,$$

где i — соответствующие радиусы инерции сечений частей вала.

Так, радиус инерции сечения рамовых шеек (круглого сечения):

$$i = \sqrt{D^2 : 8},$$

где D — диаметр шейки.

Той же формулой определяется радиус инерции сечения вала по фланцам.

Радиус инерции мотылевых шеек диаметром D , расположенных на расстоянии a от оси вала, определяется формулой:

$$i = \sqrt{\frac{D^2}{8} + a^2}.$$

Наконец радиус инерции прямоугольного сечения шеек мотыля, имеющих размеры, указанные на фиг. 244, определяется выражением:

$$i = \sqrt{\frac{1}{12}(H^2 + b^2) + \left(\frac{r'}{2}\right)^2}.$$

Указанные расчеты позволяют определять величины суммы приведенных масс m_1 , m_2 , m_3 , которые мыслятся нами расположенными в плоскостях вращения кривошипов цилиндров высокого, среднего и низкого давлений.

Инерцией масс гребного вала ввиду его относительно малого радиуса можно пренебречь.

§ 151. Графическое определение частоты собственных колебаний линии валов

Произведя расчет приведенных длин и масс, изучаемую упругую систему можно изобразить схематически, как указано на фиг. 262, на которой величины l , l_1 и l_2 представляют приведенные длины гребного и частей коленчатого валов, приведенная масса m_s отвечает гребному винту и массы m_1 , m_2 , m_3 — частям, относимым нами к плоскостям вращения цилиндров.

При возникновении упругих крутильных колебаний каждая точка, отстоящая от оси вала на расстоянии r , испытывает периодические угловые перемещения на угол α , выражаемый общей формулой:

$$\alpha = k \cdot \sin \omega t,$$

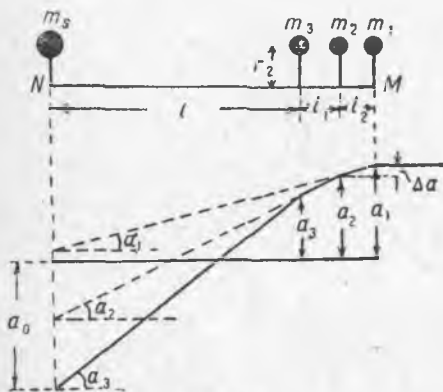
где через ω обозначена угловая скорость вала.

При этом упомянутая точка получает линейное перемещение, равное:

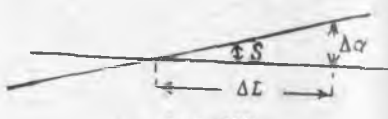
$$a = r \cdot \alpha = r \cdot k \cdot \sin \omega t.$$

Ускорение, вызываемое при этом перемещении, равно:

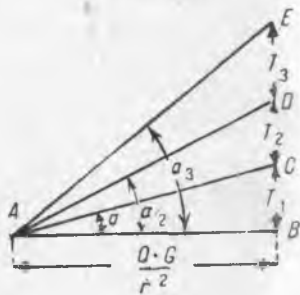
$$\frac{d^2 a}{dt^2} = r \cdot \omega^2 \cdot k \cdot \sin \omega t = r \cdot \alpha \cdot \omega^2 = a \cdot \omega^2.$$



Фиг. 262.



Фиг. 263.



Фиг. 264.

Если в рассматриваемой точке помещена масса m , то ускорение, сообщенное этой массе, вызывает тангенциальную силу инерции T , равную:

$$T = m \cdot a \cdot \omega^2.$$

В исследуемом нами случае в точках 1, 2 и 3, отстоящих от оси вала на расстоянии, равном радиусу кривошипа r , расположены приведенные массы m_1, m_2 и m_3 , вызывающие следующие силы инерции:

$$T_1 = m_1 a_1 \omega^2,$$

$$T_2 = m_2 a_2 \omega^2,$$

$$T_3 = m_3 a_3 \omega^2.$$

Величины a_1 , a_2 и a_3 соответственно равные ra_1 , ra_2 , ra_3 , пропорциональны углам закручивания вала в сечениях 1, 2 и 3.

Закручивание вала деформирует образующую цилиндрической поверхности, обращая ее в винтовую линию. Развернув поверхность вала в плоскость чертежа, мы превращаем винтовую линию в наклонную прямую, с углом наклона, определяемым из формулы кручения:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\Delta a}{\Delta L} = \frac{T}{J_p} \cdot \frac{r^2}{G},$$

где: отрезки Δa и ΔL отвечают чертежу фиг. 263;

J_p — полярный момент инерции сечения вала;

G — модуль сдвига, принимаемый равным $828\,000 \text{ кг/см}^2$;

r — плечо силы (равное радиусу кривошипа).

Таким образом скручивание вала приложенными к его концам моментами $T \cdot r$ может быть изображено поясненным способом построения развернутой винтовой образующей.

В случае действия нескольких тангенциальных сил, расположенных в различных сечениях вала (например 1, 2, 3 на фиг. 262), наклон развернутой образующей вала будет различен в различных участках длины вала между названными сечениями, причем образующая принимает вид ломаной линии.

Построение ее можно вести следующим образом. Отложим отрезок AB , равный:

$$AB = \frac{J_p \cdot G}{r^2},$$

и вычислим тангенциальную силу инерции массы m_1 :

$$T_1 = m_1 a_1 \omega^2.$$

Величину a_1 , равную линейному касательному перемещению ra массы m_1 , выберем произвольно (например примем $a_1 = 10 \text{ см}$), так как в приводимом расчете абсолютные величины углов закручивания и тангенциальных сил являются для нас безразличными. Определенную описанным способом силу откладываем перпендикулярно к отрезку AB в точке B (фиг. 264). Тогда наклон линии AC будет соответствовать наклону винтовой линии, образующейся под действием инерции массы m_1 . Определенная таким путем наклонная прямая (фиг. 262) будет сохраняться лишь в пределах участка l_2 , так как дальше к моменту силы T_1 прибавится новый момент (силы T_2), увеличивающий угол закручивания вала. Для определения наклона образующей в пределах участка l_1 отложим силу $T_2 = m_2 \cdot a_2 \cdot \omega^2$ от точки C (фиг. 264) вверх и соединим полученную точку D с точкой A . После этого на фиг. 262 проводим прямую параллельно прямой DA . При вычислении величины силы

T_2 следует принять в расчет, что линейное касательное отклонение a_2 массы m_2 будет отличаться от a_1 на величину δa , равную:

$$\delta a = a_1 - a_2,$$

т. е. будет измеряться отрезком, указанным на фиг. 262.

Проведя наклонную прямую (фиг. 262) параллельно прямой DA , находим ее пересечение с вертикалью a_3 .

Поступая далее подобно описанному, проводим наклонную, соответствующую добавляемому влиянию третьей из рассматриваемых сил:

$$T_3 = m_3 \cdot a_3 \cdot \omega^2.$$

Последняя прямая, продолжаемая непрерывно до крайнего левого сечения вала, отсекает на прямой NN отрезок a_0 , определяющий линейное касательное перемещение приведенной массы m_s гребного винта, расположенной на конце вала.

Величина a_0 дает возможность вычислить соответствующую касательную силу T_s массы m_s :

$$T_s = m_s \cdot a_0 \cdot \omega^2.$$

Если вал с расположенными на его концах массами m_s, m_1, m_2 и m_3 не находится под действием внешних сил, а находится на участке NN в состоянии свободных крутильных колебаний, момент силы T_s должен находиться в равновесии с моментами сил T_1, T_2 и T_3 , т. е. должно быть соблюдено условие: $T_s = T_1 + T_2 + T_3$.

В произведенном расчете может оказаться, что указанное равенство не соблюдается: это служит признаком того, что выбранная угловая скорость не отвечает частоте свободных колебаний системы. В этом случае расчет должен быть проверен путем проб при других числах оборотов в минуту до достаточно точного совпадения величин указанных тангенциальных сил. В качестве первого приближения можно воспользоваться числом оборотов, определенным по приведенному в § 148 выражению частоты свободных колебаний с двумя массами.

§ 152. Определение критических чисел оборотов в минуту первой степени

Произведенные расчеты дают возможность определить для исследуемой паровой машины следующие данные:

- 1) частоту собственных колебаний (1-й степени) n_0 в минуту;
- 2) наиболее опасный порядок (или порядки, если их несколько) вынужденных колебаний z .

Критические числа оборотов машины в минуту определяются как частное от деления n_0 на целые числа, выражающие порядок

наиболее интенсивных вынужденных колебаний, полученных из гармонического анализа диаграммы тангенциальных усилий:

$$n_{кр} = \frac{n_0}{z}.$$

Определение критических чисел оборотов дает указание на ту область работы, которая должна быть избегнута при маневрировании. Если в результате расчета проектируемой машины предположенное число оборотов в минуту оказывается близким к одному из критических, оно должно быть соответствующим образом изменено. Опыт убеждает в том, что отступление от критического числа на 3—5 об/мин. прекращает явление резонанса и делает ход машины спокойным.

§ 153. Критические числа оборотов в минуту второй степени

Произведенное нами исследование было ограничено той формой упругих крутильных колебаний, при которых на оси вала имелась лишь одна узловая точка. Эти колебания мы назвали колебаниями первой степени. Желая определить колебания высших степеней, необходимо путем проб найти ту частоту собственных колебаний, которая попрежнему удовлетворяет условию равновесия действующих на валу инерционных сил при образовании двух узловых точек. Искомое число оборотов в минуту обычно бывает значительно превосходящим рабочие числа оборотов машины.

Характер и метод расчета частоты собственных колебаний второй и следующих степеней сохраняется тот же, что и для колебаний первой степени, и состоит в построении веревочного многоугольника сил T_1 , T_2 и T_3 , сопровождаемом окончательным согласованием получаемой на левом конце вала силы с расположенной в этом сечении массой m_s .

§ 154. Неравномерное движение частей машины

Неравномерное движение частей машины вызывает силы инерции, линии действия которых имеют в общем случае наклонное направление, оставаясь, однако, постоянно в плоскостях вращения кривошипов. В том случае, когда силы инерции движущихся частей взаимно уравновешиваются, т. е. когда сумма проекций всех этих сил на любое направление равна нулю, говорят, что машина совершенно уравновешена. В этом случае неподвижные части машины (цилиндры, колонны, фундаментная рама) не испытывают никаких усилий (кроме взаимно уравновешивающихся

внутри машины давлений пара, веса и воспринимаемого реакцией фундаментных болтов опрокидывающего машину момента, равного по величине вращающему моменту на гребном винте). Однако, если силы инерции движущихся частей не уравниваются внутри машины, неподвижные части последней также должны притти в неравномерное колебательное движение, что приводит к возникновению в них инерционных сил, равных по величине и противоположных по знаку силам, возникающим в движущихся частях. При отсутствии равенства сил инерции неподвижных и движущихся частей машина неизбежно получила бы конечное движение в пространстве, т. е. сдвинулась бы со своего места.

Возникающие в неподвижных частях машины переменные силы передаются фундаментными болтами на основание, на котором стоит машина (например корпус судна). Так как последний не обладает бесконечно большой массой и жесткостью, то он также приводится под действием описанных сил в колебательное движение, называемое вибрацией корпуса. Цель уравнивания масс в паровой машине состоит в возможном уничтожении либо уменьшении инерционных сил неподвижных частей машины для уменьшения вибраций корпуса судна. Очевидно, что рассматриваемая нами в настоящей главе неуравновешенность машины представляет собой явление совершенно отличное от выше исследованной неравномерности вращающего момента на валу, вызывающего крутильные колебания валов.

Последняя неуравновешенность (т. е. неравномерность вращающего момента) может быть ослаблена постановкой маховиков; однако для целей уравнивания масс в том смысле, в котором мы ставим вопрос в настоящей главе, постановка маховика является совершенно бесполезной, так как всякая масса, центр тяжести которой лежит на оси ее вращения, не может вызвать инерционных сил в неподвижных частях машины. Вследствие этого при изучении уравнивания масс мы будем иметь в виду только прямолинейно-возвратно движущиеся части, проектируя силы инерции масс этих частей на вертикальное и горизонтальное направления. При этом мы не рассматриваем внутренних уравнивающихся в машине сил давления пара, передаваемых через корпус гребному винту вращающих моментов, а также и веса машины, имеющего постоянную величину и направление и уравниваемого пловучестью судна.

Таким образом мы можем считать, что на машину действуют лишь силы инерции прямолинейно движущихся и эксцентрично вращающихся частей, а также инерционные силы, возникающие в неподвижных частях. Равновесие машины может существовать при условии равенства нулю проекции всех перечисленных сил по любому направлению.

§ 155. Основное уравнение равновесия сил инерции

Обозначим массу прямолинейно-возвратно движущихся частей через M , эксцентрично вращающихся — через \mathfrak{M} , а неподвижных — через M_0 . Равновесие сил инерции по вертикальному направлению определяется уравнением:

$$M_0 \cdot \frac{dv_0}{dt} + M \frac{dv}{dt} + \mathfrak{M} \frac{d\mathfrak{B}}{dt} = 0.$$

Здесь через v и \mathfrak{B} обозначены вертикальные скорости прямолинейно-возвратно движущихся и эксцентрично вращающихся частей и через v_0 — периодическая колебательная скорость неподвижных частей; производные $\frac{dv_0}{dt}$, $\frac{dv}{dt}$ и $\frac{d\mathfrak{B}}{dt}$ выражают соответствующие ускорения этих частей.

Составляя аналогичное уравнение для горизонтальных составляющих тех же сил, следует считать, что прямолинейно-возвратно движущиеся массы не дают по горизонтальному направлению никакой составляющей, так как их скорости и ускорения действуют вдоль вертикальной оси цилиндра. Вследствие этого уравнение равновесия в горизонтальном направлении напишется так:

$$M_0 \cdot \frac{dv'_0}{dt} + \mathfrak{M} \cdot \frac{d\mathfrak{B}'}{dt} = 0,$$

где v'_0 и \mathfrak{B}' — соответствующие горизонтальные составляющие периодических скоростей неподвижных и эксцентрично вращающихся масс. Уравнения равновесия сил инерции могут быть написаны также в следующем измененном виде:

$$K = M_0 \cdot \frac{dv_0}{dt} = - M \cdot \frac{dv}{dt} - \mathfrak{M} \cdot \frac{d\mathfrak{B}}{dt};$$

$$R = M_0 \cdot \frac{dv'_0}{dt} = - \mathfrak{M} \cdot \frac{d\mathfrak{B}'}{dt},$$

причем величины сил K и R характеризуют степень вертикальной и горизонтальной неуравновешенности машины и составляют цель нашего исследования.

При решении задачи уравновешивания машин мы попрежнему будем предполагать, что:

1) все прямолинейно-возвратно движущиеся массы приведены к ходу поршня, как это было разъяснено в предыдущей главе;

2) масса шатуна разбита указанным выше способом на часть, движущуюся прямолинейно-возвратно, и на часть — эксцентрично вращающуюся;

3) все эксцентрично вращающиеся массы, центры тяжести которых не лежат на радиусе кривошипа, должны быть приведены

к этому радиусу. Так, если масса m' вращается на радиусе r' , то приведенная масса m должна быть определена следующим образом:

$$m = m' \cdot \frac{r'^2}{r^2};$$

4) массы эксцентриков и золотниковых приводов считаем включенными в общую сумму прямолинейно движущихся и эксцентрично вращающихся частей путем их приведения к ходу поршня и радиусу кривошипа по указанным правилам.

Для приложения написанных выше уравнений сил инерции к исследованию уравнивания машин необходимо ввести в них выражения вертикальных и горизонтальных ускорений.

Вертикальное ускорение прямолинейно-возвратно движущихся масс было получено нами выше в следующем виде:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{w^2}{r} \cdot \cos \omega + \frac{w^2}{r} \cdot \lambda \cdot \cos 2\omega,$$

причем второй член в этом выражении отвечает влиянию конечности шатуна.

Горизонтальное ускорение эксцентрично вращающихся масс равно:

$$\frac{d^2\mathcal{B}'}{dt^2} = \frac{w^2}{r} \cdot \sin \omega.$$

Вертикальное ускорение тех же масс:

$$\frac{d^2\mathcal{B}}{dt^2} = \frac{w^2}{r} \cdot \cos \omega.$$

Горизонтальное ускорение прямолинейно-возвратно движущихся масс равно нулю.

Подставляя выражения ускорений в выведенные уравнения сил инерции, окончательно приходим к следующим выражениям последних:

$$K = - (M + \mathfrak{M}) \frac{w^2}{r} \cos \omega - M \cdot \frac{w^2}{r} \cdot \lambda \cdot \cos 2\omega;$$

$$R = - \mathfrak{M} \cdot \frac{w^2}{r} \cdot \sin \omega.$$

Если пренебречь влиянием конечности шатуна, то эти выражения получают следующий вид:

$$K = - (M + \mathfrak{M}) \cdot \frac{w^2}{r} \cos \omega;$$

$$R = - \mathfrak{M} \cdot \frac{w^2}{r} \cdot \sin \omega.$$

§ 156. Условия уравнивания одноцилиндровой машины

Как показывают предыдущие уравнения, одноцилиндровая машина, вообще говоря, является неуравновешенной как в вертикальном, так и в горизонтальном направлениях.

Для улучшения условий уравнивания на кривошипе машины укрепляют так называемые противовесы, т. е. такие приведенные массы, которые являются равными по величине, но противоположными по направлению эксцентрично вращающимся или прямолинейно движущимся массам.

Так, добавляя противовес массой — \mathfrak{M} , мы вполне уравниваем горизонтальные силы инерции:

$$R = (-\mathfrak{M} + \mathfrak{M}) \frac{\omega^2}{r} \sin \omega = 0.$$

Вертикальные силы уравниваются при этом лишь отчасти:

$$K = (-M - \mathfrak{M} + \mathfrak{M}) \frac{\omega^2}{r} \cos \omega = -M \cdot \frac{\omega^2}{r} \cos \omega.$$

Для полного уравнивания вертикальных сил необходимо добавить противовес массы ($M + \mathfrak{M}$); при этом

$$K = (-M + \mathfrak{M} + M - \mathfrak{M}) \cdot \frac{\omega^2}{r} \cos \omega = 0,$$

но в то же время в горизонтальном направлении появляется новая неуравновешенная сила:

$$R' = (-\mathfrak{M} - M + \mathfrak{M}) \frac{\omega^2}{r} \sin \omega = -M \cdot \frac{\omega^2}{r} \sin \omega.$$

§ 157. Условия уравнивания машины компаунд

Мотыли машины компаунд обычно заклиниваются под углом 90° , что облегчает пуск машины.

Выражения вертикальных давлений в рассматриваемом случае пишутся так:

$$K_1 = (M_1 + \mathfrak{M}_1) \frac{\omega^2}{r} \cos \omega;$$

$$K_2 = (M_2 + \mathfrak{M}_2) \frac{\omega^2}{r} \cdot \cos(\omega \pm 90^\circ),$$

где: K_1 — вертикальная сила, отнесенная к цилиндру высокого давления;

K_2 — вертикальная сила, отнесенная к цилиндру низкого давления.

В указанных выражениях длина шатуна предположена бесконечно большой.

Горизонтальные силы определяются формулами:

$$R_1 = \mathfrak{M}_1 \cdot \frac{\omega^2}{r} \cdot \sin \omega;$$

$$R_2 = \mathfrak{M}_2 \cdot \frac{\omega^2}{r} \cdot \sin(\omega \pm 90^\circ).$$

Для уравнивания горизонтальных сил к мотылям должны быть добавлены противовесы — \mathfrak{M}_1 и — \mathfrak{M}_2 .

При этом силы R_1 и R_2 становятся равными нулю, но вертикальные силы не уравниваются и остаются равными:

$$K_1 = M_1 \cdot \frac{\omega^2}{r} \cos \omega; \quad K_2 = M_2 \cdot \frac{\omega^2}{r} \cos(\omega \pm 90^\circ).$$

Добавлением противовесов — $(M_1 + \mathfrak{M}_1)$ и — $(M_2 + \mathfrak{M}_2)$ является возможным уравновесить вертикальные давления, взамен чего возникают новые добавочные горизонтальные силы:

$$R_1 = -M_1 \cdot \frac{\omega^2}{r} \sin \omega \quad \text{и} \quad R_2 = -M_2 \cdot \frac{\omega^2}{r} \sin(\omega \pm 90^\circ).$$

Противовесы в главных судовых машинах с не особенно высокими оборотами обычно не применяются, так как силы, создаваемые инерцией масс, вполне удовлетворительно воспринимаются креплениями фундамента.

§ 158. Уравнивание машины тройного расширения

Мотыли нормальной машины тройного расширения обычно заклиниваются под углами 120° .

Приняв обозначения, указанные на фиг. 265, выражения вертикальных и горизонтальных сил, возникающих под действием инерции движущихся масс (в предположении бесконечности шатуна), можем написать в следующем виде:

$$K = K_1 + K_2 + K_3 = -\frac{\omega^2}{r} [(M_1 + \mathfrak{M}_1) \cos \omega + (M_2 + \mathfrak{M}_2) \cos(\omega + \alpha) + (M_3 + \mathfrak{M}_3) \cos(\omega + \alpha + \beta)];$$

$$R = R_1 + R_2 + R_3 = \frac{\omega^2}{r} [\mathfrak{M}_1 \cdot \sin \omega + \mathfrak{M}_2 \cdot \sin(\omega + \alpha) + \mathfrak{M}_3 \cdot \sin(\omega + \alpha + \beta)].$$

Вертикальные силы, помимо непосредственного давления на фундамент, дают моменты, стремящиеся опрокинуть машину в продольном направлении. Так, момент относительно плоскости ци-

длиндыра низкого давления равен:

$$I_1 = K_2 \cdot a + K_1 \cdot (a + b).$$

Момент горизонтальных сил относительно плоскости вращения мотыля цилиндра низкого давления, стремящийся повернуть машину на своем фундаменте, равен:

$$I_2 = R_2 \cdot a + R_1 \cdot (a + b).$$

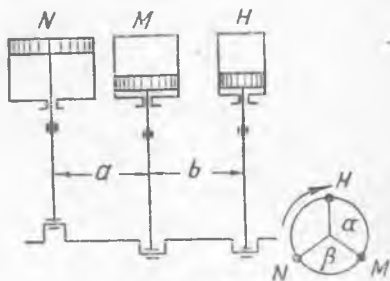
При необходимости более точного учета указанных сил и их моментов следует ввести в выражение ускорений добавочные члены, выражающие влияние конечности шатуна.

Аналогично предыдущему могут быть также определены моменты вертикальных и горизонтальных сил относительно плоскости вращения мотыля цилиндра высокого давления.

Изучение величины инерционных усилий и их моментов по приведенным выше формулам приводит к выводу о большом значении этих сил в вопросе прочности машинного фундамента и вибрации корпуса судна.

Эти обстоятельства должны быть учтены при проектировании фундамента и набора корпуса судна, а также при выборе места расположения машины по длине судна.

Как общее следствие, можно сказать, что совершенное уравновешивание масс в трехцилиндровых машинах является невозможным, причем различные предлагавшиеся некоторыми заводами меры, состоявшие в своеобразных системах расположения цилиндров и их мотылей, добавке холостых кривошипов и т. д., являлись неудачными с практической точки зрения, почему и не нашли применения.



Фиг. 265.

§ 159. Уравновешивание машины по методу Шлика

Метод Шлика основан на введении в конструкцию машины тройного расширения четвертого цилиндра (например в виде устройства двух цилиндров низкого давления), а также применяется к машинам четырехкратного расширения. Свободное равновесие неподвижных частей подобных машин достигается в том случае, если сумма всех вертикальных сил K и горизонтальных сил R равна нулю, точно так же, как равны нулю моменты указанных сил относительно плоскостей вращения отдельных кривошипов. Помимо

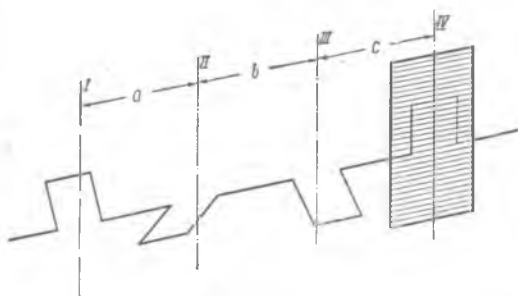
этих условий, равновесие может быть соблюдено также и в том случае, когда сумма моментов сил относительно крайних плоскостей I и IV равна нулю. Последнее условие может быть выражено аналитически следующими уравнениями (обозначения см. на фиг. 266 и 267):

$$(M_2 + \mathfrak{M}_2) \cos(\alpha + \beta + \gamma + \omega) \cdot a + (M_3 + \mathfrak{M}_3) \cdot \cos \omega \cdot (a + b) + (M_4 + \mathfrak{M}_4) \cos(\alpha + \beta + \omega) \cdot (a + b + c) = 0; \quad (1)$$

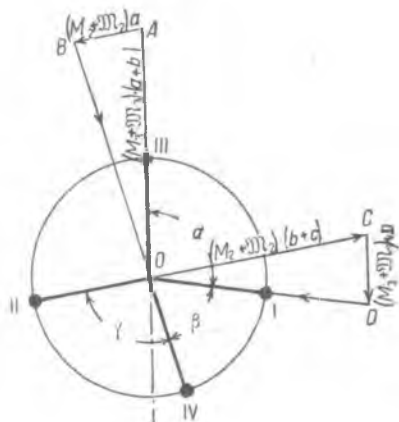
$$(M_3 + \mathfrak{M}_3) \cdot \cos \omega \cdot c + (M_2 + \mathfrak{M}_2) \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma + \omega) \cdot (b + c) + (M_1 + \mathfrak{M}_1) \cos(\alpha + \omega) \cdot (a + b + c) = 0; \quad (2)$$

$$\mathfrak{M}_2 \cdot \sin(\omega + \alpha + \beta + \gamma) \cdot a + \mathfrak{M}_3 \cdot \sin(\omega) \cdot (a + b) + \mathfrak{M}_4 \cdot \sin(\omega + \alpha + \beta) \cdot (a + b + c) = 0; \quad (3)$$

$$\mathfrak{M}_3 \sin \omega \cdot c + \mathfrak{M}_2 \cdot \sin(\omega + \alpha + \beta + \gamma) \cdot (b + c) + \mathfrak{M}_1 \cdot \sin(\omega + \alpha) \cdot (a + b + c) = 0. \quad (4)$$



Фиг. 266.



Фиг. 267.

Длина шатуна в указанном выводе предположена бесконечной, точно так же, как не принято во внимание влияние золотниковых приводов. Написанные уравнения должны быть удовлетворены при всех положениях мотыля, т. е. при всяком значении угла ω .

Решение написанных выше уравнений удобно производить графически. Обратившись к фиг. 267, можно заключить, что уравнение (1) может быть удовлетворено в том случае, если многоугольник OAB со сторонами

$$OA = (M_2 + \mathfrak{M}_2) \cdot (a + b),$$

$$AB = (M_2 + \mathfrak{M}_2) \cdot a,$$

$$OB = (M_4 + \mathfrak{M}_4) \cdot (a + b + c),$$

параллельными соответствующим кривошипам $O-III$, $O-II$ и $O-IV$, будет замкнутым. Действительно, спроектировав все три стороны ука-

занного замкнутого многоугольника на направление OA и приравняв нулю сумму проекций его сторон, мы получим уравнение (1).

Таким же точно образом второе уравнение уравнивания вертикальных моментов, а также и оба уравнения уравнивания моментов горизонтальных сил решаются путем построения замкнутых многоугольников со сторонами, имеющими направление соответствующих мотылей, и величину, выражаемую моментами:

$$\begin{aligned} &(M_3 + \mathfrak{M}_3) \cdot c; (M_2 + \mathfrak{M}_2) \cdot (b + c); (M_1 + \mathfrak{M}_1) \cdot (a + b + c); \\ &\mathfrak{M}_2 \cdot a; \mathfrak{M}_3 \cdot (a + b); \mathfrak{M}_4 \cdot (a + b + c); \\ &\mathfrak{M}_3 \cdot c; \mathfrak{M}_2 \cdot (b + c); \mathfrak{M}_1 \cdot (a + b + c). \end{aligned}$$

Решение задачи уравнивания четырехцилиндровых машин базируется на указанных построениях, причем постановка вопроса зависит от тех конструктивных условий, которые при проектировании приходится считать заданными.

При отсутствии особых конструктивных ограничений графическое решение уравнений (1) — (4) требует выбора четырех величин, так, например, масс $M_2 + \mathfrak{M}_2$ и $M_3 + \mathfrak{M}_3$ средних цилиндров, угла между их мотылями и одной из эксцентрично вращающихся масс (например \mathfrak{M}_3). Для решения первоначально строим многоугольник моментов вертикальных масс относительно плоскости I (фиг. 266 и 267). Этот многоугольник OAB определяет направление мотыля IV , а также величину момента

$$(M_4 + \mathfrak{M}_4) \cdot (a + b + c),$$

выражаемую отрезком OB . Далее строим такой же многоугольник относительно плоскости IV , в результате чего определяется момент

$$(M_1 + \mathfrak{M}_1) (a + b + c)$$

и направление мотыля I .

После этого можно построить многоугольник горизонтальных моментов относительно плоскости I , для чего сперва откладываем по направлению мотыля заданную величину $\mathfrak{M}_3 \cdot (a + b)$; ввиду того, что направления мотылей III и IV уже известны, указанный многоугольник строится без затруднений, причем в результате построения определяются моменты

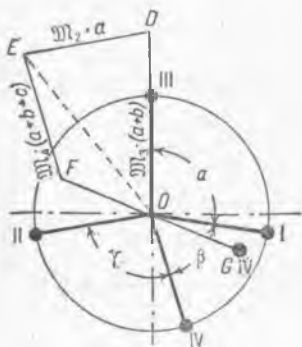
$$\mathfrak{M}_2 \cdot a \text{ и } \mathfrak{M}_4 (a + b + c),$$

а следовательно и самые массы \mathfrak{M}_2 и \mathfrak{M}_4 . Наконец, построением многоугольника горизонтальных моментов относительно плоскости IV определяем оставшуюся массу \mathfrak{M}_1 .

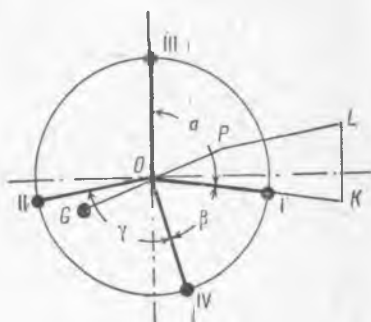
Полученные таким расчетом результаты, хотя и удовлетворяют теоретическим условиям уравнивания, не всегда отвечают конструктивным условиям проектируемой машины, что заставляет от-

тупать от требования точного уравнивания, а также применять специальные меры для улучшения условий в виде введения добавочных нагрузок к мотылям (противовесы), а также и для вертикально движущихся частей машины.

Обыкновенно цилиндры располагаются, как указано на фиг. 266, причем расстояния a и c принимаются равными друг другу. Более тяжелые цилиндры II и III (цилиндры низкого давления) располагаются внутри, причем расстояние b берется возможно большим, с расстояния a и c — возможно меньшими. Вообще говоря, величины a , b и c при расчете уравнивания следует считать известными.



Фиг. 268.



Фиг. 269.

В дальнейшем ход решения зависит от имеющихся заданий.

Пусть, например, величины всех эксцентрично вращающихся масс M_1 , M_2 , M_3 и M_4 также являются заданными.

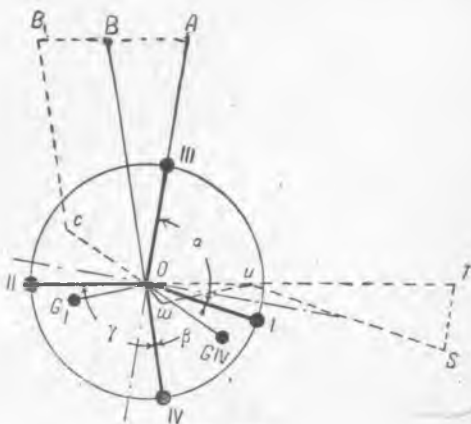
Применив построение многоугольника, соответствующего уравнению (3), получим для этого случая схему, указанную на фиг. 268. Конечная точка построенного многоугольника не совпадает с O , причем остается неуравновешенным момент, равный вектору OF .

В этом случае мотыль IV должен быть снабжен дополнительным грузом, момент которого относительно плоскости I определяется величиной указанного вектора $OF = OG_{IV}$, а угол установки — направлением этого вектора. Точно так же определяется момент G_1 относительно плоскости IV другого противовеса, дополняющего равновесие моментов масс $M_3 \cdot c$, $M_2(b + c)$ и $M_1(a + b + c)$ относительно этой плоскости (фиг. 269).

Добавка противовесов, уравнивая горизонтальные моменты, в то же время нарушает вертикальное уравнивание машины. Действительно, в случае, иллюстрированном на фиг. 270, противовес, имеющий момент относительно плоскости I , равный век-

тору OG_{IV} , должен быть учтен также при геометрическом сложении векторов $OA = (M_3 + \mathfrak{M}_3) \cdot (a + b)$, $AB = (M_2 + \mathfrak{M}_2) \cdot a$ и $BO = (M_4 + \mathfrak{M}_4) \cdot (a + b + c)$, отвечающих уравнению (1) вертикального уравнивания относительно плоскости I . При этом конечная точка полученного многоугольника G_{IV} не совпадает с центром O .

В данном случае добавление новых противовесов бесполезно, так как это нарушило бы горизонтальное уравнивание; вследствие этого для восстановления полного равновесия вертикальных моментов относительно плоскости I необходимо сделать более тяжелыми прямолинейно-возвратно движущиеся массы у кривошипа II и облегчить массу $M_4 + \mathfrak{M}_4$. Увеличивая момент массы II на величину BB' , подберем ее графически с таким расчетом, чтобы многоугольник моментов принял форму ломаной $OABCO$, причем отрезок CO должен быть равен моменту OG_{IV} противовеса. В этом случае равновесие относительно плоскости I восстанавливается, но зато нарушается равновесие относительно плоскости IV .



Фиг. 270.

При вторичном построении многоугольника моментов вертикальных сил относительно последней плоскости необходимо принять в расчет:

- 1) произведенное нами увеличение массы M_2, \mathfrak{M}_2 ;
- 2) добавление к кривошипу I противовеса G_I , величина и направление момента которого относительно плоскости IV изображены на фиг. 270.

Таким образом многоугольник горизонтальных моментов относительно плоскости IV принимает вид ломаной линии со сторонами:

$$OT = (M_2 + \mathfrak{M}_2) \cdot (b + c); \quad SU = (M_1 + \mathfrak{M}_1) \cdot (a + b + c);$$

$$TS = (M_3 + \mathfrak{M}_3) \cdot c; \quad UW = OG_I.$$

Конечная точка W не совпадает с центром O , ввиду чего остается неуравновешенным момент, изображаемый вектором OW .

Таким образом при указанных заданиях задача уравнивания вполне разрешена быть не может и допускает лишь не-

которую степень приближения к равновесию, определяемую более или менее удачным варьированием масс, углов заклинения кривошипов, нагрузки поршней и расстояния между цилиндрами.

При более точных расчетах должны быть приняты во внимание также и моменты вертикально движущихся и эксцентрично вращающихся масс частей золотниковых приводов. Учет этих масс производится путем введения их моментов в построение описанных многоугольников равновесия, причем для соблюдения уравновешенности конечная точка получаемых ломаных линий должна по-прежнему упасть в центр круга. Предварительно массы частей золотниковых приводов переносятся на окружности с радиусом, равным радиусу кривошипа (для чего массы должны быть умножены на отношение $\frac{r}{R}$, где r — радиус соответствующих эксцентриситетов и R — радиус кривошипов).

Разумеется, члены, выражающие моменты давлений масс эксцентриковых приводов и золотников, должны быть введены в уравнения равновесия моментов с учетом величин углов опережения эксцентров в каждом отдельном цилиндре.

В описанном методе уравновешивания давлений масс и их моментов мы пренебрегли конечностью шатуна. Эту операцию называют уравновешиванием сил инерции и моментов первого порядка. Для учета конечности шатуна в уравнения должны быть введены члены вида:

$$\frac{R}{L} (M + \mathfrak{M}) \cos 2(\omega + \varphi),$$

где φ равно, соответственно, углам α , или $\alpha + \beta$, или $\alpha + \beta + \gamma$.

Эти силы и их моменты называются силами и моментами второго порядка. В уравнения горизонтальных сил и моментов они не входят.

§ 160. Работа упругих муфт в установках с турбинами отработавшего пара

Выше было указано, что колебания вращающего момента на валу машины, при ее совместной работе с турбиной мягкого пара вызывают значительные инерционные напряжения в частях зубчатой передачи и частях, соединяющих ее с турбинным ротором. Вследствие этого между машиной и турбиной мягкого пара приходится ставить компенсирующие эту неравномерность гидравлические или механические упругие муфты. Такие могут быть поставлены на гребном валу после машины, на промежуточном валу зубчатой передачи или на турбинном валу.

В настоящем параграфе мы поставим задачу выяснить динамические условия работы системы, состоящей из двух испытывающих

крутильные колебания масс, соединенных упругой механической муфтой. Эта задача была исследована инж. А. А. Кассавиным и проф. П. Ф. Папковичем.

Обратившись к фиг. 271, представим себе, что на двух соединенных упругой муфтой C валах расположены массы D_t и D_n , представляющие собой вращающиеся массы, со стороны машины D_n и турбины с зубчатой передачей D_t .

Мгновенные вращающие моменты на валах A и B обозначим, соответственно, через M_t и M_n .

Благодаря деформации пружин муфты в плоскости CC , разделяющей машину и турбину, возникает также вращающий момент M_m , который мы назовем моментом элементной связи муфты. Средний постоянный вращающий момент на валу машины A , служащем также и валом гребного винта, обозначим через M_0 (этот момент определяется по диаграмме вращающихся моментов машины).

Обе массы D_t и D_n находятся в состоянии крутильных колебаний и испытывают угловые относительные отклонения от среднего положения φ_t и φ_n (при этом угол поворота валов вследствие их вращения в расчет не входит).

Очевидно, что момент элементной связи муфты M_m будет зависеть от разности угловых перемещений φ_t и φ_n , так что можно написать:

$$M_m = K(\varphi_t - \varphi_n) = K \cdot \varphi.$$

Коэффициент K может быть назван коэффициентом упругости муфты и φ — относительным мгновенным перемещением масс машинной части относительно турбинной. Обозначив моменты инерции машинных и турбинных масс через J_t и J_n , мы можем написать следующие известные из теоретической механики уравнения крутильных колебаний этих частей:

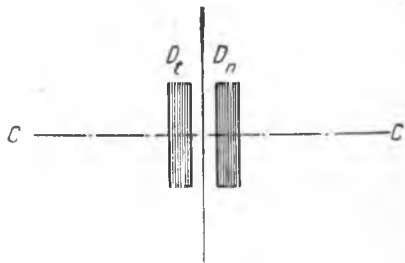
$$J_t \cdot \frac{d^2 \varphi_t}{dt^2} = M_t - M_m;$$

$$J_n \cdot \frac{d^2 \varphi_n}{dt^2} = M_n + M_m - M_0 - M_t.$$

Таким образом общее относительное угловое перемещение φ , равное $\varphi_t - \varphi_n$, определяется следующим уравнением:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \tilde{M}_m \cdot \frac{J_t + J_n}{J_t \cdot J_n} = \frac{1}{J_n} (M_0 - M_n) + \frac{J_t + J_n}{J_t \cdot J_n} \cdot M_t =$$

$$= - \frac{1}{J_n} \Delta M_n + \frac{J_t + J_n}{J_t \cdot J_n} \cdot M_t.$$



Фиг. 271.

Обозначив:

$$M_t \cdot \frac{J_t + J_n}{J_t \cdot J_n} \text{ через } d \text{ и } K \cdot \frac{J_t + J_n}{J_t \cdot J_n} \text{ через } p^2,$$

получим:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + p^2\varphi = d - \Delta M_n \cdot \frac{1}{J_n} \dots \quad (1)$$

Величина p^2 характеризует свободные колебания системы, имеющие период

$$r = \frac{2 \cdot \pi}{p}.$$

Величина ΔM_n может быть разложена на ряд гармоник: $\Delta M_n = \sum_{i=1}^{i=k} a_i \cos m_i t$, причем $\tau_i = \frac{2\pi}{m_i}$ есть период колебаний i -й гармоники. Пренебрегая членом, выражающим угловое ускорение, и подставляя выражения d , p^2 и ΔM_n в уравнение (1), получим для i -й гармоники следующее выражение максимального статического момента элементарной связи муфты:

$$M_{m \text{ стат}} = M_t + \frac{a_i}{J_t + J_n} \cdot J_t \quad (2)$$

Динамический момент, являющийся следствием действия вынуждающего момента, можно представить в виде:

$$M_{mi} = M_t + \beta_i \cdot \frac{a_i}{J_t + J_n} \cdot J_t \cdot \cos m_i t. \quad (3)$$

Из (2) и (3) следует, что:

$$\cos m_i t \cdot \beta_i = \frac{M_t - M_{mi}}{M_t - M_{m \text{ стат}}}.$$

Общий интеграл уравнения (1), учитывая выражение $\Delta M_n = a_i \cdot \cos m_i t$ (для i -й гармоники), приводится к виду:

$$\varphi_i = \frac{d}{p^2} - \frac{1}{J_n} \cdot \frac{a_i}{p^2 - m_i^2} \cdot \cos m_i t,$$

в чем можно убедиться, подставив выражение φ_i и $\frac{d^2\varphi_i}{dt^2}$ в уравнение (1).

При этом условии коэффициент β_i получает следующее выражение:

$$\beta_i = \frac{p^2}{p^2 - m_i^2} = \frac{1}{1 - \frac{\tau_i^2}{r^2}}.$$

Колебания вращающего момента на валу турбины и машины выразятся так:

$$\Delta Q_t = M_t - M_{mt} = \beta_i (M_t - M_{m \text{ стам}}) = \beta_i \cdot \frac{J_t}{J_t + J_n} a_i \cos m_i t,$$

$$\Delta Q_n = \left(1 - \beta_i \cdot \frac{J_t}{J_t + J_n} \right) a_i \cos m_i t.$$

Характер работы упругой муфты определяется в зависимости от величины коэффициента упругости K , который, в свою очередь, может быть определен для i -й гармоники в формуле:

$$\frac{\tau}{\tau_i} = \frac{m_i}{p} = \frac{m_i}{\sqrt{K}} \cdot \sqrt{\frac{J_t \cdot J_n}{J_t + J_n}},$$

откуда:

$$K = m_{i, \text{ в}}^2 \cdot \left(\frac{J_t + J_n}{J_t \cdot J_n} \right) \cdot \frac{1}{\left(\frac{\tau}{\tau_i} \right)^2}.$$

При $K = \infty$:

$$\tau : \tau_i = 0; \beta_i = 1;$$

с уменьшением K β_i возрастает; при $\beta_i = \frac{J_t + J_n}{J_t}$:

$$\Delta Q_n = 0 \text{ и } \Delta Q_t = a_i \cos m_i t.$$

В этом случае торсиограмма машины становится равномерной и неравномерность передается всецело турбинным массам. Валопровод разгружается от колебаний момента; при этой комбинации возможна постановка турбины отработавшего пара на старые суда, без необходимости смены валопровода (т. е. несмотря на повышение среднего момента на валу от прибавки мощности турбины колебания момента уменьшаются).

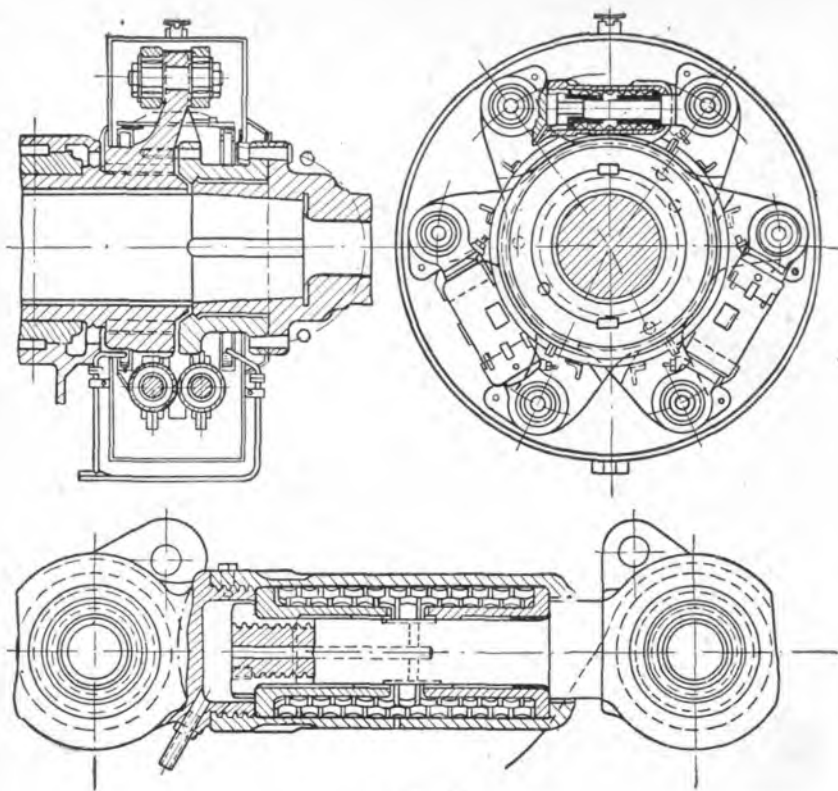
С другой стороны, жесткость муфты заставляет произвести расчет прочности соединительных частей турбины с передачей, так как в них возникают значительные добавочные усилия.

Аналогично могут быть исследованы и другие области значений коэффициента жесткости.

Так, при $K = m_i \left(\frac{J_t + J_n}{J_t \cdot J_n} \right) \dots \tau : \tau_i = 1$ и $\beta_i = \infty$;

при этом $\Delta Q_t = \infty$ и $\Delta Q_n = \infty$ (резонанс). Подобных значений K следует избегать.

При абсолютной гибкости муфты ($K = 0$, $\beta_i = 0$) получается: $\Delta Q_t = 0$; $\Delta Q_n = a_i \cos m_i t$, т. е. турбина является изолированной, и торсиограмма валопровода всецело совпадает с торсиограммой машины.



Фиг. 272.

Распределение вращающихся масс и место постановки муфты, а также выбор коэффициента упругости зависят от желания удовлетворить тем или иным описанным условиям. Примеры конструкции упругих муфт приведены на фиг. 272.

Советская конструкция пружинной муфты разработана ныне А. А. Кассавиным.

ГЛАВА XI

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ЭКСПЛУАТАЦИОННОМ МОНТАЖЕ МОРСКИХ МАШИН

Наилучший эффект от судовой паровой машины получается в результате самого тщательного ухода за ней и не менее тщательного эксплуатационного монтажа. Проведение соответствующ-

щего комплекса мероприятий связано с полным знанием техники дела и своевременным применением этих мероприятий.

Вопросы правильной сборки машины и проверки установки ее деталей рассматриваются в специальных трудах. Ниже кратко изложены лишь некоторые из приемов сборки.

Монтаж машины имеет целью устранение дефектов, нарушающих ее правильную работу. Исправная работа кривошипного механизма обеспечивается лишь в том случае, когда шток поршня движется точно вдоль своей оси, а стенки цилиндров имеют блестящую, гладкую поверхность.

Выполнение этих условий требует устранения всяких боковых давлений поршня на стенки цилиндра, а также давлений штока на набивочный материал сальниковых коробок.

В новых машинах в стенках цилиндров иногда возникают царапины, причиняемые остатками формовочного песка, остающегося в золотниковых каналах и продуваемого оттуда во время работы поступающим в цилиндр паром. Вследствие этого цилиндры вышедших из постройки машин в первое время их работы должны часто осматриваться и зачищаться.

Возникающие в цилиндрах или кривошипном механизме дефекты являются причиной перекоса поршней. Для вычисления этих перекосов мы введем в дальнейшем следующие обозначения: R — радиус кривошипа, L — длина шатуна, L_0 — расстояние между серединой крестковца и серединой набивочной коробки в верхней мертвой точке, L_n — то же в нижней мертвой точке, L_k — расстояние между серединами крестковца и поршня, E — расстояние между средними сечениями опорных рамовых подшипников, l_1 — длина мотылевой шейки.

Основным требованием нормального состояния машины является плотное прилегание всех шеек вала к цапфам подшипников по всей длине последних.

§ 161. Перекос частей движения при неподвижной набивке сальников

Явления перекосов могут быть систематизированы следующим образом:

а) Один из двух коренных подшипников (передний) сработался сильнее заднего на величину δ_1 . Вследствие этого вся система движения (шатун и шток поршня) получает перекося на угол $\frac{\delta_1}{E}$, причем все прямолинейно движущиеся части получают боковое перемещение, направление которого сохраняется одинаково как в верхней, так и в нижней мертвых точках.

Предполагая, что положение штока в сальниковой коробке остается центральным, перемещения отдельных частей благодаря указанной причине определяются данными помещенной ниже табл. 75.

Т а б л и ц а 75

Случай <i>a</i>	Боковые перемещения Δ_1		
	у мотылевого подшипника	у крещкопфного подшипника	у поршня
В верхней мертвой точке	$-(L + L_0) \cdot \frac{\delta_1}{E}$	$-L_0 \cdot \frac{\delta_1}{E}$	$-(L_k - L_0) \cdot \frac{\delta_1}{E}$
В нижней мертвой точке	$-(L + L_n) \cdot \frac{\delta_1}{E}$	$-L_n \cdot \frac{\delta_1}{E}$	$+(L_k - L_n) \cdot \frac{\delta_1}{E}$

Отрицательный знак в приведенных в табл. 75 выражениях отвечает перемещению назад и положительный — перемещению вперед.

б) Мотылевая шейка не параллельна оси вала, но имеет уклон δ_2 на длине l_1 . При этом шатун и шток, стремящиеся стать в положение, перпендикулярное к шейке, получают перекося на угол $\frac{\delta_2}{l_1}$; ввиду же того, что направление штока определяется набивочной коробкой, боковые перемещения в верхней и нижней мертвых точках имеют различный знак. Величина этих перемещений определяется данными табл. 76.

Т а б л и ц а 76

Случай <i>b</i>	Боковые перемещения Δ_2		
	у мотылевого подшипника	у крещкопфного подшипника	у поршня
В верхней мертвой точке	$\pm (L + L_0) \cdot \frac{\delta_2}{l_k}$	$\pm L_0 \cdot \frac{\delta_2}{l_1}$	$\pm (L_k - L_0) \cdot \frac{\delta_2}{l_1}$
В нижней мертвой точке	$\pm (L + L_n) \cdot \frac{\delta_2}{l_1}$	$\pm L_n \cdot \frac{\delta_2}{l_1}$	$\pm (L_k - L_n) \cdot \frac{\delta_2}{l_1}$

Случай <i>v</i>	Боковые перемещения Δ_3		
	у мотылевого подшипника	у крэйцкопфного подшипника	у поршня
В верхней мертвой точке	$\frac{\delta_3}{L_K} \cdot L_0$	$\frac{\delta_3}{L_K} \cdot L_0$	$-\frac{\delta_3}{L_K} (L_K - L_0)$
В нижней мертвой точке	$\frac{\delta_3}{L_K} \cdot L_n$	$\frac{\delta_3}{L_K} \cdot L_n$	$-\frac{\delta_3}{L_K} (L_K - L_n)$

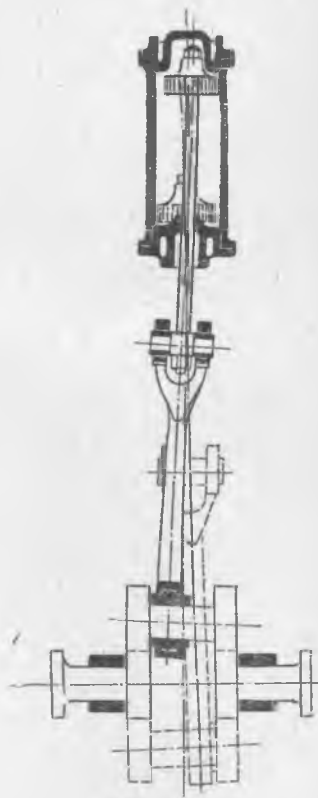
На фиг. 273 изображены (в искаженном масштабе) положения поршня и частей движения в описанном случае перекоса.

в) Шток поршня не перпендикулярен к оси крэйцкопфных цапф, причем отклонение достигает величины δ_3 на длине L_K . Соответствующие боковые перемещения частей механизма вычисляются по данным табл. 77.

Подобные же явления возникают при кривизне штока, причем и в этом случае поршень, крэйцкопф и мотылевый подшипник получают боковые перемещения, всегда направленные по одну сторону от оси цилиндра.

Помимо указанных дефектов, могут иметь место и иные (например непараллельность мотылевых цапф и крэйцкопфных подшипников, косое направление оси мотылевых шеек к линии коленчатого вала и т. д.). Влияние всех этих неточностей определяется методом, подобным описанному выше.

Пример. У машины с размерами $L=3000$ мм; $R=700$ мм; $L_0=780$ мм; $L_n=2180$ мм; $L_K=2380$ мм; $E=1320$ мм и $l_1=400$ мм имеются следующие неточности:



Фиг. 273.

износ переднего подшипника вала $\delta_1 = 0,3$ мм,
 непараллельность шейки мотыля с осью вала $\delta_2 = 0,25$ мм,
 кривизна штока поршня на длине 2380 мм $\delta_3 = 2$ мм.

Соответствующие боковые перемещения:

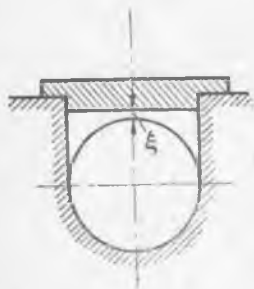
Т а б л и ц а 78

	У мотылевых цапф		У крейцкопфа		У поршня	
	верхняя мертвая точка	нижняя мертвая точка	верхняя мертвая точка	нижняя мертвая точка	верхняя мертвая точка	нижняя мертвая точка
Δ_1 мм	-0,86	-1,18	-0,18	-0,50	+0,36	+0,046
Δ_2 "	-2,36	+3,25	-0,49	+1,36	+1,00	-0,125
Δ_3 "	+0,66	+1,84	+0,66	+1,84	-1,34	-0,168
$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 \dots$	-2,56	+3,91	-0,01	+2,70	+0,02	-0,247

Для возможности осуществления указанных боковых перемещений в соответствующих местах должны быть предусмотрены достаточной величины зазоры:

- между мотылевым подшипником и щеками мотыля;
- между башмаком крейцкопфа и его боковыми направляющими;
- между телом поршня и стенками цилиндра.

Зазоры должны иметь место также и в тех случаях, когда направление штока и шатуна строго перпендикулярно к оси вала, так как и здесь должна быть предусмотрена известная свобода движений, соответствующая испытываемой частями движения машины игре и тем изменениям, которым эти части подвергаются в работе (например от разогревания рамовых подшипников или искривления штока поршня).



Фиг. 274.

Подшипники коленчатого вала изнашиваются неравномерно, что приводит к перекосу частей движения в цилиндрах. Вследствие этого при переборке машины необходимо пришабрить подшипники с таким расчетом, чтобы вал имел направление, строго перпендикулярное к осям цилиндров. Степень износа подшипников измеряется положенной на плоскость машинной рамы линейкой или измерительной скобой (при снятой крышке подшипника) и измерением (масштабом) расстояния от верхней кромки линейки до

высшей точки поверхности шейки вала. Более точным является применение специальных скоб (фиг. 274) с измерением зазора ξ между нижней кромкой скобы и поверхностью шейки щупом. Подобные мерительные скобы обычно изготавливаются при постройке машины, причем на них выбиваются цифры, обозначающие величину первоначального зазора, измеренного после точной первоначальной установки вала.

§ 162. Перекос частей движения при подвижной набивке сальников

В том случае, когда применяется свободная (подвижная) набивка сальников, зазор между поршнем и цилиндром дается лишь такой, который обуславливается неточностью рассверливания цилиндров. В этом случае поршень не имеет боковой игры, боковые же перемещения штока в набивочной коробке совершаются беспрепятственно. В этом случае боковые перемещения определяются по данным табл. 79:

Таблица 79

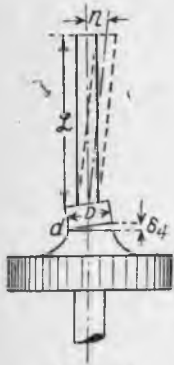
Боковые перемещения при	У мотылевого подшипника	У кресткопфа	В набивочной коробке	У поршня
Неточности в рамовых подшипниках δ_1	$(L + L_k) \cdot \frac{\delta_1}{E}$	$L_k \cdot \frac{\delta_1}{E}$	$(L_k - L_0) \cdot \frac{\delta_1}{E}$	0
То же в мотылевых цапфах δ_2 .	$\frac{\delta_2}{l_1} \cdot (L + L_k)$	$L_k \cdot \frac{\delta_2}{l_1}$	$\frac{L_k - L_0}{l_1} \cdot \delta_2$	0
То же в штоке поршня δ_3	δ_3	δ_3	$\frac{L_k - L_0}{L_k} \cdot \delta_3$	0

Приведенная табл. 79 относится к верхней мертвой точке. Для нижней мертвой точки могут быть составлены аналогичные выражения.

При наличии в цилиндре сквозного направляющего штока целесообразно иметь лишь одну коробку с неподвижной набивкой (предпочтительно верхнюю). Вторая набивка должна быть подвижной. При расстоянии между обеими набивками E_1 боковые перемещения частей имеют величину, приведенную в табл. 79а.

Если при сквозном штоке применяются две неподвижные набивки, то поперечные перемещения частей, обьязанные неточностям

Боковые перемещения в верхней мертвой точке при	У мотылевого подшипника	у крейцкопфа	В нижней набивочной коробке	У поршня
Неточности рамовых подшипников δ_1	$\delta_1 \cdot \frac{L + L_1 + E_1}{E}$	$\delta_1 \cdot \frac{L_0 + E_1}{E}$	$\delta_1 \cdot \frac{L_0}{E}$	$\delta_1 \cdot \frac{L_0 + E_1 - L_k}{E}$
Неточности мотылевых цапф δ_2	$\delta_2 \cdot \frac{L + L_0 + E_1}{l_1}$	$\delta_2 \cdot \frac{L_0 + E_1}{l_1}$	$\delta_2 \cdot \frac{L_0}{l_1}$	$\delta_2 \cdot \frac{L_0 + E_1 - L_k}{E}$
Неточности штока δ_3	$\frac{L_0 + E_1}{E}$	$\delta_3 \cdot \frac{L_0 + E_1}{L_k}$	$\delta_3 \cdot \frac{E_1}{L_k}$	$\delta_3 \cdot \frac{L_0 + E_1 - L_k}{L_k}$



Фиг. 275.

подшипников или осей, могут осуществляться лишь путем изгиба штока.

При сквозном штоке необходимо особенно тщательно следить за плотной пригонкой нижней плоскости поршневой гайки к поверхности поршня. Если при завинчивании гайки обнаруживается, что гайка коснулась тела поршня одной своей стороной, в то время как другая сторона имеет зазор δ_4 (фиг. 275), то при затягивании гайки верхний конец штока получит изгиб на величину:

$$\gamma_1 = \delta_4 \cdot \frac{L}{D}$$

Если применяются две подвижные набивки, то над верхней набивкой следует предусмотреть устройство дополнительной неподвижной направляющей втулки.

§ 163. Влияние параллелей на движение частей машины

Плоскость направляющих крейцкопфа должна быть параллельна оси вращения вала. Небольшие отступления парализуются свободным пришабриванием вкладышей мотылевых и крейцкопфных подшипников.

В плоскости, перпендикулярной к оси вращения вала, боковые перемещения частей определяются исключительно направлением.

параллелей. Вследствие этого правильно смонтированные параллели должны удовлетворять следующим условиям:

- 1) быть параллельными оси цилиндра;
- 2) быть параллельными оси штока поршня;
- 3) быть параллельными линии, соединяющей обе набивочные коробки.

При наличии различного рода неточностей их необходимо соответственно просуммировать.

В том случае, когда поршневой шток проходит через неподвижную набивку и имеет перекося η относительно направляющих параллелей (фиг. 276), то при плотном прилегании поверхностей башмака крейцкопфа шток поршня испытывает изгиб на величину:

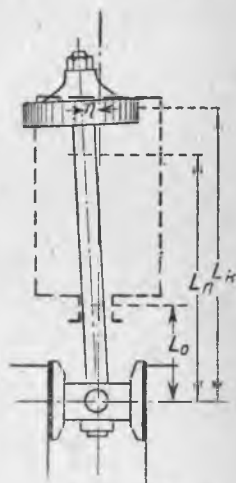
Таблица 80

	В верхней мертвой точке	В нижней мертвой точке
Изгиб	$\eta \cdot \frac{L_0}{L_K}$	$\eta \cdot \frac{L_n}{L_K}$
Боковое давление изогнутого штока на набивку .	$\eta \cdot \frac{L_0}{L_K} \cdot \frac{3 EJ}{L_0^3}$	$\eta \cdot \frac{L_n}{L_K} \cdot \frac{3 EJ}{L_n^3}$

В указанной табл. 80 величина J представляет собой экваториальный момент инерции сечения штока поршня и E — модуль нормальной упругости материала штока.

Чтобы в рассматриваемом случае поршень не изнашивал втулку цилиндра с одной стороны, необходимо сшабрить с поверхности башмака крейцкопфа η мм металла.

Для установления наличия описанного дефекта ставят поршень в нижнюю мертвую точку и снимают поршень, а также основное кольцо набивочной коробки. После этого прижимают крейцкопф к параллели переднего хода, измеряют при помощи штихмаса расстояние между штоком и параллелью и снимают с башмака крейцкопфа столько металла, сколько необходимо для того, чтобы направляющая и шток были параллельны. После этого между башмаком и крейцкопфом закладывают прокладки в таком количестве, чтобы поршневой шток проходил центрально через набивочную коробку.



Фиг. 276.

В случае кривизны штока описанный дефект устранен быть не может.

Если шток проходит сверху через неподвижную набивочную коробку, а внизу — через подвижную, то при указанном перекосе штока на величину η по отношению к параллелям изгиб штока и боковое давление на коробку определяются следующим образом:

Таблица 81

	В верхней мертвой точке	В нижней мертвой точке
Изгиб	$\eta \cdot \frac{L_0 + E_1}{L_k}$	$\eta \cdot \frac{L_n + E_1}{L_k}$
Боковое давление изогнутого штока на верхнюю набивочную коробку . .	$\eta \cdot \frac{L_0 + E_1}{L_k} \cdot \frac{3EJ}{(L_0 + E_1)^3}$	$\eta \cdot \frac{L_n + E_1}{L_k} \cdot \frac{3EJ}{(L_n + E_1)^3}$

Ввиду того, что в данном случае длины значительно больше, боковые давления, испытываемые набивочной коробкой, имеют значительно пониженную величину.

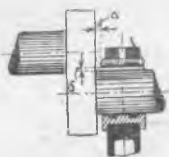
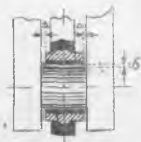

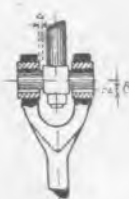
В том случае, когда направляющие не параллельны оси цилиндра, шток также испытывает боковой изгиб, определяемый отклонением штока от середины коробки. При нагревании вала машины во время работы вал удлиняется в сторону, противоположную упорному подшипнику (где вал следует считать имеющим неподвижную точку), т. е. вперед. При износе упорных скоб, наоборот, вал подается назад. Учитывая эти явления, между торцовыми поверхностями рамовых подшипников и щеками кривошипов должны быть оставлены зазоры.

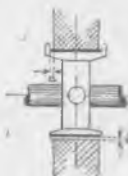

§ 164. Рабочие зазоры в частях машины

На основании изложенных соображений между различными движущимися и неподвижными частями машины оставляются зазоры (или слабины), величина которых определяется данными табл. 82.

§ 165. Установка поршня на мертвые точки

Эта установка является необходимой при проверке положения золотника и производится следующими приемами: вращают мотыль до отклонения его от мертвой точки на $20-30^\circ$ и отмечают маркой соответствующее положение крейцкопфа на параллели. Одно-

Место	№ фиг.	Зазор Δ в мм	Зазор δ в мм
Шейки рамовых подшипников и рамовый подшипник	 <p data-bbox="383 458 497 487">Фиг. 277.</p>	<p data-bbox="631 342 688 371">2—3</p> <p data-bbox="631 414 688 444">3—7</p> <p data-bbox="631 458 699 487">до 10</p>	<p data-bbox="797 385 927 444">от $D/800$ до $D/1000$</p>
Мотылевые цапфы и мотылевый подшипник	 <p data-bbox="383 757 497 786">Фиг. 278.</p>	<p data-bbox="631 633 688 662">2—3</p> <p data-bbox="631 706 688 735">3—7</p> <p data-bbox="631 749 699 778">до 10</p>	<p data-bbox="797 677 927 735">от $D/800$ до $D/1000$</p>
Цапфы крейцкопфа и крейцкопфный подшипник	 <p data-bbox="383 1092 497 1121">Фиг. 279.</p>		
Для малых машин Для больших машин	 <p data-bbox="383 1354 497 1383">Фиг. 280.</p>	<p data-bbox="621 1135 709 1193">0,1—0,2 до 0,5</p>	<p data-bbox="797 1157 890 1186">$D/1000$</p>

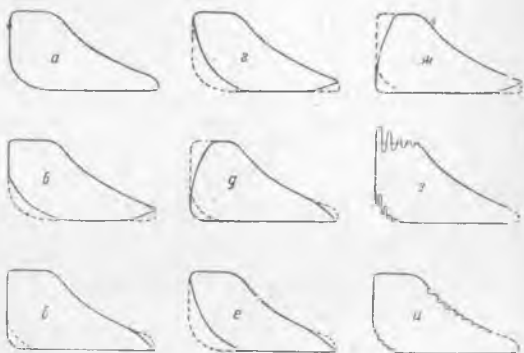
Место	№ фиг.	Зазор Δ в мм	Зазор δ в мм
Крейцкопфный башмак и параллель .	 <p data-bbox="455 415 569 446">Фиг. 281.</p>	до 1	0,2—0,3
Шток поршня и сальниковая коробка между штоком и внутренней втулкой коробки . . .	 <p data-bbox="455 677 569 708">Фиг. 282.</p>	не менее $d/100$ до $d/50$	—
Между корпусом поршня и стенками цилиндра	—	—	—
При диаметре 500—1000 мм	—	1,0	—
При диаметре 1000—1500 мм	—	1,5	—
При диаметре более 1500 мм	—	2,0	—
Между эксцентриком и бугелем	—	—	$D/1000$
Между кольцами и скобами упорного подшипника	—	—	1,0 до 0,5
Между золотниковым штоком и внутренней втулкой набивки	—	$d/200$	—
Между телом поршневого золотника и его втулкой при золотниках, не имеющих поршневых колец или имеющих неподвижные кольца	—	от 0,1 до 0,2	—

Примечание. Зазоры δ устанавливаются для получения достаточного пространства для слоя смазки.

временно помечают марками соответствующие друг другу точки рамового подшипника и шейки вала. После этого мотыль поворачивают в противоположную сторону до совпадения отмеченных марок на крейцкопфе и параллели и делят пополам отклонение отмеченной точки вала от соответствующей ему отметки на рамовом подшипнике.* Отмеченная при этом точка на валу отвечает мертвому положению поршня, для установления которого мотыль поворачивается до совпадения указанной средней марки на шейке вала со сделанной ранее отметкой на подшипнике.

§ 166. Установка и проверка золотника.

Правильность установки золотника проверяется измерением величины линейного опережения, для чего поршень устанавливается в верхнее, а затем в нижнее мертвые положения. Правильное распределение линейного опережения в верхней и нижней полостях производится путем соответствующего сдвига золотника на своем штоке. С этой целью необходимо, смотря по надобности, либо сточить заплечик на золотниковом штоке, либо проложить между ним и золотником прокладки.



Фиг. 283.

Для проверки и регулирования кулисы

Стефенсона ставят поршень в верхнее мертвое положение; после этого переводят кулису в положение полного переднего и полного заднего хода и в каждом случае отмечают линейное опережение.

Если угол установки золотника на передний и задний ходы одинаков (что чаще всего бывает в практике), то указанные величины линейных опережений должны быть равны друг другу. Если это не имеет места, то длина обеих эксцентриковых штанг уравнивается их удлинением или укорочением (для чего необходимо положить прокладки между штангой и бугелем).

Определение элементов парораспределения (сжатия и предварения выпуска) производится путем постановки вместо золотника на его шток деревянных шаблонов, на которых отмечены положения впускных и выпускных кромок золотника.

Относительно метода проверки элементов парораспределения и установки золотника по форме индикаторных диаграмм схемати-

ческие указания приведены в помещаемой пояснительной табл. 83 и на фиг. 283.

Таблица 83

Обозначение диаграммы	Сжатие	Начало выпуска	Начало впуска	Причина ненормальности	Средство устранения
<i>a</i>	Норм.	Норм.	Норм.	—	—
<i>б</i>	Раннее	Позднее	Норм.	Велик выпускной перекрыш	Срубить кромку выпускного перекрыша
<i>в</i>	Позднее	Раннее	Норм.	Мал выпускной перекрыш	Сделать на выпускном перекрыше наделки
<i>г</i>	Раннее	Позднее	Раннее	Золотник опущен низко	Положить прокладку под пятки эксцентр. тяги
<i>д</i>	Позднее	Раннее	Позднее	Золотник поднят высоко	Опустить золотник
<i>е</i>	Раннее	Раннее	Раннее	Угол опережения велик	Повернуть эксцентрик на валу назад
<i>жс</i>	Позднее	Позднее	Позднее	Угол опережения мал	Повернуть эксцентрик на валу вперед
<i>з</i>	Волнообразные линии впуска и сжатия			Вода в индикаторе	Продуть индикатор и дать несколько холостых ходов
<i>и</i>	Ступенчатая линия расширения и сжатия			Поршень индикатора заедает	Смазать и прочистить
	Наклонное направление линии выпуска			Золотниковые окна недостаточного сечения	Смазать и прочистить
	Постепенный подъем линии выпуска			Торможение при выпуске или в ц. и д. недостаточная конденсация	—
	Неравные площадки диаграмм ВП и НП			Неравные отсекки впуска	—
	Местные выпуклости на линиях расширения и выпуска			Пропуски пара	—

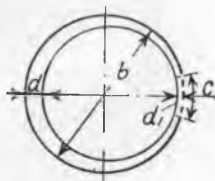
§ 167. Сборка колец Рамсботома

Кольца Рамсботома являются самопружинящими и отрезаются от широких цилиндрических чугуновых болванок. Твердость металла колец должна быть на 20 единиц Вг менее твердости металла цилиндра. По отрезании кольца obtачиваются с припуском, после чего выре-

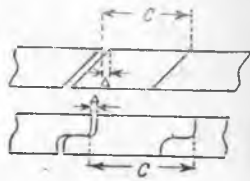
заются небольшие куски, кольца сжимаются вновь и спаиваются для окончательной чистой обточки.

Обработанные таким образом кольца, будучи вставлены в цилиндр, оказывают равномерное давление на стенки цилиндра во все стороны и имеют строго цилиндрическую форму. В замках колец оставляется зазор от 1 до 3 мм. Кольца подвергаются замене, когда они совершенно перестают пружинить или свободно болтаются в своих канавках.

Выход верхнего кольца в верхней мертвой точке из цилиндрической части втулки цилиндра предупреждает образование наработков, но не должен превосходить 1—4 мм, так как в противном случае кольцо сжимается па-



Фиг. 284.



Фиг. 285.

ром и начинает стучать. То же замечание относится к нижнему кольцу и нижней мертвой точке. Ниже дается табл. 84 колец Рамсботома (фиг. 284 и 285).

Таблица 84

Диаметр цилиндра или наружный диаметр сжатого кольца	Внутренний диаметр сжатого кольца	Диаметр готового несжатого кольца		Толщина кольца			Длина выреза
		наружный	внутренний	d_2	d_1	h	
D	d	b	b_1	d_2	d_1	h	c
150	138	156	144	6	6	7—8	21
200	186	207	193	7	7	8—10	24
300	280	310	290	11	9	12—14	34
400	375	413	388	14	11	14—16	43
500	470	515	485	17	13	18—20	50
600	565	618	583	20	15	20—22	58
700	660	720	680	23	17	21—23	66
800	755	723	778	26	19	21—24	74
900	851	925	876	28	21	22—24	80
1000	947	1027	974	30	23	22—25	86
1200	1140	1233	1173	34	26	23—25	100
1400	1333	1440	1373	38	29	23—26	125
1600	1526	1646	1572	42	32	24—27	145
1800	1719	1853	1772	46	35	24—27	165
2000	1912	2059	1971	50	38	25—28	185

ЭНТРОПИЙНАЯ ДИАГРАММА $T-S$ И ТАБЛИЦЫ ВОДЯНОГО ПАРА

(По Шюле) (фиг. 286)

§ 1. Диаграмма $T-S$ служит для построения тепловых процессов в области влажного и перегретого пара, а также для определения различных величин, относящихся к состоянию пара. Основанием диаграммы служит энтропия 1 кг пара; по оси ординат отложены температуры по Цельсию.

На диаграмме нанесены следующие сетки кривых:

1) верхняя и нижняя пограничные кривые и система кривых равной степени сухости (кривые $x = \text{const}$);

2) система кривых постоянного давления в области влажного и перегретого пара до $p = 40 \text{ кг/см}^2$ (кривые $p = \text{const}$);

3) система кривых постоянного теплосодержания $i = \text{const}$ в области перегретого пара;

4) пограничная кривая ($x = 1$) для сухого пара в координатах $T-v$ (температура — удельный объем) и система кривых $p = \text{const}$ в области перегретого пара в тех же координатах. Масштаб удельных объемов нанесен в верхней части диаграммы.

§ 2. Дополнительными данными, необходимыми при решении вопросов состояний пара и его теплосодержания, служат приложенные ниже таблицы насыщенных паров и таблица средних теплоемкостей перегретых паров.

Обозначения, принятые в этих таблицах, следующие:

Таблицы I и II

p — давление в кг/см^2 (абсолютное),

t — температура пара,

v — удельный объем сухого пара в $\text{м}^3/\text{кг}$,

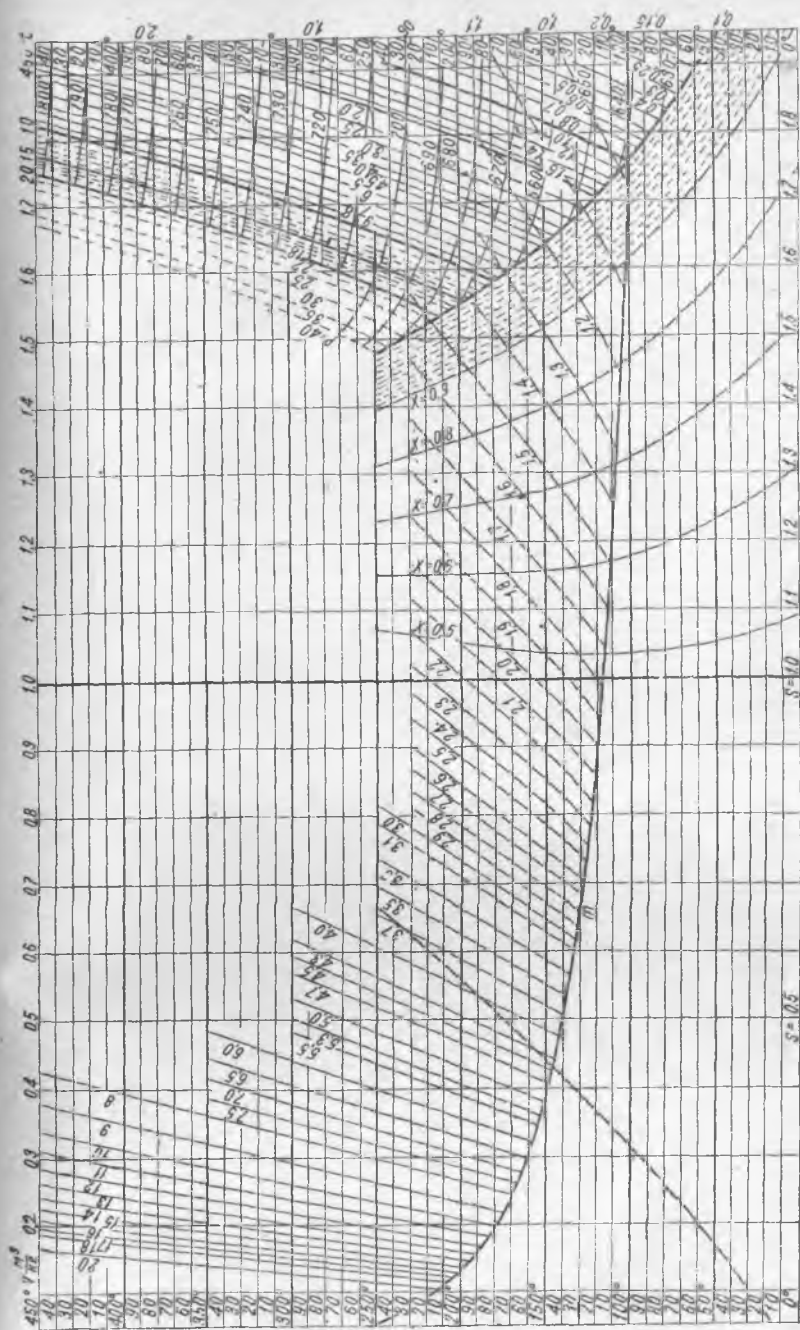
q — теплота жидкости в кал/кг ,

r — полная скрытая теплота парообразования в кал/кг ,

λ — полная теплота пара в кал/кг ,

$A \cdot p \cdot u$ — внешняя скрытая теплота в кал/кг ,

ρ — внутренняя скрытая теплота в кал/кг .



Фиг. 286.

Насыщенный водяной пар от 0 до 220°C (по Шюле)

t	p	v	q	r	λ	$A \cdot p \cdot u$	ρ
0	0,00622	206,5	0,00	594,8	594,8	30,4	564,4
5	0,00889	147,1	5,03	592,2	597,2	30,6	561,6
10	0,01252	106,4	10,05	589,5	599,5	31,3	558,2
15	0,0174	77,95	15,05	586,9	601,9	31,8	555,1
20	0,0238	57,81	20,05	584,3	604,3	32,3	552,0
25	0,0333	43,38	25,04	581,7	606,7	32,8	548,9
30	0,0433	32,93	30,03	579,2	609,2	33,4	545,8
35	0,0573	25,24	35,0	576,6	611,6	33,9	542,7
40	0,0752	19,54	39,9	574,0	613,9	34,4	539,6
45	0,0977	15,28	44,9	571,3	616,2	34,9	536,4
50	0,0258	12,02	49,9	568,5	618,4	35,4	533,1
55	0,1602	9,581	54,9	565,7	620,6	36,0	529,7
60	0,2028	7,677	59,9	562,9	622,8	36,5	526,4
65	0,2547	6,200	64,9	560,0	624,9	37,0	523,0
70	0,3175	5,046	69,9	557,1	627,0	37,5	519,6
75	0,3929	4,123	74,9	554,1	629,0	38,1	516,0
80	0,4827	3,406	79,9	551,1	631,0	38,6	512,5
85	0,5893	2,835	84,9	548,0	632,9	39,1	508,9
90	0,7148	2,370	89,9	545,0	634,9	39,6	505,4
95	0,8619	1,988	95,0	541,9	636,9	40,2	501,7
100	1,0333	1,674	100,0	538,7	638,7	40,7	498,0
105	1,2319	1,420	105,0	535,4	640,4	41,1	494,3
110	1,4608	1,210	110,1	532,1	642,2	41,5	490,6
115	1,7237	1,030	115,2	528,7	643,9	41,8	486,9
120	2,0242	0,891	120,2	525,3	645,5	42,2	483,1
125	2,3662	0,771	125,3	521,7	647,0	42,6	479,1
130	2,7538	0,668	130,5	518,2	648,7	43,0	475,2
135	3,1914	0,581	135,6	514,6	650,2	43,3	471,3
140	3,6835	0,508	140,7	510,9	651,6	43,7	467,2
145	4,2352	0,446	145,8	507,4	653,2	44,1	463,3
150	4,8517	0,3926	150,9	503,8	654,7	44,5	459,3
155	5,5373	0,3470	156,1	500,2	656,3	44,8	455,4
160	6,986	0,3074	161,2	496,6	657,8	45,1	451,5
165	7,1414	0,2725	166,4	493,0	659,4	45,4	447,6
170	8,0714	0,2481	171,6	489,4	661,0	45,7	443,7
175	9,0937	0,2170	176,8	485,8	662,6	46,0	439,8
180	10,215	0,1945	182,0	482,2	664,2	46,2	436,0
185	11,443	0,1743	187,3	478,5	665,8	46,5	432,0
190	12,785	0,1574	192,6	474,7	667,3	46,8	427,9
195	14,246	0,1417	197,8	470,8	668,6	47,0	423,8
200	15,834	0,1287	203,1	467,0	670,1	47,3	419,7
205	17,56	0,1167	208,5	462,9	671,4	47,5	415,4
210	19,43	0,1059	213,8	458,8	672,6	47,7	411,1
215	21,45	0,0963	219,2	454,6	673,8	47,8	406,8
220	23,62	0,0879	224,6	450,2	674,8	48,0	402,2

Насыщенный пар от 0,02 до 25 кг/см² (по Шюле)

p	t	v	q	r	λ	$A \cdot p \cdot u$	δ
0,02	17,2	68,28	17,2	586,0	603,2	32,0	554,0
0,04	28,6	35,47	28,6	580,0	608,6	33,2	546,8
0,06	35,8	21,19	35,7	576,2	611,9	34,0	542,2
0,08	41,1	18,45	41,1	573,4	614,5	34,7	538,7
0,10	45,4	14,96	45,3	571,4	616,7	35,3	536,1
0,15	53,6	10,22	53,5	566,6	620,1	36,1	530,5
0,20	59,7	7,80	59,6	563,1	622,7	36,6	526,5
0,25	64,6	6,33	64,5	560,1	624,6	37,0	523,1
0,30	68,7	5,33	68,6	557,9	626,5	37,5	520,4
0,35	72,3	4,620	72,2	555,7	627,9	37,8	517,9
0,40	75,4	4,062	75,3	553,9	629,2	38,1	515,8
0,45	78,2	3,630	78,1	552,2	630,3	38,3	513,9
0,50	80,0	3,290	80,8	550,4	631,2	38,5	511,9
0,60	85,4	2,775	85,4	547,2	632,6	39,0	508,2
0,70	89,4	2,400	89,4	544,6	634,0	39,3	505,3
0,80	93,0	2,115	93,0	542,5	635,4	39,6	502,9
0,90	96,2	1,900	96,2	540,6	636,8	40,0	500,6
1,00	99,1	1,721	99,1	538,8	637,9	40,3	498,5
1,20	104,2	1,451	104,3	535,7	640,0	40,7	495,0
1,40	108,7	1,258	108,8	532,9	641,7	41,2	491,7
1,60	112,7	1,108	112,8	530,4	643,2	41,6	488,8
1,80	116,3	0,993	116,5	528,0	644,5	41,9	486,1
2,00	119,6	0,902	119,9	525,7	645,6	42,2	483,5
2,50	126,8	0,735	127,2	520,3	647,5	42,9	477,4
3,00	132,9	0,619	133,4	516,1	649,5	43,4	472,7
3,50	138,2	0,5335	138,7	512,3	651,0	43,7	468,6
4,00	142,9	0,4710	143,8	508,7	652,5	44,1	464,6
4,50	147,2	0,4220	148,1	505,8	653,9	44,4	461,6
5,00	151,1	0,3825	152,0	503,2	655,2	44,7	458,4
5,50	154,7	0,3494	155,7	500,6	656,6	44,9	455,7
6,00	158,1	0,3218	159,3	498,0	657,3	45,1	452,9
6,50	161,2	0,2983	162,4	495,9	658,3	45,3	450,6
7,00	164,2	0,2778	165,5	493,8	659,3	45,5	448,3
7,50	167,0	0,2608	168,5	491,6	660,1	45,7	445,9
8,00	169,6	0,2450	171,2	489,7	660,9	45,8	443,9
8,50	172,2	0,2318	173,9	487,8	661,7	45,9	441,9
9,00	174,6	0,2194	176,4	486,1	662,5	46,0	440,1
9,50	176,9	0,2080	178,6	484,5	663,2	46,1	438,4
10,00	179,1	0,1980	181,2	482,6	663,8	46,2	436,4
10,50	181,2	0,1896	183,3	481,2	664,5	46,4	434,8
11,00	183,2	0,1815	185,4	479,8	665,2	46,5	433,3
11,50	185,2	0,1740	187,5	479,3	665,8	46,6	431,7
12,00	187,1	0,1668	189,5	478,9	666,4	46,6	430,3
12,50	189,0	0,1607	191,6	475,5	667,1	46,7	428,8
13,00	190,8	0,1544	193,4	474,1	667,5	46,8	427,3
13,50	192,5	0,1492	195,2	472,8	668,0	46,9	425,9
14,00	194,2	0,1442	197,0	471,4	668,4	47,0	424,4

<i>p</i>	<i>t</i>	<i>v</i>	<i>q</i>	<i>r</i>	λ	<i>A·p·u</i>	δ
14,50	195,8	0,1395	198,7	470,1	668,8	47,1	423,0
15	197,4	0,1350	200,4	468,9	669,3	47,2	421,7
16	200,5	0,1272	203,7	466,6	670,3	47,3	419,3
17	203,4	0,1203	206,8	464,1	670,9	47,5	416,6
18	206,2	0,1140	209,8	461,8	671,6	47,6	414,2
19	208,9	0,1086	212,7	459,5	672,2	47,8	411,7
20	211,4	0,1035	215,4	457,4	672,8	47,8	409,6
21	213,9	0,0985	218,0	455,3	673,3	47,8	407,5
22	216,3	0,0942	220,6	453,8	673,9	47,9	405,4
23	218,6	0,0901	223,1	451,4	674,5	47,9	403,5
24	220,8	0,0864	225,5	449,5	675,0	47,9	401,6
25	223,0	0,0829	227,9	447,7	675,6	47,9	399,8

Таблица III

Таблица дает средние величины теплоемкости перегретого пара C_{pm} от состояния насыщения и до данной температуры при различных давлениях. Теплота перегретого пара определяется с помощью указанной таблицы по формуле:

$$\lambda = q + r + C_{pm} \cdot (t - t_s),$$

где: C_{pm} — средняя теплоемкость, взятая из таблицы,
 t — температура перегретого пара,
 t_s — температура сухого пара того же давления.

Средние теплоемкости C_{rms} перегретого пара от состояния насыщения

$p =$ $t_s =$ C_{rms}	0,5 80,9°C		1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
	0,479	0,487	0,487	0,499	0,525	0,531	0,538	0,545	0,553	0,563	0,574	0,583	0,594
120°	0,473	0,486	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
140	0,471	0,481	0,494	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
160	0,469	0,476	0,490	0,517	—	—	—	—	—	—	—	—	—
180	0,468	0,471	0,487	0,512	0,538	—	—	—	—	—	—	—	—
200	0,467	0,478	0,485	0,507	0,530	0,556	—	—	—	—	—	—	—
220	0,467	0,473	0,483	0,503	0,524	0,546	0,570	—	—	—	—	—	0,733
240	0,467	0,472	0,482	0,500	0,519	0,539	0,559	0,605	—	—	—	—	0,689
260	0,467	0,472	0,481	0,497	0,515	0,533	0,551	0,570	0,590	—	—	—	0,658
280	0,468	0,472	0,480	0,496	0,512	0,527	0,544	0,562	0,579	0,597	—	—	0,636
300	0,469	0,473	0,480	0,495	0,510	0,524	0,539	0,555	0,570	0,585	0,603	—	0,619
320	0,470	0,473	0,480	0,494	0,503	0,521	0,535	0,548	0,563	0,577	0,592	—	0,607
340	0,470	0,474	0,481	0,493	0,507	0,518	0,532	0,545	0,557	0,570	0,583	—	0,597
360	0,471	0,474	0,481	0,494	0,506	0,516	0,529	0,540	0,552	0,565	0,576	—	0,588
380	0,472	0,475	0,482	0,494	0,505	0,515	0,527	0,538	0,548	0,560	0,570	—	0,581
400	—	—	0,483	0,494	0,505	0,514	—	—	—	—	—	—	—
450	—	—	0,485	0,495	0,505	0,513	—	—	—	—	—	—	—
500	—	—	0,487	0,497	0,505	0,513	—	—	—	—	—	—	—
550	—	—	0,490	0,499	0,506	0,513	—	—	—	—	—	—	—

Удельные объемы перегретого пара в зависимости от давления и температуры
(по Кноблауху, Райшу, Хаузену и Коху)

°C	p ата		10	12	14	16	18	20	30	40	50	60	70	80	90	100
	°C	атм														
200			0,210	0,173	0,146	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
210			0,216	0,177	0,149	0,130	0,111	—	—	—	—	—	—	—	—	—
220			0,222	0,183	0,155	0,134	0,118	0,104	—	—	—	—	—	—	—	—
230			0,228	0,187	0,159	0,138	0,121	0,108	—	—	—	—	—	—	—	—
240			0,232	0,192	0,163	0,141	0,124	0,111	0,0700	—	—	—	—	—	—	—
250			0,238	0,197	0,167	0,145	0,127	0,114	0,0720	0,0510	—	—	—	—	—	—
260			0,243	0,201	0,170	0,148	0,131	0,117	0,0750	0,0530	—	—	—	—	—	—
270			0,248	0,205	0,175	0,152	0,134	0,120	0,0770	0,0549	0,0415	—	—	—	—	—
280			0,253	0,210	0,179	0,156	0,137	0,123	0,0790	0,0567	0,0432	0,0338	—	—	—	—
290			0,256	0,214	0,183	0,159	0,140	0,124	0,0810	0,0585	0,0448	0,0356	0,0286	—	—	—
300			0,264	0,218	0,186	0,163	0,143	0,128	0,0830	0,0600	0,0464	0,0372	0,0302	0,0248	—	—
310			0,269	0,223	0,190	0,165	0,146	0,131	0,0850	0,0620	0,0479	0,0384	0,0316	0,0262	0,0220	0,0174
320			0,274	0,227	0,194	0,169	0,149	0,133	0,0870	0,0650	0,0493	0,0398	0,0329	0,0275	0,0233	0,0197
330			0,278	0,230	0,198	0,171	0,152	0,136	0,0890	0,0650	0,0505	0,0410	0,0340	0,0286	0,0244	0,0209
340			0,284	0,236	0,201	0,175	0,154	0,139	0,0908	0,0665	0,0518	0,0421	0,0351	0,0296	0,0255	0,0220
350			0,288	0,240	0,204	0,178	0,158	0,142	0,0925	0,0680	0,0531	0,0432	0,0361	0,0306	0,0264	0,0229
360			—	—	0,208	0,182	0,161	0,145	0,0945	0,0692	0,0541	0,0442	0,0370	0,0316	0,0273	0,0238
370			—	—	0,212	0,185	0,163	0,147	0,0960	0,0707	0,0552	0,0453	0,0380	0,0324	0,0283	0,0246
380			—	—	0,215	0,188	0,166	0,149	0,0980	0,0720	0,0565	0,0465	0,0390	0,0335	0,0292	0,0255
390			—	—	0,218	0,190	0,169	0,152	0,100	0,0735	0,0577	0,0473	0,0399	0,0342	0,0297	0,0263
400			—	—	—	0,193	0,172	0,154	0,102	0,0750	0,0588	0,0485	0,0407	0,0350	0,0306	0,0269
410			—	—	—	—	0,175	0,156	0,103	0,0760	0,0600	0,0493	0,0417	0,0357	0,0313	0,0277
420			—	—	—	—	—	0,159	0,104	0,0771	0,0612	0,0503	0,0424	0,0366	0,0320	0,0283
430			—	—	—	—	—	—	0,106	0,0790	0,0620	0,0510	0,0432	0,0374	0,0326	0,0290
440			—	—	—	—	—	—	0,108	0,0801	0,0632	0,0517	0,0439	0,0380	0,0335	0,0297
450			—	—	—	—	—	—	0,109	0,0811	0,0645	0,0530	0,0450	0,0387	0,0341	0,0303

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие

Глава I

Термодинамические основания теории паровых машин

1. Теоретический рабочий процесс паровой машины	3
2. Работа образцовых циклов	4
3. Среднее теоретическое индикаторное давление и выражение мощности	5
4. Применение энтропийных диаграмм	6
5. Общее понятие о действительном процессе работы машины и тепловых потерях	9
6. Измерение работы машины путем испытаний. Индикатор	10
7. Индикаторная диаграмма	12
8. Вредное пространство	14
9. Метод переноса диаграммы действительного процесса в диаграмму $T-S$	19
10. Перенос в тепловую диаграмму снятых на испытаниях машин индикаторных диаграмм	24
11. Исследование тепловых потерь в паровой машине	25
12. Коэффициенты полезного действия машины	28

Глава II

Методы улучшения рабочего процесса паровой машины

13. Начальное давление пара	30
14. Влияние перегрева пара на экономичность теоретическую и действительную	35
15. Законы расширения и сжатия в процессах с влажным и перегретым паром	39
16. Конструктивно-технологические и эксплуатационные условия, связанные с перегревом пара	40
17. Принцип многократного расширения	43
18. Сравнительное значение котельного давления и пустоты в холодильнике	46
19. Регенеративный процесс	49
20. Промежуточный перегрев пара	53

Глава III

Парораспределение судовых машин золотниками

21. Элементы парораспределения	54
22. Системы парораспределения	55
23. Простой золотник	55

	Стр.
§ 24. Золотник с перекрышами	58
§ 25. Золотниковая диаграмма Цейнера	60
§ 26. Учет влияния конечности длины шатуна. Поправка проф. Брикса	63
§ 27. Золотниковая диаграмма Мюллера-Рело	65
§ 28. Диаграмма Брикса	67
§ 29. Эллиптическая золотниковая диаграмма	70
§ 30. Основные системы золотников	71
§ 31. Золотники с двойным впуском пара, золотники с двойным и тройным впуском и выпуском пара	72
§ 32. Золотники системы Эндрыуса и Камерона	76

Глава IV

Золотниковые приводы

§ 33. Общие требования, предъявляемые к золотниковым приводам	77
§ 34. Кулиса Стефенсона	77
§ 35. Привод Гакворга	84
§ 36. Привод Клуга	90
§ 37. Привод Маршалля	90
§ 38. Комбинированный привод Гейзингера-Вальдег	91
§ 39. Привод Джоя	93
§ 40. Перзводные машинки кулис	94
§ 41. Скольжение кулисы Стефенсона	97
§ 42. Условия перегрузки при установке кулисы Стефенсона	98

Глава V

Клапанное парораспределение судовых машин

§ 43. Общие сведения	99
§ 44. Кинематика и динамика клапанного механизма	100
§ 45. Проверка профиля кулачка на действие сил инерции клапана	100
§ 46. Расчет пружины клапана	103
§ 47. Проектирование профиля кулака по кривым ускорений	104
§ 48. Конструкция распределительных клапанов	107
§ 49. Прямоточное парораспределение	109
§ 50. Гидравлический привод для клапанного парораспределения	110

Глава VI

Конструкция и характеристики морских паровых машин

§ 51. Элементы стандартных морских паровых машин	110
§ 52. Характеристика стандартных машин	114
§ 53. Клапанные машины Ленца	117
§ 54. Расчет клапанного привода Гакворга-Клуга и парораспределения	134
§ 55. Пример расчета клапанного привода и профиля кулака машины Ленца	136
§ 56. Измененный тип машины Ленца (завода Schichau)	138
§ 57. Клапанно-золотниковые машины завода North Eastern Marine Engineering Co	139
§ 58. Принцип прямоточности	141
§ 59. Элементы рабочего процесса машины Штумпфа	143
§ 60. Прямоточные машины Skinner (Скиннер)	144
§ 61. Прямоточные машины завода Христиансен и Мейер	149

62. Проверка достаточности сечения выхлопных окон в прямооточных машинах	151
63. Общий обзор прочих систем современных судовых морских паровых машин	153
64. Общая характеристика паровых машин вспомогательных механизмов	162
65. Регулирование двойной отсечкой	165
66. Регулирование переставными эксцентриками	167
67. Общие данные об установках с турбинами отработавшего пара	170
68. Система Бауэр-Ваха	172
69. Определение мощности установки Бауэр-Ваха	173
70. Термодинамическое исследование рабочего процесса системы Бауэр-Ваха	174
71. Установка системы Brown Boveri	177
72. Установка системы Персона	181
73. Установка Метрополитен-Виккерс	181
74. Установка Göta Werken	182
75. Установка Lindhalmen	184
76. Установка завода White Marine Engineering Co	185

Глава VII

Элементы расчета морских паровых машин

77. Общие замечания	186
78. Определение проектной мощности машины	187
79. Механический коэффициент полезного действия и потери на трение	190
80. Схема рабочего процесса паровой машины в диаграмме J—S	194
81. Методика расчета паровой машины	197
82. Данные экономичности морских паровых машин	203
83. Замечания к расчету морских паровых машин высокого давления	207
84. Практический расчет судовых машин	209
85. Метод определения объемов цилиндров по Н. Wilde	214
86. Определение размеров цилиндров в д. и с. д. и наполнения цилиндров по Бауэру и Боденмюллеру	216
87. Выбор степеней наполнения отдельных цилиндров по Е. М. Vragg	219
88. Выбор скорости поршней	220
89. Вредные поверхности и объемы	221
90. Определение объемов цилиндров машины	222
91. Падение давления при впуске в цилиндр	228
92. Построение объемной диаграммы	234
93. Построение теоретических индикаторных диаграмм по методу Шретера	240
94. Выводы из приведенных примеров построения индикаторных диаграмм машин многократного расширения методом Шретера	250
95. Вариант построения индикаторных диаграмм для случая машины с ведущим п. н. д.	253
96. Построение индикаторных диаграмм для машины двойного расширения с заклинием кривошипов под углом 180°	273
97. Расчет элементов парораспределения	255
98. Выбор невыгоднейшего сжатия	261
99. Прочие элементы парораспределения	265

§ 100.	Определение сечений паровых каналов и масштаба диаграммы Цейнера для плоского золотника	268
§ 101.	Выравнивание эксцентриситетов отдельных цилиндров машин многократного расширения и выбор типа золотников	268
§ 102.	Определение элементов парораспределения золотниковых машин по диаграммам	272

Глава VIII

Конденсация судовых машин и использование тепла в паровых установках

§ 103.	Общий принцип работы конденсационных устройств	273
§ 104.	Процессы, происходящие в поверхностном конденсаторе	274
§ 105.	Основные характеристики работы конденсатора	276
§ 106.	Условия передачи тепла в конденсаторе	278
§ 107.	Передача тепла через плоскую стенку	278
§ 108.	Передача тепла через цилиндрическую стенку	279
§ 109.	Принцип параллельного тока и противотока	281
§ 110.	Передача тепла от пара к наружной стенке охлаждающей трубки	282
§ 111.	Коэффициент передачи тепла через стенку охлаждающей трубки	284
§ 112.	Передача тепла от внутренней стенки трубки к охлаждающей воде	285
§ 113.	Расчет охлаждающей поверхности с учетом передачи тепла от пара, воздуха и конденсата	286
§ 114.	Коэффициент передачи тепла от воздуха к охлаждающей воде	289
§ 115.	Условия конденсации пара в конденсаторе	290
§ 116.	Приближенный расчет охлаждающей поверхности	290
§ 117.	Общий коэффициент передачи тепла	291
§ 118.	Влияние режима конденсатора на величину давления в последнем	292
§ 119.	Системы конденсаторов	293
§ 120.	Новейшие системы конденсации	294
§ 121.	Системы воздушных насосов	299
§ 122.	Расчет объема моровоздушного насоса	305
§ 123.	Расчет нагнетательных клапанов насоса Эдвардса	308
§ 124.	Расчет мощности, затрачиваемой на работу воздушного насоса	309
§ 125.	Пароструйные воздушные насосы	310
§ 126.	Данные о работе и принципы расчета пароструйных воздушных насосов	313
§ 127.	Расчет и конструкция пароструйных эжекторов по Hoefel'у	319
§ 128.	Опытные данные проф. Weighton (США)	321
§ 129.	Определение утечки воздуха в конденсатор при помощи диаграммы Nelson	323
§ 130.	Разъединение трубок холодильника	324
§ 131.	Схема рационального использования тепла в судовых паросиловых установках	330
§ 132.	Закрытая система питания котлов	334

Глава IX

Методы технических измерений при теплотехнических испытаниях судовых паровых машин

§ 133.	Измерение индикаторной мощности на испытаниях машин	336
§ 134.	Приближенные формулы для определения мощности	336

§ 135.	Измерение давлений	337
§ 136.	Измерение температур	338
§ 137.	Измерение влажности пара	340
§ 138.	Измерение расхода пара	342
§ 139.	Пример теплового баланса нормальной паровой машины	344

Глава X

Динамика судовых паровых машин

§ 140.	Общая постановка вопроса	346
§ 141.	Выражение касательного усилия на валу машины	347
§ 142.	Массы прямолинейно движущихся и эксцентрично вращающихся частей	348
§ 143.	Путь, скорость и ускорение прямолинейно-возвратно движущихся масс	351
§ 144.	Построение диаграммы вертикальных усилий	353
§ 145.	Построение диаграммы тангенциальных усилий	355
§ 146.	Гармонический анализ диаграммы тангенциальных усилий	356
§ 147.	Общие сведения о критическом числе оборотов	359
§ 148.	Определение частоты свободных колебаний	360
§ 149.	Приведение длин валов	361
§ 150.	Приведение масс	362
§ 151.	Графическое определение частоты собственных колебаний линии валов	363
§ 152.	Определение критических чисел оборотов в минуту первой степени	366
§ 153.	Критические числа оборотов в минуту второй степени	367
§ 154.	Неравномерное движение частей машины	367
§ 155.	Основное уравнение равновесия сил инерции	369
§ 156.	Условия уравновешивания одноцилиндровой машины	371
§ 157.	Условия уравновешивания машины компаунд	371
§ 158.	Уравновешивание машины тройного расширения	372
§ 159.	Уравновешивание машины по методу Шлика	373
§ 160.	Работа упругих муфт в установках с турбинами отработавшего пара	378

Глава XI

Общие сведения об эксплуатационном монтаже морских машин

§ 161.	Перекас частей движения при неподвижной набивке сальников	383
§ 162.	Перекас частей движения при подвижной набивке сальников	387
§ 163.	Влияние параллелей на движение частей машины	388
§ 164.	Рабочие зазоры в частях машины	390
§ 165.	Установка поршня на мертвые точки	390
§ 166.	Установка и проверка золотника	393
§ 167.	Сборка колец Рамсботома	394

Приложение

Энтропийная диаграмма $T-S$ и таблицы водяного пара (по Шюле).	396
--	-----

Редактор *С. П. Фролов*. Зав. коррект. *Е. Н. Зуева*. Техн. редактор *Э. М. Готлиб*.
Уполн. Главлита № Б-49781. Зак. тип. 1869. Бум. $84 \times 108\frac{1}{2}$. Тираж 3000. Печ. л. $25\frac{1}{2}$.
Изд. 535. У.-а. л. 23,63, зн. в п. л. 46 000. Сдано в на5. 13/IV 1933 г. Подп. к печ. 19/VII 1933 г.

1-я Образцовая типография Огиза РСФСР треста «Полиграфкнига». Москва, Валовая, 23.