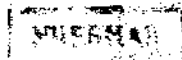


621.165
Ц 74

11404



Н. ЦИТЕМАН

АСЧЕТ И КОНСТРУКЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН



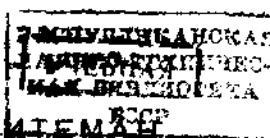
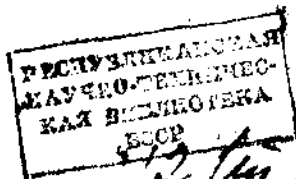
1933

ЭНЕРГОИЗДАТ

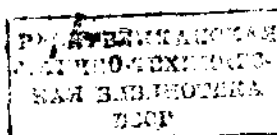
621.165

474

~~621.16~~
~~474~~

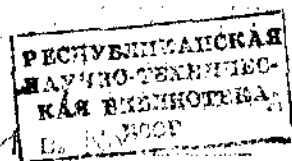
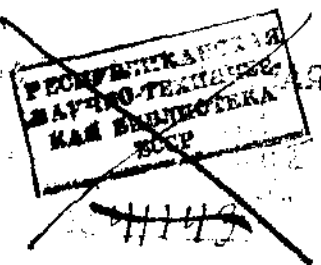


Н. ЦИТЕМАН

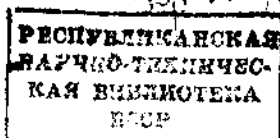


РАСЧЕТ И КОНСТРУКЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Перевод с немецкого инж.-эл. И. Б. МАНДЕЛЬШТАМА
ПОД РЕДАКЦИЕЙ проф. А. Ю. ВИНБЛАДА



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ
ИЗДАТЕЛЬСТВО НКТП СССР
ЛЕНИНГРАД 1933 МОСКВА



ИЗДАТЕЛЬСТВО

ЭТ-35-52

C. ZIETEMANN

BERECHNUNG UND KONSTRUKTION DER DAMPFTURBINEN

Ответственный редактор Н. Ф. Табачный.

Сдано в набор 28/III 1932 г.

Формат 22X110.

Технический редактор Е. Р. Доскач.

Подписано к печати 16-28/III 1932 г.

Тираж 20.000 экз. 1 печ. л. 65.889.

Эт-35-52. Экземпляр № 549/л.

Тираж 20.000—289/л.

Заказ № 2545.

Литература № 68025.

2-я типография ГИИТ имени Евгения Соколовского. Ленинград, просп. Красных Командиров, 29.

ПРЕДИСЛОВИЕ.

Перед войной развитие паротурбостроения почти замерло. В связи с конкуренцией предпочтение отдавалось немногим ступеням с большими скоростями пара, отчего, однако, нередко страдала экономичность. После войны, когда потребовалась повышенная экономичность, возникли вновь стремления к лучшему использованию тепла, начался период бурной эволюции, отчасти стимулированный примером Первого Брюинского машиностроительного о-ва (Erste Brünner Maschinenfabriksgesellschaft), задавшего намерением значительно повысить коэффициенты полезного действия турбин. Это повлияло не только на конструкцию деталей — направляющие аппараты, лопатки, количество и диаметр ступеней, но и на внешнюю форму турбин: развилась многокорпусная, многовальная, многопоточная конструкция. В то же время турбостроению пришлось повысить давление пара и температуру, чтобы удовлетворить потребность в улучшении экономичности. Из-за обилия нововведений и проблем, касавшихся материалов и конструкций, нелегко было даже опытному специалисту все время держаться в курсе развития турбостроения.

Важнейшим усовершенствованиям, исследованиям и результатам эксплуатации посвящено, правда, много печатных трудов, но еще не существует полного и связного обзора современного состояния паротурбостроения. Разыскивать отдельные статьи особенно трудно учащемуся, еще труднее — разобраться в них. В отличие от других областей машиностроения, в частности дизелестроения, литература по паровым турбинам отстала от их развития. Восполнить этот пробел и кроме того изложить для студента и молодого инженера в легкодоступной форме основы расчета и конструирования, в частности же сообщить им практические сведения, — такие задачи ставил себе автор этой книги.

Обычно молодой инженер близко знаком только с изделиями своего завода, ему недостает кругозора; поэтому в книге сопоставлены различные конструкции и показаны всевозможные формы исполнения. В этом отношении настоящий труд может представить интерес и для опытного специалиста, не всегда имеющего время собирать весь относящийся к паротурбостроению материал. Но и для учащегося в дидактическом смысле лучше познакомиться с многими формами исполнения, потому что, зная только несколько примеров, он склонен считать их единственными и не отходить от них при упражнениях в конструировании.

Для большей связности повсюду сделаны ссылки на другие места книги, а там, где перелистывать ее было бы неудобно, автор не избегал кратких повторений.

Так как всякому, кто намерен заняться конструированием и расчетом паровых турбин, необходимо владеть термодинамикой, то ее основы предполагаются известными читателю и не изложены в книге, но первая глава содержит краткое изложение основных свойств водяного пара, в частности — при высоких давлениях и температурах, о чем и в курсах термодинамики покамест говорится мало. Читателю, знакомому с этим предметом, достаточно перелистать эту главу; большинству читателей, полагаю, она будет полезна.

Движение пара и его истечение из сопел изложено подробнее, со ссылками на новейшие исследования и литературу, ибо эта глава имеет основное значение для паротурбостроения.

Расчет турбин изложен так, что начинающий почерпнет в нем практические указания и отправные точки, которые освободят его от необходимости назначать размеры „на-глаз“, не располагая для этого ни чутьем, ни масштабом. Сообщаемые числовые значения имеют источником большое число выполненных установок. Способы расчета представляют, если не всегда кратчайший, то наиболее наглядный путь, по которому рекомендуется следовать начинающему; рассчитав несколько установок, он сам будет знать, как упростить задачи и создать свои схемы расчета, в частности для реактивных турбин. Для полного подвода пара у активных турбин, к которому надлежит стремиться, указано практическое определение диаметра турбины.

Важною областью являются регулирующие устройства, которые нигде, пожалуй, еще не были описаны с такой полнотой и так подробно, как в этой книге.

Для частичной нагрузки и перегрузки указано, как определять изменение состояния, причем расчет пояснен примерами. В виду растущего значения турбин с противодавлением и с отъемом пара представилось также целесообразным описать регуляторы давления.

Из числа разновидностей турбин более подробно рассмотрены малые турбины. Помимо того, что они практически имеют многообразное применение, на них удобно учиться конструированию.

Подробно рассматриваются также турбины для специальных целей. Применительно к турбинам с противодавлением и промежуточным отъемом пара доказано повышение экономичности при комбинированной выработке механической энергии и тепла, а также выгодность использования в особых турбинах мягого пара поршневых машин. В основных чертах описана регулировка турбин этого рода и показаны, по большей части схематично, различные формы их исполнения. Краткий обзор аккумуляторов мягого пара служит для восполнения картины, ибо они образуют составную часть турбинных установок, использующих мягкий пар. Аккумулятор Рутса, служащий аккумулятором высокого давления, не рассматривается.

Конденсационные установки для паровых турбин не пришлось рассматривать, чтобы не превысить намеченного объема книги. Им посвящена специальная литература.

Надеюсь, что мой труд принесет пользу читателям. Охотно приму к сведению деловую критику, пожелания и советы.

Хемниц, Март 1930.

К. Цитеман

1. Введение.

Строить паровые турбины оказалось возможным лишь после того, как исследованы были свойства пара, ибо расчет турбин основан на точном знании этих свойств. Первая пригодная и надежная в эксплуатации турбина была построена в 1883 году де Лавалем в виде одноступенчатой активной турбины, делавшей 30 000 оборотов в минуту, которые зубчатой передачей понижались до 3000; при этом де Лаваль применил расширяющееся сопло, еще и теперь называемое соплом Лавала. Годом позже Парсоне построил первую реактивную турбину, делавшую 17 000 оборотов в минуту. Но подлинное развитие паротурбостроения началось только в начале этого века, по мере возраставшего спроса на машины крупной мощности и решения технологических задач; оно происходило в направлении повышения мощности (в настоящее время существуют многокорпусные агрегаты с мощностью, превышающей 200 000 л. с.), экономичности и надежности эксплуатации, чему способствуют ныне применение высоких давлений и уменьшение потерь.

В нижеследующем мы будем предполагать основы термодинамики известными читателю и только вкратце напомним соотношения, процессы и диаграммы, необходимые для понимания работы паровых турбин.

II. Важнейшие соотношения для водяного пара.

1. Давление, температура и объем. Отношение между величинами, характеризующими состояние пара, — давлением P кг/м² или p кг/см², температурой $t^\circ\text{C}$ или абсолютной температурой $T = t + 273^\circ$ и удельным объемом v м³/кг, — установлено было опытами, которые для высоких давлений еще не закончены. При определенном давлении p испарение происходит по достижении соответственной температуры кипения t_s , которая является функцией от давления [$t_s = f(p)$] и, следовательно, имеет при каждом давлении определенное значение. Откладывая давления в зависимости от температур (или наоборот), мы получаем кривую давления (кривую pt , рис. 1).

Обозначим объем жидкости при температуре кипения через v' ; при нормальных давлениях он мало зависит от этих последних и только при высоких давлениях возрастает скорее. Во время испарения объем при постоянном давлении (и температуре) увеличивается до объема сухого пара v'' .

Влажный пар имеет меньший удельный объем, нежели сухой пар. Если обозначить через x паросодержание пара и через y степень влажности или содержание жидкости, так что $x + y = 1$, то

$$v = xv'' + yv' = xv'' + (1 - x)v' = v' + x(v'' - v'). \quad (1)$$

Перегретый пар имеет более высокую температуру, нежели температура кипения t_s , и больший удельный объем, нежели v'' . Для перегретого пара действительно уравнение состояния, сходное с тем, которым характеризуются совершенные газы:

$$P_0 v = RT - B P, \quad (2)$$

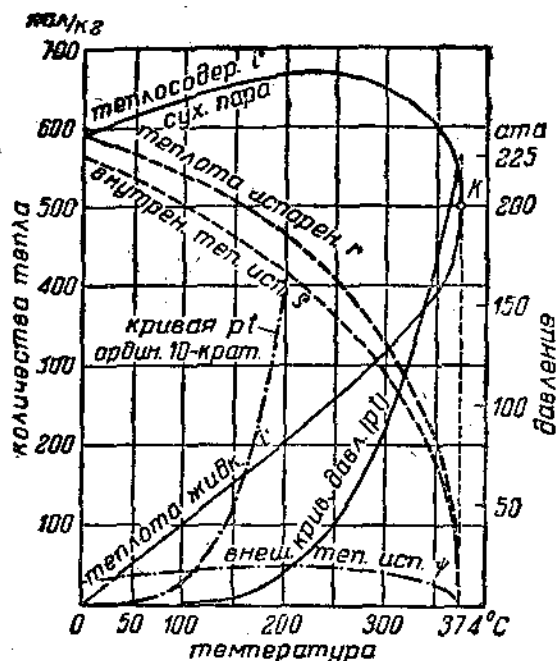


Рис. 1. Количества тепла для насыщенного пара в зависимости от температуры.

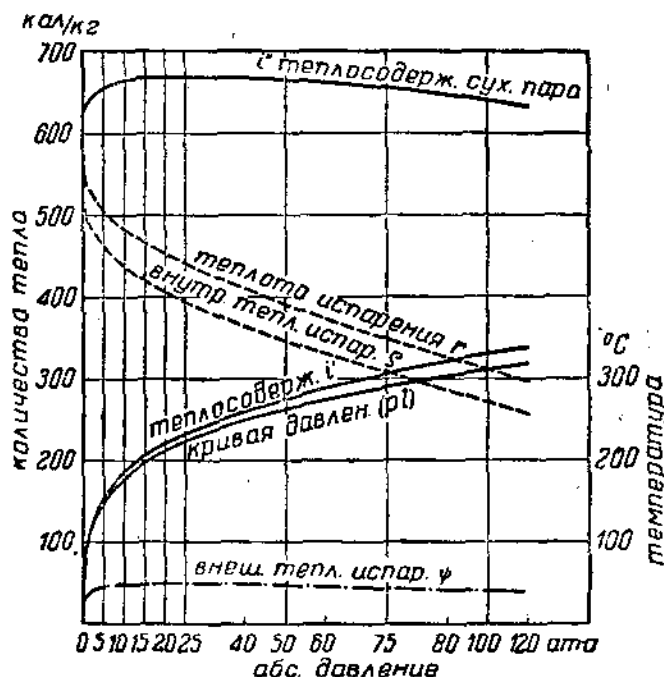


Рис. 2. Количества тепла для насыщенного пара в зависимости от давления.

где B означает зависящую от температуры величину, которая должна убывать по мере роста температуры.

Молье ¹⁾ указывает, согласно соотношению Каллендара, $R=47,1$ и $B=B_1+B_2\left(\frac{p}{100}\right)^2$ при $B_1=\frac{2}{10^3}$

и $B_2=\frac{1,9 \cdot 10^8}{\left(\frac{T}{100}\right)^{14}}$. По данным Линде ²⁾

можно при давлениях до 20 атм. абс. с практически достаточной точностью считать $R=47,1$, $B=0,016$; при этих значениях объем равен

$$v = \frac{RT}{p} - 0,016 = \frac{47,1 T}{p} - 0,016. \quad (3)$$

При более высоких давлениях это соотношение становится слишком неточным.

В таблицах Молье приведены объемы перегретого пара для температуры 100°, 150°, 200° и т. д. до 500° и для давлений до 225 атм. Промежуточные значения до 100 атм. найдены путем интерполяции и содержатся в приложении к таблицам. На одной из приложенных к таблицам Молье диаграмм кривые постоянного объема нанесены цветными линиями.

2. Количество тепла. Обозначим через q кал/кг теплоту жидкости, необходимую для доведения 1 кг воды при постоянном давлении от 0°С до температуры кипения t_s , и через r — теплоту испарения, необходимую дополнительно для полного ее испарения, так что полная теплота равна:

$$\lambda = q + r \text{ кал/кг.}$$

¹⁾ Mollier R., Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf, Berlin, J. Springer, 1925.

²⁾ Linde R., Über die thermischen Eigenschaften des Wasserdampfes, Berlin, 1904.

Теплота испарения по мере роста давления все убывает (рис. 1) и в критической точке при 225 атм. и 374° обращается в нуль; полная теплота вследствие увеличения теплоты жидкости сперва возрастает, а при высоких давлениях (выше 25 атм.) снова убывает вследствие уменьшения теплоты испарения. Количества тепла представлены на рис. 1 в зависимости от температур, а на рис. 2 в зависимости от давлений.

Если температура питательной воды равна не 0°С, а t_w , и теплоту воды обозначить через i_w , то для ее испарения требуется только количество теплоты:

$$\lambda_s = \lambda - i_w = \lambda - c' \cdot t_w \approx \lambda - t_w \quad (4)$$

так как при низких давлениях (до ~5 атм.) $c \approx 1$.

Теплосодержание i равно:

$$i = u + APv, \quad (5)$$

где u означает энергию пара, так что для воды, имеющей температуру кипения,

$$i' = u' + APv' \text{ кал/кг.} \quad (5a)$$

Это теплосодержание больше, чем теплота жидкости $q = u' + AP(v' - v_0)$ (тут v_0 означает объем при 0°С); однако разность между ними заслуживает внимания только при высоких давлениях.

Теплосодержание сухого пара равно

$$i'' = u'' + APv'' \text{ кал/кг;} \quad (5b)$$

следовательно что оно больше полной теплоты $\lambda = u'' + AP(v'' - v')$.

Согласно вышеприведенным соотношениям имеем также

$$i'' - i' = r. \quad (6)$$

Влажный пар с паросодержанием x требует для своего образования только xr кал/кг, так что его теплосодержание равно:

$$i = i' + xr = i' + x(i'' - i') \text{ кал/кг.} \quad (7)$$

Перегретый пар при температуре t требует еще добавочного количества тепла (теплоты перегрева):

$$c_{pm}(t - t_s) \text{ кал/кг;} \quad (8)$$

таким образом его теплосодержание равно:

$$i = i'' + c_{pm}(t - t_s) \text{ кал/кг.} \quad (8a)$$

так как необходимо подводить на каждый градус С и каждый килограмм теплоемкость c_p . Эта теплоемкость не постоянна, — она зависит как от температуры, так и от давления, вследствие чего нужно вводить среднюю теплоемкость c_{pm} .

Для установления зависимости теплоемкости от давления и температуры производились многочисленные опыты, в частности — Knoblauch и его сотрудниками в Мюнхенской лаборатории технической физики, сперва только до 20, затем до 30 атм.¹⁾; путем экстраполяции найдены были значения до 60 атм.²⁾. Вскоре после этого Стодола³⁾ вычислил теплоемкости до критического давления, и недавно Молье⁴⁾, на основании уравнения Каллендара, учтя новые данные опытов, составил уравнения для перегретого пара, на которых построены его новые таблицы и диаграммы. Результаты отдельных исследований не вполне совпадают, но расхождения между ними невелики в той области, которая в настоящее время представляет интерес, и с ними приходится мириться впредь до получения окончательных результатов.

¹⁾ Z. V. d. I, 1922, стр. 418.

²⁾ Tabellen und Diagramme für Wasserdampf von Knoblauch, Ratsch u. Hausen, München, Oldenbourg, 1923.

³⁾ Stodola A., Dampf- und Gasturbinen, 6 Aufl., J. Springer, 1924.

⁴⁾ Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf, Berlin, J. Springer, 1925.

Средние теплоемкости c_{pm} для перегрева от температуры кипения t , до температуры t приведены в табл. IV (см. приложение), в соответствии с диаграммами Молье, в таблицах которого содержатся теплосодержания i для перегретого пара при различных температурах. Для определения теплосодержаний служит уравнение (8а). Теплосодержания для различных температур, будучи отложены в зависимости от давления, изображаются представленными на рис. 3 кривыми. Мы видим, что теплосодержание убывает

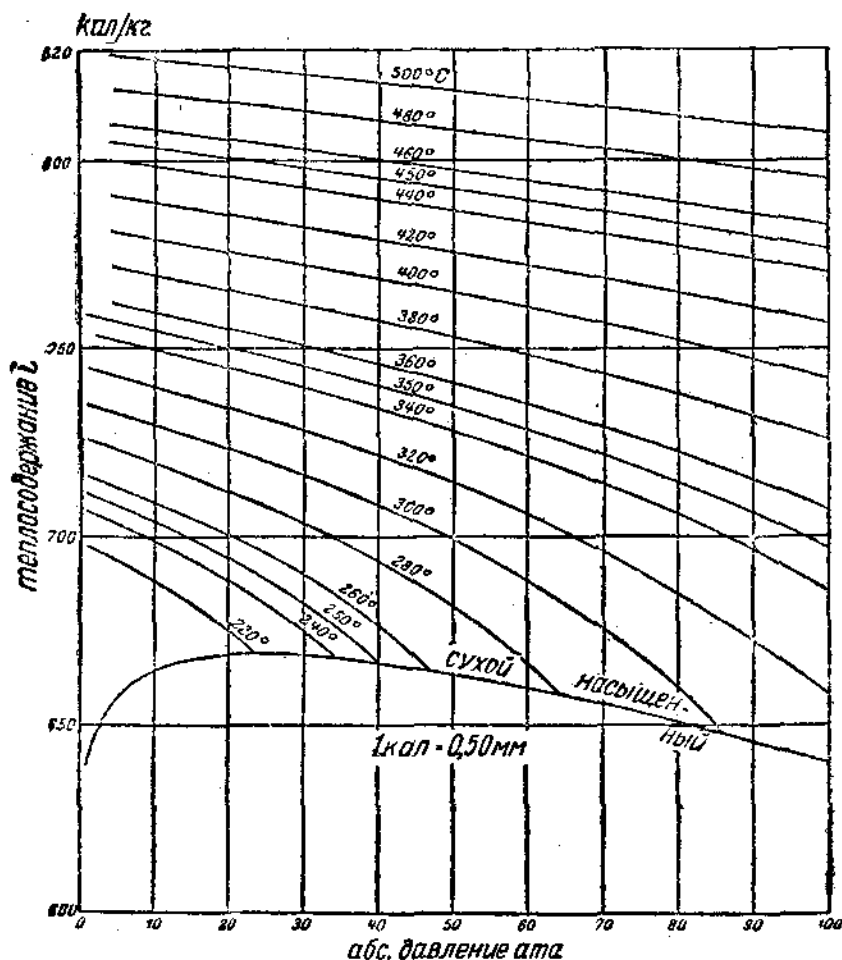


Рис. 3. Теплосодержание перегретого пара в зависимости от давления.

по мере роста давления, вследствие чего для производства пара высокого давления требуется тепла меньше, чем для производства пара низкого давления. Это видно также из рис. 4, где теплосодержания отложены в зависимости от температур при различных давлениях. Чем выше температура, тем меньше разность между теплосодержаниями при различных давлениях.

3. Энтропийные диаграммы. а) Как известно, подводимая или отводимая теплота Q может быть представлена в виде площади на температурно-энтропийной диаграмме (диаграмме Ts):

$$dQ = Tds; \quad Q = \int Tds, \quad (9)$$

если по оси ординат откладывать абсолютную температуру, а по оси абсцисс — энтропию s . Так как мы имеем кроме того

$$dQ = cdt = cdT = Tds,$$

где c означает теплоемкость, то энтропия жидкости ($c \approx 1$), будучи отнесена к 0°C , равна:

$$s' = \int_0^{t_s} c \frac{dT}{T} = \int_0^{t_s} \frac{dT}{T} = \ln \frac{T_s}{T_0} = \ln \frac{T_s}{273}. \quad (10)$$

Если отложить значения s' на тепловой диаграмме для различных давлений и соответственных температур, то получится нижняя пограничная кри-

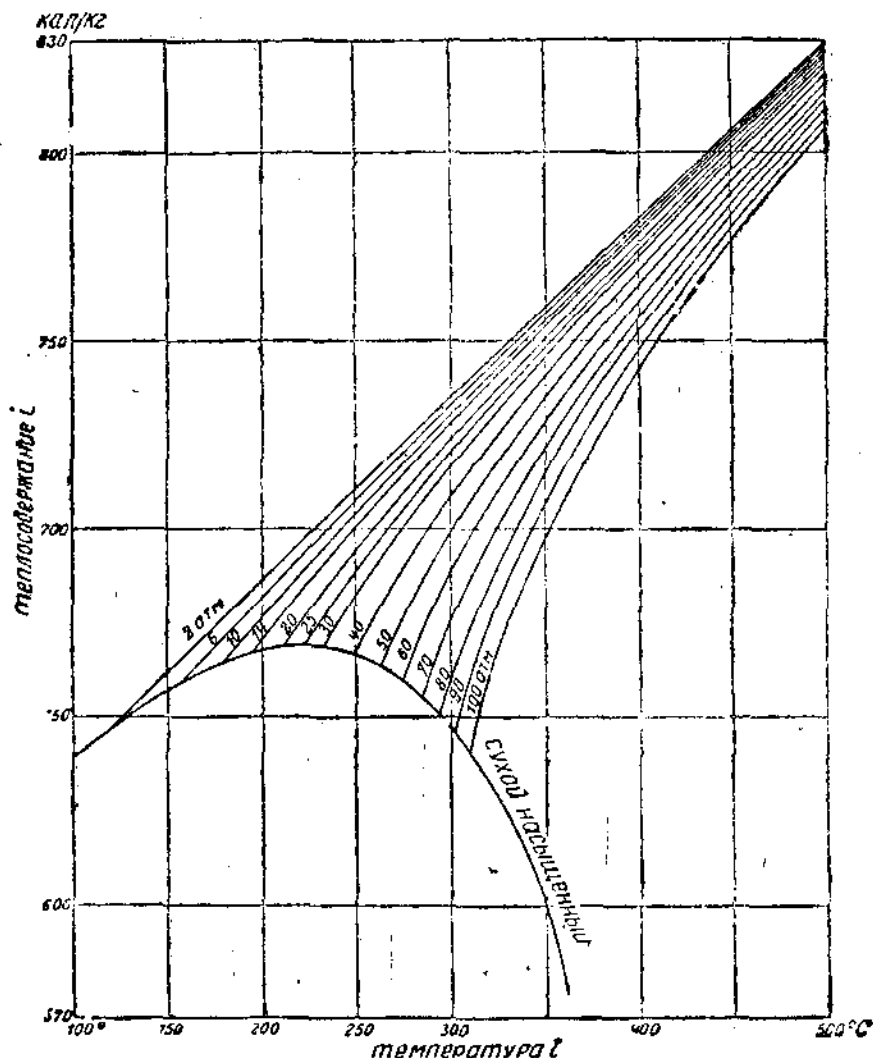


Рис. 4. Теплосодержание перегретого пара в зависимости от температуры.

вая ОС (рис. 5). Площадь $oOCC_1$, заключенная между пограничной кривой, проходящей от O до данной температуры, и осью

абсцисс (точкой абсолютного нуля), изображает теплоту жидкости q . Теплота испарения r изображается (так как t и p неизменны) площадью прямоугольника C_1CBV_1 , так что $r = T_s(s'' - s')$, если s'' означает энтропию сухого пара, и следовательно

$$s'' - s' = \frac{r}{T}, \quad s'' = s' + \frac{r}{T}. \quad (11)$$

Если отложить значения s'' на диаграмме Ts , то получается верхняя пограничная кривая BK (рис. 5). Деля расстояния между пограничными

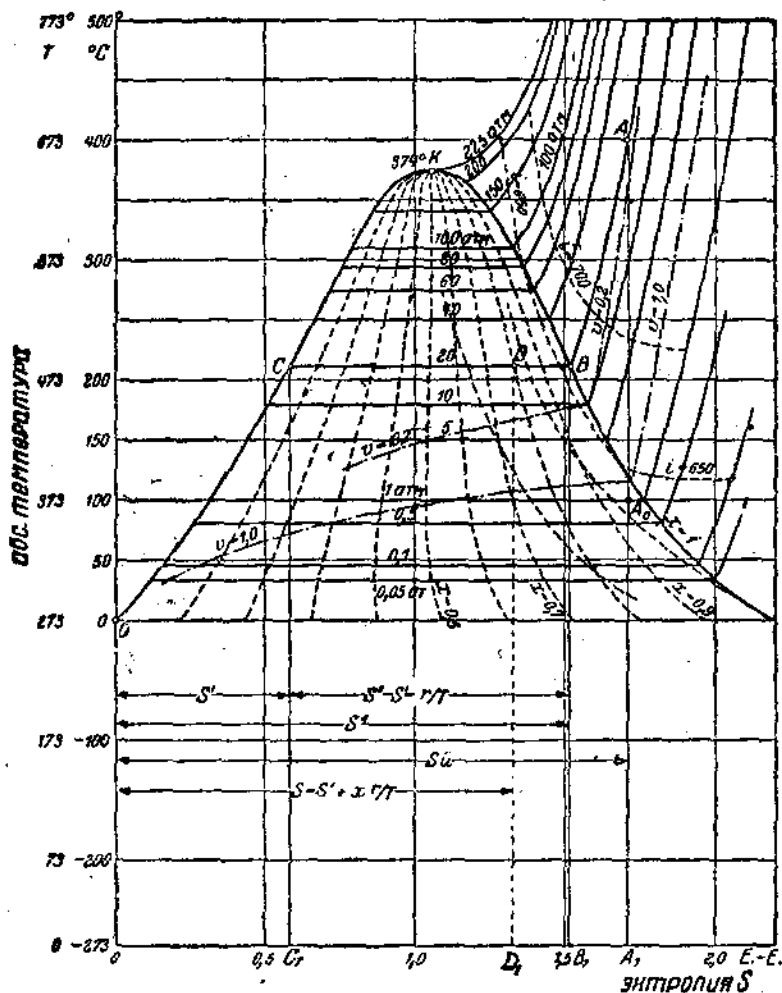


Рис. 5. Тепловая (энтропийная) диаграмма Ts .

кривыми на равное число отрезков, например на 10 частей, мы получаем кривые постоянного паросодержания x , например $x=0,1, 0,2, \dots$, а для состояния D получается $x=CD:CB$.

Теплота испарения влажного пара xr при паросодержании x равным образом изображается на диаграмме Ts прямоугольником C_1CDD_1 с основанием $s - s' = \frac{xr}{T}$, откуда для энтропии влажного пара получается:

$$s = s' + x \frac{r}{T}. \quad (12)$$

Приращение энтропии у перегретого пара при давлении p и перегреве от t_s до t'' с достаточной точностью равно для низких давлений (до 20 атм.):

$$s - s'' = c_{pm} \ln \frac{T}{T_s}, \quad (13)$$

где c_{pm} означает среднюю теплоемкость согласно сказанному на стр. 7. Для более высоких давлений имеем

$$ds = \frac{c_p}{T} \cdot dT,$$

где величину $\frac{c_p}{T}$ можно было бы определить по значению c_p . Для конечного перегрева от t_s до t надлежало бы найти среднее значение $\left(\frac{c_p}{T}\right)_m$, и тогда

$$s - s'' = \left(\frac{c_p}{T}\right)_m (t - t_s). \quad (13a)$$

Кноблаух ¹⁾, Молье ²⁾ и другие исследователи составили уравнения для энтропии перегретого пара. В таблицах Молье значения энтропии даны численно для различных температур перегрева. На диаграмме Ts (рис. 5) можно нанести для температуры t и энтропии s кривые постоянного давления BA ; площадь под этими кривыми изображает теплоту перегрева $c_{pm}(t - t_s)$.

б) Диаграмма Молье, или так называемая диаграмма is , построена так, что на оси абсцисс опять-таки отложена энтропия s , а на оси ординат — теплосодержание i . Из этой диаграммы можно брать в виде вертикальных расстояний перепады тепла, т. е. работоспособности (см. стр. 14), вследствие чего эта диаграмма весьма удобна для расчета паровых турбин и получила широкое распространение.

Соответствующие друг другу значения теплосодержания i' и энтропии s' жидкости или i'' и s'' сухого пара на диаграмме is определяют собою нижнюю или верхнюю пограничную кривую (рис. 6). Кривые постоянного давления в области насыщения суть прямые, которыми соединены соответственные точки обоих предельных значений. Деление этих кривых между пограничными кривыми в равном соотношении дает кривые x постоянного паросодержания.

В области перегрева из значений s и i по уравнениям (8a) и (13) или (13a) получаются кривые постоянного давления в виде плавно изогнутых по направлению вверх линий. Кривые постоянной температуры тоже представляют собою плавно изогнутые линии, выпуклые по направлению вверх. Мы видим и здесь, что теплосодержание при постоянной температуре убывает по мере роста давления.

При практическом применении диаграммы is для расчетов приходится пользоваться только некоторой частью ее, вблизи верхней пограничной кривой и над нею, той примерно частью, которая обрамлена на рис. 6.

Таблицы для пара. В настоящем труде расчет паровых турбин основан на новых таблицах и диаграммах Молье. В приложении, в таблице I, указаны значения p , v'' , i'' , g и i' для температур от 10° до 50°C , отдельно для каждого градуса, для расчета конденсации.

¹⁾ См. выноску 2 на стр. 7.

²⁾ См. выноску на стр. 6.

Далее, в таблице II приведены теплосодержания, в таблице III — удельные объемы перегретого пара для давлений от 1 до 100 атм. абс. и для температур от 200° и от 160° до 500°С. В таблице IV приведены кроме того средние теплоемкости c_{pm} , дающие возможность находить теплосодержание при других температурах, не приведенных в таблице II; см. уравнение (8а).

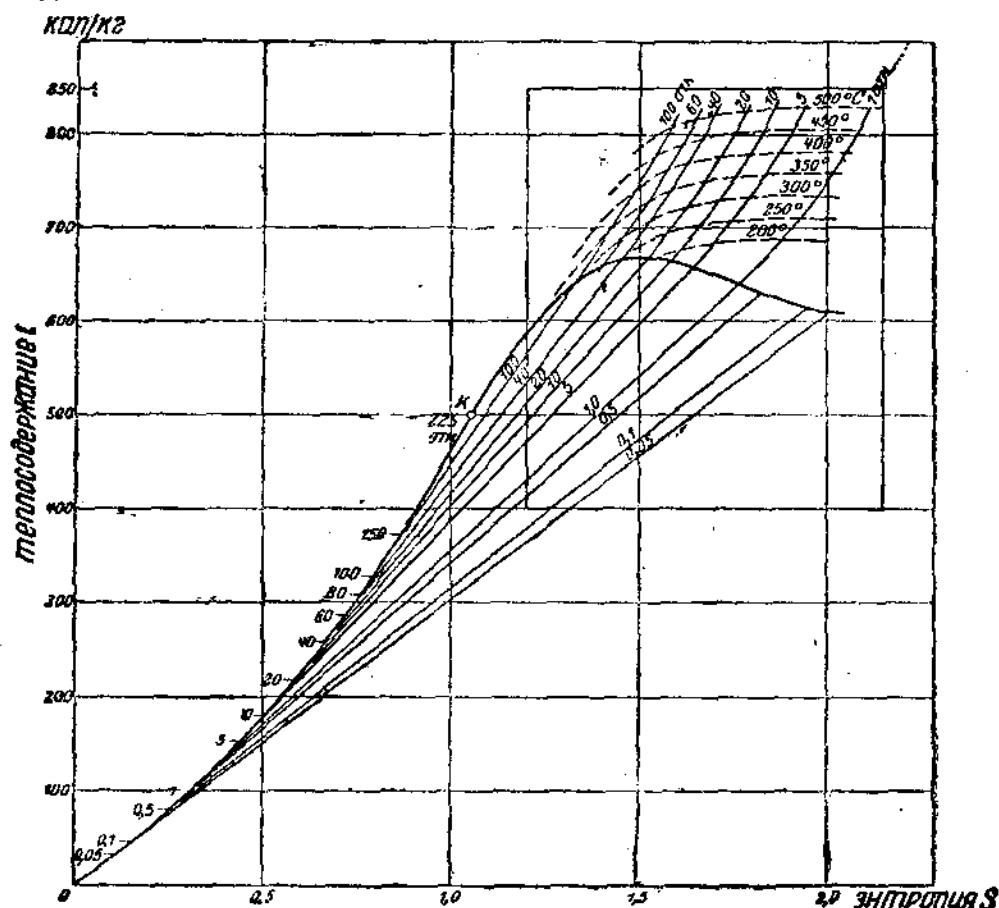


Рис. 6. Диаграмма ts (Молье).

4. Изменения состояния водяного пара. Среди изменений состояния имеют значения для паров в большинстве случаев только адиабатическое (или политропическое) изменение и торможение (дросселирование) пара. Кривые постоянного объема в области насыщения имеют на диаграммах Ts характер изогнутых линий (рис. 5), в области же перегрева они сходны с кривыми давления, но имеют более крутой характер.

Для всех изменений состояния действительно общее уравнение

$$dQ = di - A v dP \quad (14)$$

или

$$Q = i_2 - i_1 - A \int_1^2 v dP. \quad (14a)$$

Работа L , которая совершается или затрачивается во время изменения состояния, изображается на индикаторной диаграмме (диаграмме pV) пло-

площадью $\int P dv$, заключенной между кривою изменения состояния и осью абсцисс, а сообщенная или отданная теплота Q на диаграмме Ts — площадью $\int T ds$, заключенной между кривою изменения состояния и осью абсцисс ($T=0$) (рис. 5).

Адиабатическое изменение состояния, т. е. совершающееся без сообщения или отдачи тепла. Работа совершается за счет запаса энергии; так как $Q=0$, т. е. площадь на диаграмме Ts равна нулю, то адиабата представляет собою вертикальную прямую, как это видно также из того, что $dQ = T ds = 0$ и, следовательно, $ds = 0$ и $s = \text{const}$. По этой причине она и на диаграмме is изображается вертикальной прямой. Не очень влажный, или сухой вначале пар становится вследствие адиабатического расширения, влажнее; перегретый вначале пар теряет свой перегрев и при достаточно низком конечном давлении переходит в состояние насыщения (рис. 5 и 6). Если начальное состояние известно (при насыщенном паре оно дано значениями p и x , при перегрете — значениями p и t), то для конечного давления p , можно найти конечное состояние, когда оно еще находится в области перегрева, по температуре t_0 из условия $s = s_0 = s_0'' + c_{pm} \ln \frac{T_0}{T_{s0}}$, а когда оно находится в области насыщения — по паросодержанию x_0 из условия

$$s = s_0 = s_0' + x_0 \frac{r_0}{T_{s0}}$$

На диаграмме pv адиабата выражается уравнением $pv^k = \text{const}$, причем по Цейнеру для насыщенного пара $k = 1,035 + 0,1x$, где x означает начальное паросодержание, так что для сухого пара

$$pv^{1,135} = \text{const}, \quad (15)$$

для перегретого пара

$$k = 1,3,$$

следовательно

$$pv^{1,3} = \text{const}.$$

Работа адиабатического расширения равна

$$L = \frac{Pv}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ кгм/кг}, \quad (16)$$

где значения P кг/м² и v м³/кг относятся к начальному состоянию, а p_0 кг/см² означает конечное давление.

Торможение пара, т. е. понижение его давления без отдачи работы вовне, представляет собою необратимый процесс, имеющий значение для регулирования мощности. В дроссельном или регуляторном клапане пар расширяется, но возникающая при этом скорость расходуется на вихреобразование; теплосодержание при торможении остается без изменения, $i = \text{const}$, так что кривые торможения суть кривые постоянного теплосодержания. На диаграмме is они изображаются, понятно, горизонтальными, а на диаграмме Ts — как это показано на рис. 5. Происходит сильное падение температуры; в области перегрева, впрочем, только при высоких давлениях и температурах, при низких же — температура падает не так сильно¹⁾.

¹⁾ У совершенных газов температура при торможении не изменяется.

5. Круговой процесс, работоспособность, тепловой перепад. Круговой процесс паровой турбины представлен на рис. 7 диаграммой $p-v$. У турбин с конденсацией он практически осуществим полностью, если конденсат после подогрева снова подавать в котел. Весьма наглядно этот процесс изображается на диаграмме Ts (рис. 8).

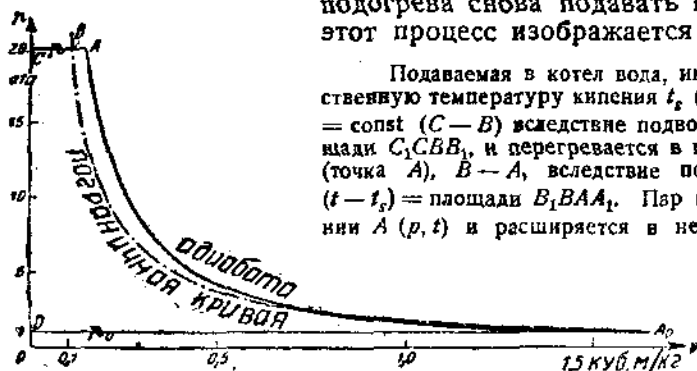


Рис. 7. Диаграмма «давление — объем» ($p-v$).

соответственной температуре кипения t_0 , с теплою жидкости i_0' , доводится затем питательным насосом до давления p и подогреванием, посредством подвода еще недостающей теплоты жидкости $i - i_0'$ — площади D_1DCC_1 , — до начального состояния C . Этим круговой процесс заканчивается.

Полная подведенная теплота равна Q_1 = часть теплоты жидкости + теплота испарения + теплота перегрева = площади D_1DCBAA_1 ; отведенная теплота, как упомянуто, равна $Q_2 = x_0 r_0$ = площади $A_1A_0DD_1$; следовательно разность представляет собою теплоту, которую можно превратить в работу, или работоспособность AL в единицах тепла. Она выражается площадью $DCBAA_0D$ и эквивалентна работоспособности L , выраженной в кгм на диаграмме $p-v$, т. е. площади $DCAA_0$ (рис. 7), причем

$$L = \int_{p_0}^p v dp, \quad (17)$$

как сумма горизонтальных элементов площади $v dp$, называется «перепадом давления».

Если подставить значение v по уравнению адиабаты в этот интеграл, то можно выразить работу в виде

$$L = \frac{k}{k-1} p_0 v \left[1 - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ кгм/кг.} \quad (18)$$

Таким образом работоспособность в k раз больше одной только работы расширения, см. уравнение (16).

Поддаваемая в котел вода, имеющая давление p и соответствующую температуру кипения t_s (точка C), испаряется при $p = \text{const}$ ($C-B$) вследствие подвода теплоты испарения r = площади C_1CBV_1 , и перегревается в перегревателе до температуры t (точка A), $B-A$, вследствие подвода теплоты перегрева $c_{pm}(t-t_s)$ = площади B_1BAA_1 . Пар поступает в турбину в состоянии A (p, t) и расширяется в ней, совершая работу, по адиабате $A-A_0$ до конечного давления p_0 ; в состоянии A_0 при p_0, x_0 он поступает в конденсатор, где конденсируется при $p_0 = \text{const}$, A_0D вследствие отвода еще содержащейся в нем теплоты испарения $x_0 r_0$ равно площади $A_1A_0DD_1$. Вода в состоянии D при давлении p_0 и

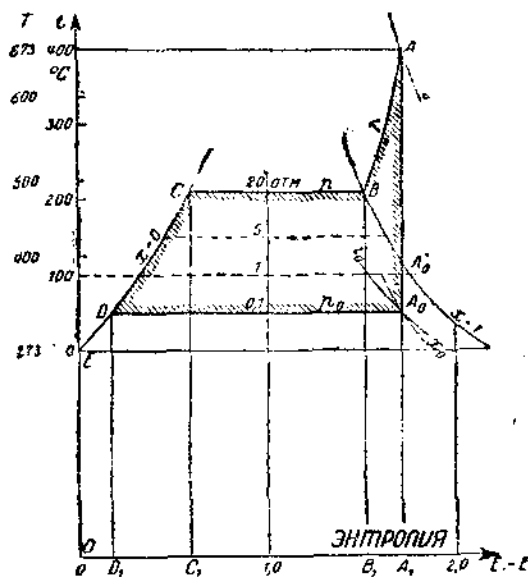


Рис. 8. Работоспособность на диаграмме Ts .

Из уравнения (14а)

$$Q = i_2 - i_1 - A \int_1^2 v dP$$

для адиабатического расширения при $Q=0$ следует, если в данном случае i означает теплосодержание в начале, а i_0 — в конце расширения,

$$0 = i_2 - i - A \int_P^{P_0} v dP$$

или

$$i - i_0 = A \int_P^{P_0} v dP \quad (19)$$

Таким образом эквивалентное работоспособности количество тепла равно разности между теплосодержаниями в начале и в конце адиабатического расширения. То же вытекает из диаграммы Ts (рис. 8), так как AL — площадь $DCBAA_0$ — площади $OECBAA_1$ — площадь $OEDA_0A_1 = i - i_0$ (если пренебречь незначительной разностью между теплосодержанием и полной теплотой, см. стр. 7).

Итак работоспособность можно весьма просто и удобно определять по диаграмме is , ибо $AL = i - i_0$ — это расстояние от начального состояния A (рис. 9) до конечной точки A_0 адиабатического расширения до давления P_0 и может быть взято из диаграммы, причем масштабом обычно выбирают 1 мм = 1 кал/кг. Работоспособность в единицах тепла называют «тепловым перепадом» (или перепадом тепла) H_t или h_t , так что

$$AL = h_t = i - i_0. \quad (20)$$

При расчете паровых турбин весьма удобно пользоваться диаграммой is .

Как это видно из диаграммы is (рис. 9, см. также рис. 6), тепловой перепад между двумя давлениями возрастает по мере повышения начальной температуры. Возрастает он также по мере повышения начального давления, но только при достаточно высокой начальной температуре. Это видно также из рис. 10, где тепловой перепад представлен в зависимости от начальных давлений для различных начальных температур при расширении до 0,06 атм. абс. Так как теплосодержание, а значит, и затрата тепла для получения пара уменьшается, а работоспособность повышается по мере роста давления (см. рис. 6), то выгодно с теплотехнической точки зрения применять высокие давления и температуры. Это наглядно характеризуется термическим коэффициентом полезного действия

$$\eta_{th} = \frac{AL}{i - i_w} = \frac{i - i_0}{i - i_w} = \frac{h_t}{i - i_w}, \quad (21)$$

где $i_w (= i_0)$ означает теплосодержание питательной воды (при низких давлениях можно с достаточной точностью считать $i_w \approx t_w$, если t_w означает температуру питательной воды).

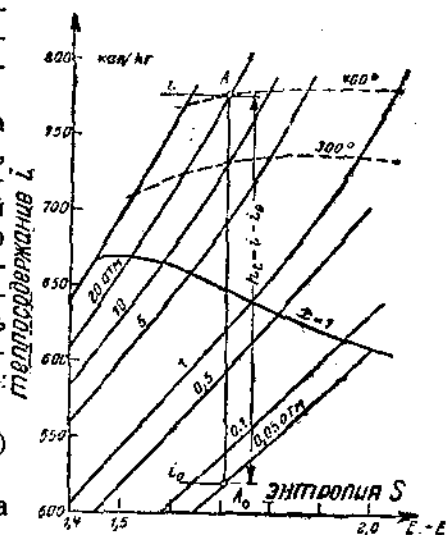


Рис. 9. Тепловой перепад на диаграмме is .

На рис. 10 отложены также термические коэффициенты полезного действия для расширения до $p_0 = 0,06$ атм. абс.

У турбин с противодавлением, когда пар покидает турбину еще с давле-

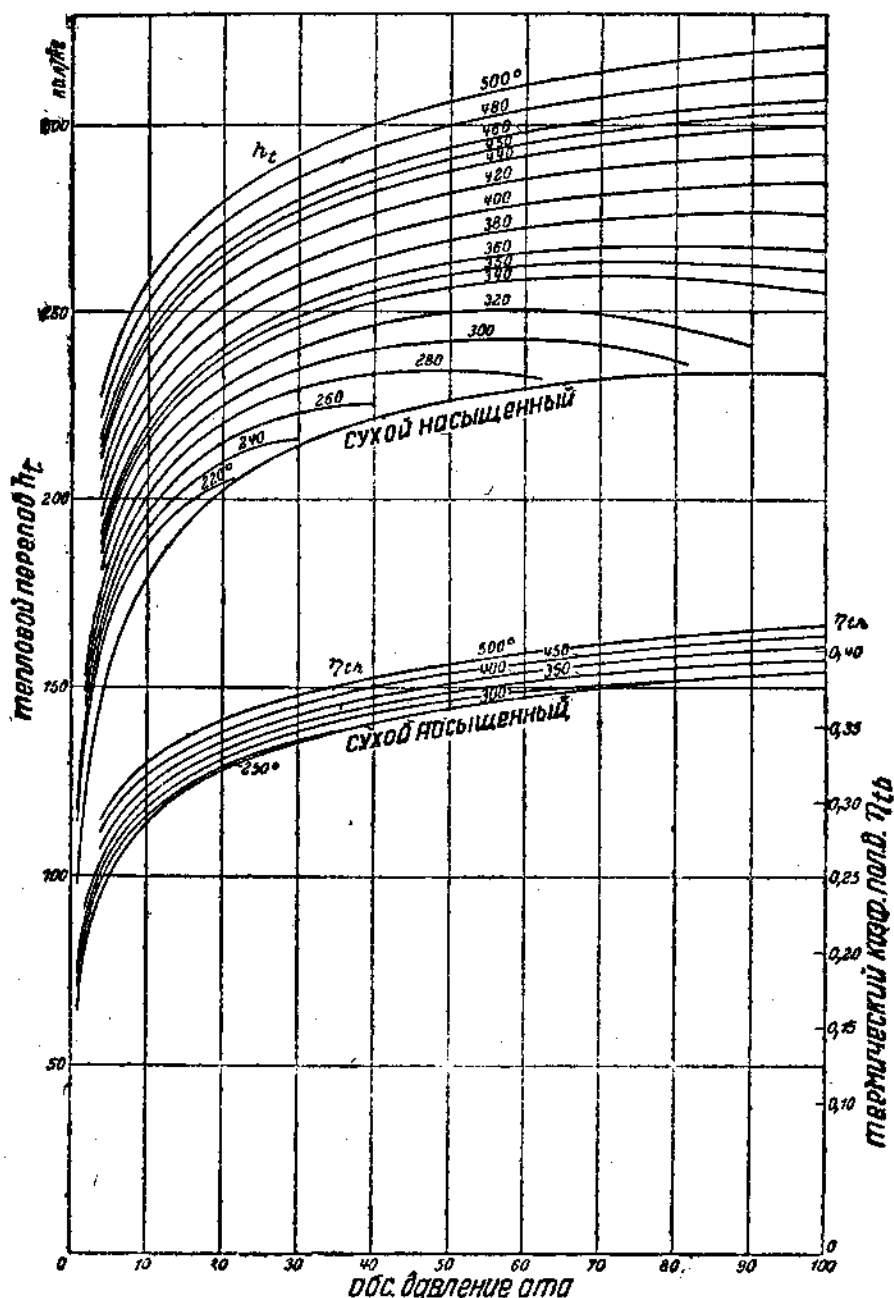


Рис. 10. Адиабатический перепад и термические коэффициенты полезного действия в зависимости от давления.

нием выше атмосферного, работоспособность (тепловой перепад), разумеется, меньше (см. рис. 398), и влияние высокого давления и высокой температуры на термический коэффициент полезного действия больше.

Если сравнить повышение термического коэффициента полезного действия по мере роста начального давления при конденсации (рис. 10) и при противодавлении (рис. 398), то оказывается, что применение высоких давлений особенно выгодно при работе с противодавлением, и так как утилизация мягкого пара приобретает непрерывно растущее значение (см. турбины для специальных целей), то вполне обоснованы новейшие тенденции к применению высоких давлений. На сколько можно повысить давление, — это приходится решать на основании практических результатов исполненных и находящихся в стадии исполнения установок, ибо тут играет роль целый ряд эксплуатационно-технических и экономических вопросов. Из характера кривых η_{th} (рис. 10) можно сделать тот вывод, что при конденсационных турбинах существенного улучшения между 60 атм. и 100 атм. или за этими пределами достигнуть нельзя (например, при 60 атм. $400^\circ \eta_{th} = 0,385$, при 100 атм. $\eta_{th} = 0,404$); при противодавлении прирост термического коэффициента полезного действия несколько выше. При этом мы исходим из процесса Клаузиуса-Рэнкина, который проводился доньше в большинстве случаев (см. стр. 14). Довольно значительное улучшение коэффициента полезного действия достижимо посредством ступенчатого подогрева питательной воды паром, отбираемым из промежуточных ступеней паровой турбины; тогда подвод теплоты жидкости, при высоких давлениях очень значительный, не нуждается в особом источнике тепла (в виде экономайзера или самого котла), и процесс приближается к циклу Карно.

III. Движение пара в каналах.

А. Движение в прямолинейных каналах.

В отличие от покоящегося в сосуде пара, движущийся пар имеет различные состояния в различных сечениях канала. Чтобы достигнуть определенной скорости движения, он должен испытывать падение давления в следующих друг за другом сечениях; при этом совершается превращение энергии, а за тем изменение энергии вследствие трения, ударов, перемены направления, подвода извне или отвода тепла наружу; наконец возможны изменения сечения и различные положения по высоте (потенциальная энергия). Но даже в одном и том же сечении состояние пара неравномерно. Шероховатость стенок канала препятствует параллельному движению отдельных струек потока, скорость вдоль стенки вследствие трения меньше, чем по середине канала, где она более равномерна; возникают вихри и возмущения, влияющие на движение линий потока.

Согласно условию непрерывности, протекающее в секунду количество пара G должно быть одинаково во всех сечениях. Из уравнения непрерывности $G \cdot v = F \cdot w$, где v м³/кг означает удельный объем, а w — скорость, для сечений $F_1, F_2 \dots$ м² получается

$$G = \frac{F_1 w_1}{v_1} = \frac{F_2 w_2}{v_2} = \dots \text{ кг/сек.}$$

В пределах одного и того же сечения как v , так и w различны, поэтому практически нужно основывать расчет на средних значениях. При этом средней скоростью считается та скорость, которую бы при равномерном движении определялось то же протекающее количество G ; средним же объемом считается объем, соответствующий измеренному на манометре среднему давлению, что дает практически достаточно точные результаты.

Пусть рис. 11 изображает участок канала или трубы, где в сечениях 1—1 и 2—2, равных F_1 и F_2 м², действуют указанные состояния: давле-

ние p , температура T , объем v , внутренняя энергия u и скорость w ; примем еще разность высот $h_1 - h_2$ м, причем h_1 и h_2 измерены относительно некоторого общего уровня. Подводимую снаружи или отводимую наружу теплоту обозначим через Q_{12} (+ или —); далее вследствие трения внутри возникнет количество теплоты Q_r , которое можно представлять себе извлекаемым из пара вследствие изменения его кинетической энергии и подводимым к нему снова, так что оно не изменяет общего количества энергии. При таких предположениях в сечении 2—2 сумма всех энергий должна быть равна сумме энергий в сечении 1—1 плюс теплота и работа, воспринятые между 1 и 2.

Для 1 кг потенциальная энергия в единицах тепла равна $A \cdot 1 \cdot h$ кал/кг, кинетическая $\frac{Aw^2}{2g}$ и работа APv , так что

$$Ah_2 + \frac{Aw_2^2}{2g} + u_2 + AP_2v_2 = Ah_1 + \frac{Aw_1^2}{2g} + u_1 + AP_1v_1 + Q_{12}.$$

При $u + APv = i$ [уравнение (5)] имеем по преобразовании

$$A(h_2 - h_1) + A \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + i_2 - i_1 = Q_{12} \quad (a)$$

Помимо этого общего уравнения энергии, можно составить еще другое, отнесенное к внутреннему состоянию пара; при этом подведенная теплота равна $Q_{12} + Q_r$, и согласно основному уравнению термодинамики (14a)

$$Q_{12} + Q_r = i_2 - i_1 - A \int_1^2 v dP. \quad (b)$$

Соединив уравнения (a) и (b) [подстановка Q_{12} из (a) в (b)] и разделив на A , мы получаем, если положим $Q_r = AL_r$,

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + h_2 - h_1 + L_r = \int_1^2 v dP. \quad (c)$$

Эти соотношения имеют самый общий характер; в большинстве случаев они поддаются упрощению. С разностью высот приходится считаться только применительно к очень длинным вертикальным трубопроводам (в шахтах), в прочих случаях ею можно пренебречь, т. е. считать $h_2 - h_1 = 0$. Далее, при хорошей изоляции и незначительной длине в интересующих нас случаях $Q_{12} = 0$ и, наконец, можно считать Q_r или $L_r = 0$, что хотя и не соответствует действительности, но теоретически (при движении газов без потерь) правильно и практически может быть учтено посредством коэффициента потерь. При таких допущениях уравнения (a), (b) и (c) принимают вид

$$A \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = i_1 - i_2, \quad (22)$$

$$i_1 - i_2 = A \int_2^1 v dP, \quad (23)$$

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = \int_2^1 v p P. \quad (24)$$

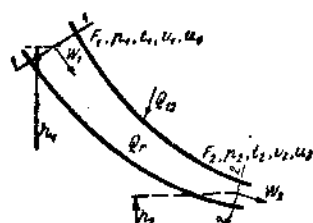


Рис. 11. Движение пара в каналах.

Уравнение (22) означает, что прирост кинетической энергии (энергии движения) в единицах тепла равен уменьшению тепло-содержания или равен тепловому перепаду. Отсюда можно определять скорость w_2 , если известна w_1 .

Уравнение (23) — это уже известное нам уравнение (19); правая часть его выражает работоспособность AL при адиабатическом (совершающемся без потерь) расширении (рис. 9), следовательно

$$i_1 - i_2 = AL.$$

Уравнение (24), если интегрирование производить между давлениями p_1 и p_2 , представляет формулу Сен-Венана и Вантцля, по которой можно находить скорость w_2 без помощи тепловой диаграммы или таблиц для пара,

пользуясь для $\int_2^1 v dP = L$ выражением согласно уравнению (18). Если начальная скорость ничтожно мала по сравнению с w_2 , то достигнутая скорость $w = \sqrt{2gH}$ — формула, аналогичная гидравлической формуле истечения.

Вследствие трения пара в канале действительно достигнутая скорость меньше, чем при адиабатическом расширении; часть энергии движения превращается в теплоту, и поэтому теплосодержание, а значит, и объем становятся больше, как это будет показано ниже.

При незначительно изменяющихся скорости и плотности пара падение давления равно:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \zeta_r \frac{l w}{d 2g} \gamma \quad (25)$$

где l означает длину в м, d — диаметр канала или трубы в свету, выраженный в м, w м/сек — среднюю скорость, γ — удельный вес в кг/м³ и ζ_r — коэффициент трения или сопротивления, который по данным опытов Эберле ¹⁾ с насыщенным перегретым паром при скоростях пара от 7 до 100 м/сек имеет почти постоянное среднее значение

$$\zeta_r = 0,021.$$

Эти общие соотношения образуют основу нижеприводимого анализа истечения из сопел.

В. Движение в криволинейных каналах.

В криволинейных каналах процессы движения пара гораздо сложнее, чем в прямолинейных, так как течению неизменно сопутствует вихреобразование, иными словами — кроме главного движения, происходят вихревые, вызывающие усиленное трение частиц пара. Далее на вогнутой стороне происходит сжатие, соединенное с уменьшением скорости (рис. 12), а на выпуклой стороне, наоборот, струя может отделиться, и может возникнуть повышенная скорость. Вследствие этого наружные частицы пара как бы спирально проносятся вокруг внутренних и создают вихри, обусловленные этим вторичным течением.

Сжатие и вместе с ним вихри зависят по данным Стодола от квадрата скорости движения, от плотности и от радиуса кривизны, т. е. от угла поворота γ . Чем меньше радиус кривизны, тем больше сжатие и потери, которые поэтому значительно больше, чем в прямых каналах. С другой стороны, чем больше сделать радиус кривизны при определенном угле пово-

¹⁾ Forsch.-Arb., № 78.

рота, тем больше становится длина вогнутой части, а значит, и путь трения. Так как пути отдельных струй потока в колене имеют различную длину, то, кроме трения о стенки канала, еще происходит трение этих струй друг о друга (сравнимое с внутренним трением изгибаемого каната), и оно больше, чем трение о стенки. Очевидно, при одном и том же среднем радиусе кривизны r между путями и между давлениями на вогнутой и на выпуклой стороне канала различие должно быть тем большее, чем больше толщина потока e . При очень малой толщине потока, наоборот, внутреннее трение уменьшится, и трение о стенки будет преобладать, и тогда можно было бы уменьшить радиус кривизны. Отсюда следует, что при движении пара в тех каналах, где важную роль играет перемена направления, а именно в лопатках турбины, наиболее выгодная толщина потока (струи) должна находиться в определенном соотношении

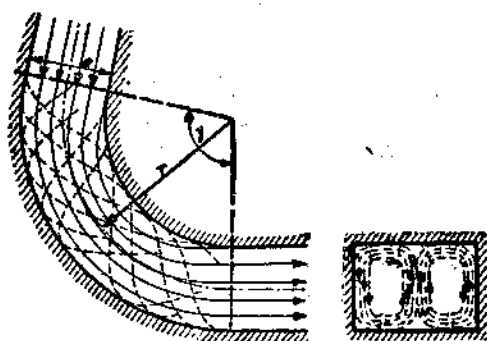


Рис. 12. Криволинейное движение пара.

с радиусом кривизны. Так как величина этого соотношения важна для выбора шага лопаток (см. стр. 65), то для ее определения поставлены были опыты; в частности ею занимались Банки ¹⁾, Стодола ²⁾ и Брилинг ³⁾; этот последний нашел наиболее выгодное значение $e = \frac{r}{2}$, причем r был одинаков для всех

путей потока (лопатка равной толщины). Равным образом исследовано было влияние скорости на потери, но получены были не вполне совпадающие результаты. Прочие потери, от ударов и вихреобразования, и величина потерь рассмотрены в разделе „Потери в лопатках“ (стр. 63).

Вследствие центробежной силы материальных частиц, обусловленной их отклонением, возникает давление на путь, которое можно вычислить по центробежной силе. Если в прямолинейном канале вдобавок происходит расширение, то кроме того возникает реакция струи.

а) Для начала будем считать струю не претерпевающей изменения давления (активная турбина), причем скорость w остается без изменения. Центробежную силу C , которая всегда действует в нормальном направлении на путь, можно разложить на составляющие C_x , C_y в направлении координатных осей (рис. 13); подобным же образом можно разложить скорость w на составляющие w_x , w_y . Вследствие отклонения эти составляющие изменяются, а поэтому в направлении осей x -ов и y -ов возникают

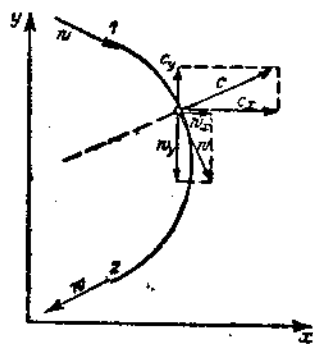


Рис. 13. Свободная струя.

ускорения или замедления $\frac{dw_x}{dt}$, $\frac{dw_y}{dt}$; где dt — время прохождения элемента пути. Тогда для составляющих центробежной силы (масса $m \times$ ускорение) мы имеем

$$C_x = m \frac{dw_x}{dt}, \quad C_y = m \frac{dw_y}{dt}.$$

¹⁾ Z. ges. Turbinenw., 1906, стр. 6.

²⁾ Dampf- und Gasturbinen, 5 Aufl., стр. 145.

³⁾ Forsch.-Arb., № 68.

Если через $G_{\text{сек.}}$ кг обозначить вес пара, протекающего в секунду через сечение потока, то за время dt , необходимое для прохождения элемента пути ds , вес равен $G_{\text{сек.}} dt$, и масса

$$m = \frac{G_{\text{сек.}} \cdot dt}{g}$$

Следовательно, имеем

$$C_x = \frac{G_{\text{сек.}} \cdot dt}{g} \cdot \frac{dw_x}{dt} = \frac{G_{\text{сек.}}}{g} dw_x,$$

$$C_y = \frac{G_{\text{сек.}} \cdot dt}{g} \cdot \frac{dw_y}{dt} = \frac{G_{\text{сек.}}}{g} dw_y.$$

Сумма всех составляющих C_x между точками пути 1 и 2 является составляющей давления на путь

$$P_x = \sum_1^2 C_x = \frac{G_{\text{сек.}}}{g} \sum_1^2 dw_x = \frac{G_{\text{сек.}}}{g} (w_{x_2} - w_{x_1}),$$

где w_{x_1} и w_{x_2} суть значения w_x в 1 и 2 (рис. 14). Аналогично

$$P_y = \sum_1^2 C_y = \frac{G_{\text{сек.}}}{g} \sum_1^2 dw_y = \frac{G_{\text{сек.}}}{g} (w_{y_2} - w_{y_1}).$$

Таким образом взятые в скобки выражения суть ускорения неизменной скорости движения w (постоянной по величине, но переменной по направлению).

Вместе с тем согласно рис. 14, так как $w = \text{const}$,

$$w_{x_1} = w \cos \beta_1, \quad w_{x_2} = -w \cos \beta_2,$$

$$w_{y_1} = w \sin \beta_1, \quad w_{y_2} = w \sin \beta_2,$$

а поэтому

$$P_x = \frac{G_{\text{сек.}}}{g} w (\cos \beta_2 + \cos \beta_1),$$

$$P_y = \frac{G_{\text{сек.}}}{g} w (\sin \beta_1 - \sin \beta_2).$$

Результирующая сила (общее давление на путь) равна

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$$

или после подстановки

$$P = \frac{G_{\text{сек.}}}{g} w \sqrt{2[1 + \cos(\beta_1 + \beta_2)]}, \quad (26)$$

так что она зависит только от направления скорости в начале и в конце криволинейного канала. Направление результирующего давления на путь относительно горизонтали определяется выражением (рис. 14):

$$\text{tg } \varphi = \frac{P_y}{P_x} = \frac{\sin \beta_1 - \sin \beta_2}{\cos \beta_1 + \cos \beta_2} \quad \text{и} \quad \varphi = \frac{1}{2}(\beta_1 - \beta_2).$$

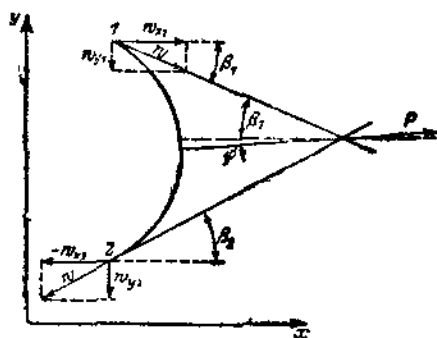


Рис. 14. Свободная струя.

Отсюда следует, что направление P — это линия, делящая пополам угол, образуемый касательными к началу и концу криволинейного пути (рис. 14), и не зависит от его формы.

б) Если в канале, сечение которого переменное, происходит расширение (реактивная турбина), то скорость движения меняется, она повышается от w_1 до w_2 и, кроме указанного выше действия, обусловленного отклонением струи, — давления на путь активного действия, возникает еще обратное давление, реакция. Обе силы можно учесть сообща, ибо и той и другой сопутствуют ускорения (первой — ускорения вследствие изменения направления, второй — вследствие изменения скорости движения).

Если разложить скорости w_1 и w_2 в начале и в конце криволинейного пути (рис. 15) на составляющие w_{1x} , w_{1y} и w_{2x} , w_{2y} , то скорость в направлении x -ов изменяется от w_{1x} вправо до $-w_{2x}$ влево, т. е. возрастает на $w_{1x} - (-w_{2x}) = w_{1x} + w_{2x}$ (ускорение), и составляющая силы (направленная в противоположную сторону по отношению к направлению ускорения) равна:

$$P_x = \frac{G_{\text{сек.}}}{g} (w_{1x} + w_{2x}).$$

В направлении y -ов скорость увеличивается на $(w_{2y} - w_{1y})$, и соответственная сила равна:

$$P_y = \frac{G_{\text{сек.}}}{g} (w_{2y} - w_{1y}).$$

Результирующее давление снова равно:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}.$$

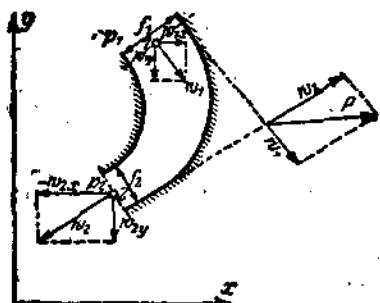


Рис. 15. Расширение в канале.

Его направление определяется из параллелограмма скоростей, ибо и силы пропорциональны этим последним (рис. 15).

Активное и реактивное давления можно разъединить, так как направление первого определяется из параллелограмма с неизменными скоростями w_1 , направление которых дается углами β_1 и β_2 , реактивное же давление направлено в противоположную сторону по отношению к направлению скорости w_2 и пропорционально величине $(w_2 - w_1)$; оба вместе должны дать результирующую силу P .

IV. Истечения пара из сопел.

А. Истечение без потерь.

Уравнения энергии (22), (23) и (24) для движущегося пара относятся и к истечению из сопел, ибо сопло можно рассматривать как часть канала. Когда пар вытекает из сосуда, где действует давление p кг/см², через сопло соответственной формы в пространство с давлением p_0 , то в сопле пар расширяется до этого давления, и (потенциальная) энергия давления превращается в (кинетическую) энергию движения.

При истечении без потерь и при указанных на рис. 16 величинах, характеризующих состояние перед соплом и в конце его, достигается соответствующее всей работоспособности приращение энергии движения, которое согласно уравнению (24), если здесь подставить c вместо w , в качестве

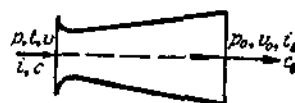


Рис. 16.

начальной скорости и c_0 вместо w_2 в качестве скорости при выходе, равно

$$\frac{c_0^2 - c^2}{2g} = \int_{p_0}^p v dP = L. \quad (27)$$

Отсюда следует достижимая скорость выхода пара:

$$c_0 = \sqrt{2gL + c^2}. \quad (28)$$

Часто начальной скоростью c при достаточно большом объеме сосуда можно пренебречь по сравнению с c_0 , и тогда, воспользовавшись выражением для L по уравнению (18), стр. 14, получим:

$$c_0 = \sqrt{2gL} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} P v \left[1 - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ м/сек}, \quad (29)$$

причем для перегретого пара $k=1,3$, для сухого насыщенного пара $k=1,135$ и для пара с паросодержанием x $k=1,035 + 0,1x$.

Гораздо проще и удобнее можно определить скорость выхода при помощи диаграммы is , если подставить для L согласно уравнению (20)

$$L = \frac{i - i_0}{A} = \frac{h_i}{A}$$

[см. также уравнения (22) и (23), стр. 18], по формуле

$$c_0 = \sqrt{2g \frac{h_i}{A}} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 427 \cdot h_i} = 91,5 \sqrt{h_i}, \quad (30)$$

так как h_i можно взять в виде отрезка прямой непосредственно из диаграммы is . В большинстве случаев к диаграмме is приложена шкала, на которой можно отсчитать, приложив отрезок h_i , соответственную скорость c_0 .

Истекающее в секунду количество $G_{\text{сек.}}$, согласно условию непрерывности, равно:

$$G_{\text{сек.}} = \frac{F_0 c_0}{v_0} \text{ кг/сек.}$$

где F_0 означает выходное сечение в кв. метрах и v_0 — удельный объем в этом сечении.

Подставив $v_1 = v \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}}$ и c_0 из уравнения (29), получаем после соответственного преобразования

$$G_{\text{сек.}} = F_0 \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{P}{v} \left[\left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \text{ кг/сек}^1. \quad (31)$$

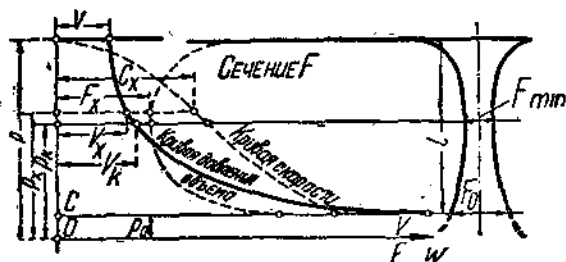
Так как значение радикала при определенном начальном состоянии p, v является функцией от p_0 и произведение из сечения на радикал одинаково для всех сечений (условие непрерывности), то F должно стать минимальным, $F_{\text{мин}}$, когда величина радикала максимальна. Если через p_* обозначить то

¹⁾ Впервые к этому выводу пришли Сег-Венан и Вентцль (1839 г.)

давление, при котором это происходит, то соответственная скорость c_k в наименьшем сечении равна:

$$c_k = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p v \left[1 - \left(\frac{p_k}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad \text{м/сек.} \quad (32)$$

Между давлением, объемом, скоростью и сечением сопла существуют определенные соотношения. Если отложить соответственные значения p , v и s на диаграмме вдоль длины сопла (рис. 17), то для любого сечения F вдоль длины имеем:



$$F_x = G_{\text{сех}} \cdot \frac{v_x}{c_x}.$$

В начале сопла $p_x = p$, следовательно $c_x = 0$ и поэтому $F_x = \infty$ [это соответствует сделанному для уравнения (29) допущению: сечение сосуда очень велико по сравнению с сечением сопла].

Рис. 17. Изменение состояния струн в сопле.

При давлении $p_x = 0$ мы имели бы $v_x = \infty$ (в действительности давление в конце сопла опускается только до некоторого конечного значения p_0) и снова получилось бы $F_x = \infty$. Следовательно между этими давлениями F_x должно иметь некоторое минимальное значение при давлении p_k , когда удельный объем равен v_k и скорость c_k .

Из уравнения (31) вытекает для наименьшего сечения

$$F_{\text{min}} = G_{\text{сек.}} : \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{P}{v} \left[\left(\frac{p_k}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_k}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (33)$$

Отсюда можно для заданного давления p определить p_k/p или p_k , ибо при $F_{\min}$ взятое в скобки выражение под корнем достигает максимума.

Для этого должно быть соблюдено условие:

$$\frac{d}{dp} \left[\left(\frac{p_k}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_k}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] = 0,$$

откуда

$$\frac{2}{k} \left(\frac{p_k}{p} \right)^{\frac{2}{k}-1} - \left(\frac{p_k}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}-1} = 0 \text{ или } \left(\frac{p_k}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{2}{k+1}$$

и, наконец,

$$\frac{p_k}{p} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \tau_0. \quad (34)$$

Это так называемое критическое отношение давлений; p_k называется критическим значением давления или просто критическим давле-

нием. Это последнее зависит, стало быть, только от начального давления. При соответственных значениях k имеем:

$$\text{для перегретого пара при } k = 1,3, \quad \beta = \frac{P_k}{P} = 0,5475,$$

$$\text{для сухого насыщенного пара при } k = 1,135, \quad \beta = 0,5774.$$

Подставив значение уравнения (34) в уравнение (32), мы получаем критическую скорость c_k в самом узком сечении:

$$c_k = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} P v} \text{ м/сек} \quad (35)$$

и при вышеприведенных значениях k :

$$\text{для перегретого пара } c_k = 333 \sqrt{P v} \text{ м/сек,} \quad (35a)$$

$$\text{для сухого насыщенного пара } c_k = 323 \sqrt{P v} \text{ м/сек,} \quad (35b)$$

если P выражено в кг/см² (10000 $P = P$ кг/м²).

Сечение $F_{\min} = \frac{G_{\text{сек.}} v_k}{c_k}$ становится минимальным, когда

$$\frac{d}{dP} \left(\frac{v_k}{c_k} \right) = 0 \quad \text{или} \quad \frac{c_k dv_k - v_k dc_k}{c_k^2 dP} = 0,$$

откуда

$$c_k dv_k = v_k dc_k. \quad (a)$$

во из

$$\frac{c_k^2}{2g} = - \int_P^{P_k} v_k dP_k$$

[см. уравнение (27), стр. 23] путем дифференцирования получаем $\frac{c_k dc_k}{g} = -v_k dP_k$, а взяв dc_k из уравнения (a), получаем:

$$\frac{c_k^2 dv_k}{v_k g} = -v_k dP_k,$$

откуда

$$c_k^2 = -v_k^2 g \frac{dP_k}{dv_k}. \quad (b)$$

Так как $v_k = \frac{1}{\gamma_k}$, то при совершающемся без потерь (адиабатическом) истечении ($s = \text{const}$)

$$c_k = \sqrt{g \left(\frac{dP_k}{d\gamma_k} \right)_s};$$

это — скорость звука, которая всегда возникает в наименьшем сечении, в качестве критической скорости.

Кривая скорости на диаграмме (рис. 17) имеет при критической скорости точку перегиба.

Если бы при $P_0 < P_k$ сопло не расширялось, так что самое узкое сечение было бы расположено в конце, то, как это видно из рис. 17, энергия пара превращалась бы в кинетическую энергию со скоростью лишь до критического давления, и достигалась бы только критическая скорость (скорость звука). Дальнейшее расширение до наружного давления P_0 происходило бы вне сопла, но уже не в виде правильной струи, а с более или менее сильным вихреобразованием (рис. 18a), при очень же низком наружном давлении — с сильным расширением во все стороны, в форме взрыва (рис. 18b), так что превращение в кинетическую энергию со скоростью, имеющую определенное

направление, было бы уже невозможно. Поэтому в соплах нерасширяющихся (призматических или цилиндрических) в лучшем случае достигается только скорость звука c_k .

Если требуется достижение полной скорости c_0 , которая соответствует расширению до наружного давления $p_0 < p_k$, то сопло должно иметь некоторое наиболее узкое сечение $F_{\min}$ и затем расширяться до требуемого конечного сечения F_0 . Но в расширении нет надобности, если $p_0 \geq p_k$.
 аными словами, если отношение давлений $\frac{p_0}{p} \geq \beta$.

Если наружное давление не на много меньше p_k , то дальнейшее расширение до наружного давления будет происходить вне сопла в форме пра-



Рис. 18. Нерасширяющееся сопло.

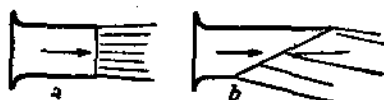


Рис. 19. Расширяющееся сопло.

вильной струи (рис. 19а), и тогда достижима полная скорость c_0 . Если сопло срезано косо, как у паровых турбин, то дальнейшее расширение будет происходить в косом срезе, причем струя будет отклоняться (рис. 19b).

Аналогичным образом складываются условия, когда расширение сопла, хотя и имеется, но слишком незначительное, а сопло слишком коротко.

Струя расширяется тогда в сопле только до соответствующего конечному сечению давления $p_0 > p_a$ (наружного) и выходит, стало быть, еще с превышающим атмосферное давлением. Если это избыточное давление не слишком велико, то расширение вне сопла будет продолжаться согласно с формой сопла (рис. 20). Несколько укороченное, т. е. недостаточно расширяющееся сопло оказалось выгодным¹⁾, ибо в этом случае потери от колебаний при противодавлении более низком, чем то, которое соответствует конечному сечению, растут в меньшей степени, чем перепад, и при косом срезе — в большей степени, чем при нормальном; однако при косом срезе надо считаться с отклонением струи (см. ниже).

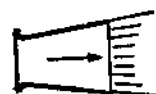


Рис. 20. Недостаточно расширяющееся сопло.

Наоборот, если сопло слишком расширяется, т. е. слишком длинно, то пар до некоторого сечения F_x будет расширяться до соответственного давления p_x (рис. 21), а затем снова сжиматься до противодавления. Скорость в выходном сечении неравномерна. Флюгель²⁾ указал, что струя, начиная от сечения F , отделяется от стенок, испытывая сужение, сопровождаемое повышением давления и сильным вихреобразованием вдоль стенки. Стодола также констатировал более низкое давление в сопле, чем снаружи, и последующий прирост давления в зависимости от противодавления, как это показано на рис. 22. Далее из опытов Стодола выяснилось, что как при конечном давлении слишком низком, так и при давлении, превышающем противодавление, возникают колебания по выходе из сопла. На рис. 23, получившемся в результате одной из серий этих опытов, кривая В представляет точно установленное в соответствии с противодавлением конечное давление при расширении; кривая А изображает колебание при превышающем противо-

¹⁾ Christlein, Untersuchungen über das allgemeine Verhalten des Geschwindigkeitskoeffizienten von Leitvorrichtungen, Z. V. d. I. 1911, стр. 2081 и. Z. ges. Turbinenwes., 1912, стр. 1.

²⁾ Flügel, Die Düsencharakteristik, Forsch.-Arb., № 217.

давление конечного давления (сопло слишком коротко), линии *C* и *D* изображают колебания при слишком низком конечном давлении (сопло слишком длинно), когда подпор проникает внутрь сопла (отставание струи).

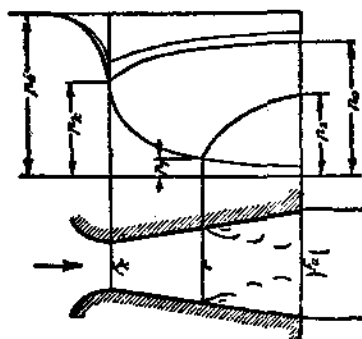


Рис. 21. Чрезмерно расширяющееся сопло.

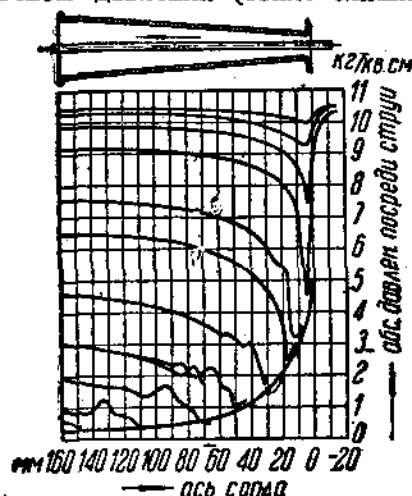


Рис. 22. Изменение давления в сопле.

Из уравнений (35) и (34), подставив $v_k = v \left(\frac{p}{p_k} \right)^{\frac{1}{k}}$, мы получаем для истекающего количества после надлежащего преобразования:

$$G_{\text{сек.}} = \frac{F_{\min} c_k}{v_k} = F_{\min} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{gk \frac{p}{v} \cdot \frac{2}{k+1}} \text{ кг/сек,} \quad (36)$$

так что для перегретого пара получается

$$G_{\text{сек.}} = 209 F_{\min} \sqrt{\frac{p}{v}} \text{ кг/сек} \quad (36a)$$

и для сухого насыщенного пара

$$G_{\text{сек.}} = 199 F_{\min} \sqrt{\frac{p}{v}} \text{ кг/сек,} \quad (36b)$$

где $F_{\min}$ выражено в кв. метрах и p в кг/см².

Увеличить расход пара при заданном $F_{\min}$ и заданном начальном состоянии невозможно, понижение конечного давления не имело бы тут никакого влияния. Если при заданном наиболее узком сечении требуется увеличить расход, то это возможно только путем повышения внутреннего давления или сокращения удельного объема v .

Например, для $F_{\min} = 1 \text{ см}^2 = 0,0001 \text{ м}^2$ при перегретом паре 16 атм. абс., 350°C и $v = 0,1788 \text{ м}^3/\text{кг}$, по уравнению (36a)

$$G_{\text{сек.}} = 209 \cdot 0,0001 \sqrt{\frac{16}{0,1788}} = 0,198 \text{ кг/сек/см}^2.$$

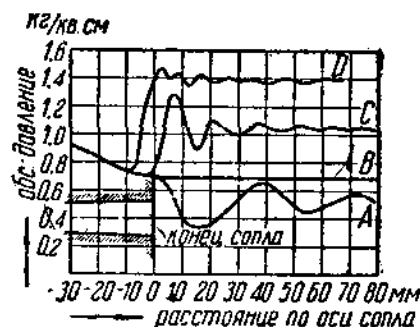


Рис. 23. Звуковые колебания.

Для 1 кг/сек наиболее узкое сечение должно бы равняться

$$F_{\min} = \frac{1}{209 \sqrt{\frac{p}{v}}} = 0,0005058 \text{ м}^2 = 5,058 \text{ см}^2.$$

При сухом насыщенном паре 16 атм. абс. и при $v = 0,1264$

$$G_{\text{сек.}} = 199 \cdot 0,0001 \sqrt{\frac{16}{0,1264}} = 0,224 \text{ кг/сек/см}^2.$$

При паре 20 атм. абс. 350°C и $v = 0,1422$

$$G_{\text{сек.}} = 209 \cdot 0,0001 \sqrt{\frac{20}{0,1422}} = 0,2478 \text{ кг/сек/см}^2.$$

На рис. 24 количества пара, $G_{\text{сек.}}$, протекающие через 1 см² наиболее узкого сечения в секунду, и наиболее узкие сечения $F_{\min}$, требующиеся для

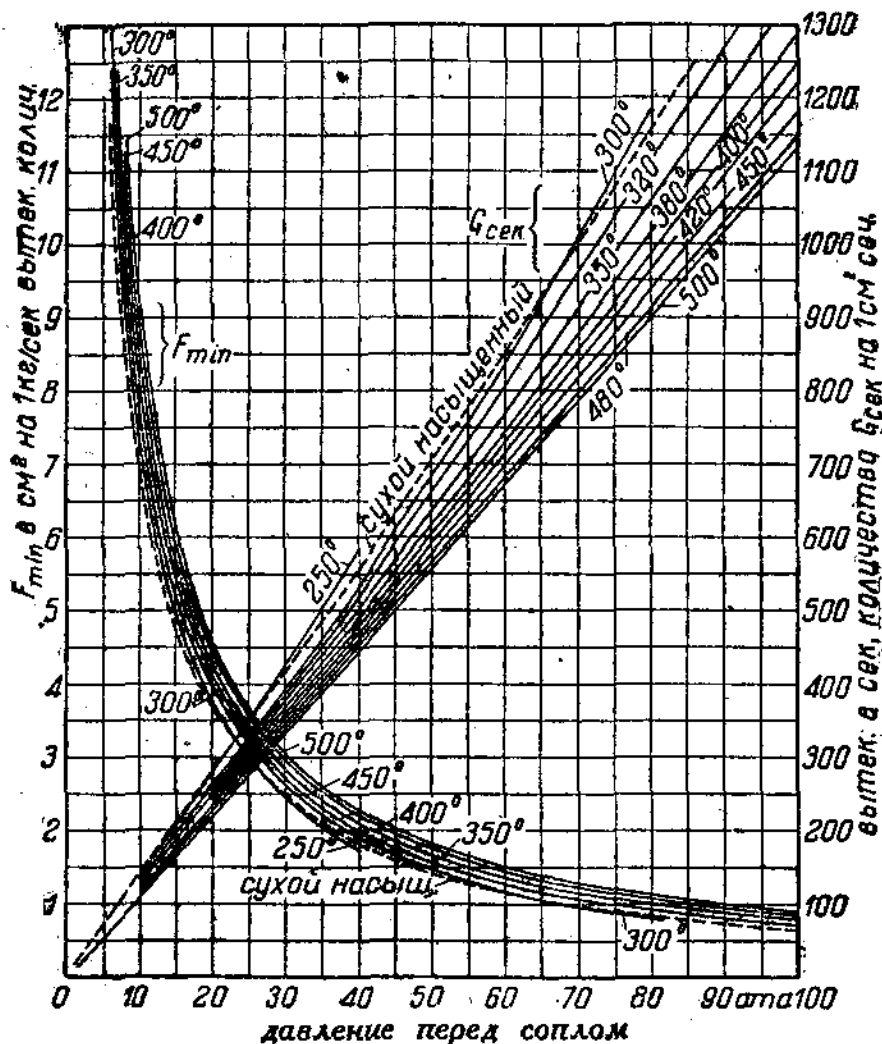


Рис. 24. Количество истекающего пара и необходимые наименьшие сечения сопла.

1 кг/сек, отложены в зависимости от начальных давлений при различных температурах. В таблице V (в приложении) приведены соответственные числовые значения.

Если $p_0 \geq p_{кр}$, т. е. если скорость звука не достигается, то расход через неизменное сечение сопла или требующееся для данного расхода сечение следует определять из уравнения непрерывности:

$$G_{сек.} = F_0 \frac{c_0}{v_0} \text{ кг/сек или } F_0 = G_{сек.} \frac{v_0}{c_0} \text{ м}^2. \quad (37)$$

В. Истечение с потерями.

Практически истечение не может, конечно, происходить без потерь: внутренние потери на трение неизбежны. Они влияют на состояние пара в сопле и уменьшают скорость. Достижима только скорость c_1 , которая меньше теоретической скорости c_0 . Так как потеря энергии движения, обусловленная трением, превращается в теплоту, то теплосодержание при выходе i_1 больше, нежели i_0 при совершающемся без потерь истечении; равным образом объем $v_1 > v_0$.

Обозначим снова индексом 0 величины при выходе из сопла в случае течения без потерь, соответственные величины в случае на-

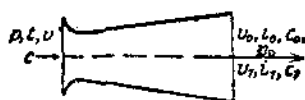


Рис. 25. Истечение без потерь и с потерями.

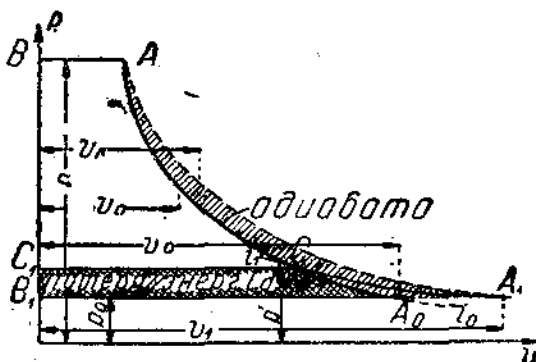


Рис. 26. Потеря энергии на диаграмме $p-v$.

личия потерь — индексом 1; величины перед соплом индекса не имеют (рис. 25). При наличии потерь в скорость превращается, стало быть, только тепловой перепад $h_1 = i - i_1$ кал/кг. Согласно уравнению (22), см. стр. 18, производимая в сопле энергия движения равна при отсутствии потерь:

$$A \left(\frac{c_0^2}{2g} - \frac{c^2}{2g} \right) = i - i_0 = h,$$

и при наличии потерь:

$$A \left(\frac{c_1^2}{2g} - \frac{c^2}{2g} \right) = i - i_1 = h_1.$$

Потеря кинетической энергии в сопле, называемая кратко „потерей в сопле“, определяется разностью:

$$h_d = h_i - h_1 = A \left(\frac{c_0^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} \right) = i_1 - i_0 \text{ кал/кг} \quad (38)$$

или в кгм:

$$L_d = \frac{h_d}{A} = \frac{c_0^2 - c_1^2}{2g} = \frac{i_1 - i_0}{A} \text{ кгм/кг}, \quad (38a)$$

т. е. равна тому количеству тепла, которое надо сообщить конечному состоянию совершающегося без потерь (адиабатического) истечения, чтобы достигнуть конечного состояния подлинного истечения.

Но эта потеря не представляет собою всего обусловленного трением количества тепла, которое можно определить следующим образом. Пусть на диаграмме $p-v$ (рис. 26) AA_0 изображает (адиабатическое) расширение без

потерь, AA_1 — расширение с потерями. Эта последняя кривая имеет более пологий характер, чем адиабата, ибо объем v , при трении больше, чем v_a при адиабатическом расширении.

Согласно основному уравнению (14а), см. стр. 12, имеем:

$$Q = i_2 - i_1 - A \int_1^2 v dp;$$

в данном случае сообщенная теплота представляет собою теплоту трения Q_r , соответственный объем равен v_r , а поэтому при соответственных значениях в начале и в конце сопла имеем:

$$Q_r = i_1 - i - A \int_p^{p_0} v_r dp.$$

При адиабатическом истечении $Q = 0$, и введя v_a , как соответственный объем, имеем при соответственных значениях в начале и в конце сопла:

$$0 = i_0 - i - A \int_p^{p_0} v_a dp.$$

Если вычесть последнее уравнение из предыдущего и переменить пределы интегрирования, то получается

$$Q_r = (i_1 - i_0) + A \int_{p_0}^p (v_r - v_a) dp,$$

иными словами теплота трения больше, чем потеря энергии $(i_1 - i_0) = h_a$, а именно на величину теплового эквивалента работы $\int_{p_0}^p (v_r - v_a) dp$, которая на

диаграмме pv (рис. 26) выражается площадью между кривыми расширения AA_0 и AA_1 . Эта часть работы трения (практически около $1/4$ ее) поступает в пар снова в виде теплоты, она как бы подводится к нему и повышает кинетическую энергию вследствие повышения теплового состояния пара. Следовательно, не вся площадь BAA_1B_1 превратима в кинетическую энергию; из нее нужно еще вычесть потерю энергии. Чтобы изобразить эту потерю на диаграмме pv , надлежало бы провести кривую постоянного теплосодержания i_1 через A_1 до пересечения с адиабатой в C . Чтобы при (адиабатическом) расширении без потерь достигнуть теплосодержания i_1 и действительной скорости c_1 , пару надо было бы расширяться только до давления p' , соответствующего точке C , и, следовательно, понадобилась бы только работоспособность, изображаемая площадью $BACC_1$, между тем как при расширении с потерями нужна вся работоспособность, изображаемая площадью BAA_0B_1 . Разность между этими площадями, а именно площадь $C_1CA_0B_1$, изображает, таким образом, потерю энергии L_a . Полная работа трения дается суммой заштрихованных площадок. Если бы часть ее не рекуперировалась, то потеря энергии была бы больше; в действительности использована только работа, выражаемая площадью $BACC_1$.

Гораздо нагляднее это изображение на диаграмме Ts (рис. 27), где в виде площадей фигурируют количества тепла. Пусть A означает снова начальное состояние, определяемое давлением p и температурой t или T , A_0 — конечное состояние адиабатического расширения до конечного давления p_0 , A_1 — конечное состояние при расширении с потерями (трение вызывает

приращение энтропии); площадь $A'AA_1A'_1$ под кривою изменения состояния AA_1 представляет собою подведенную теплоту, которую в данном случае является теплота трения Q . Теплосодержание в A_1 равно i_1 — площади $OEB_1A_1A'_1$, а в конечном состоянии адиабатического расширения A_0 оно равно i_0 — площади $OEB_1A_0A'_1$; таким образом разность $i_1 - i_0 = A'A_0A_1A'_1 = h_d$ — это потеря энергии, а площадь $AA_1A_0 = A \int_{p_0}^p (v_r - v_a) dP$ — это возвращаемая часть теплоты трения (ср. рис. 26).

Теоретическая работоспособность $h_t = AL$ изображается, как известно, площадью

$$B_1BDAA_0 = i - i_0.$$

Если и здесь требуется вычесть потерю энергии из работоспособности, то опять-таки нужно отыскать точку пересечения C кривой постоянного теплосодержания i_1 с адиабатою AA_0 . При адиабатическом истечении расширение должно происходить только до давления p' , соответствующего точке C , чтобы достигнуты были скорость c_1 и теплосодержание i_1 — площади OEC_1CA' . Тогда использована только энергия, выражаемая площадью C_1BDAC ; следовательно, площадь $B_1C_1CA_0$ выражает потерю энергии и равна площади $A'A_0A_1A'_1$.

На диаграмме is (рис. 28), особенно удобной для расчета паровых турбин, кривая действительного расширения от начального состояния A , вследствие приращения энтропии, тоже будет проходить вправо от адиабаты AA_0 и приведет к конечной точке A_1 с теплосодержанием i_1 . Потеря энергии фигурирует в виде отрезка $h_d = i_1 - i_0$. Изобразить теплоту работы трения Q , на диаграмме is нельзя.

Если бы знать действительную кривую расширения AA_1 , то можно было бы найти A_1 на кривой давления p_0 и тем самым определить потерю энергии; но закон этого движения не найден. Путем экспериментов нельзя с достаточной точностью уловить состояние во время движения пара: давление, правда, поддается безупречному измерению, но не температура (и уж конечно не паросодержание в области насыщения), ибо вследствие трения пара о термометр или о проволоку термоэлемента происходит нагревание, являющееся источником погрешностей измерения, которые не поддаются определению и делают иллюзорным измерение температуры.

По вопросу о том, какой характер имеет кривая расширения, взгляды покамест расходятся. Некоторые исследователи считают, что расширение до критического давления происходит с весьма незначительными потерями, т. е. почти по адиабате, так что только в расширяющейся части сопла возникают большие потери (см. пунктирную линию на рис. 29); другие же полагают, что расширение происходит по линии, обозначенной условным пунктиром, так что потери сперва велики, а затем уменьшаются. Надо полагать, что в действительности кривая расположена между этими двумя линиями и имеет, примерно, характер, изображенный сплошной линией на рис. 29.

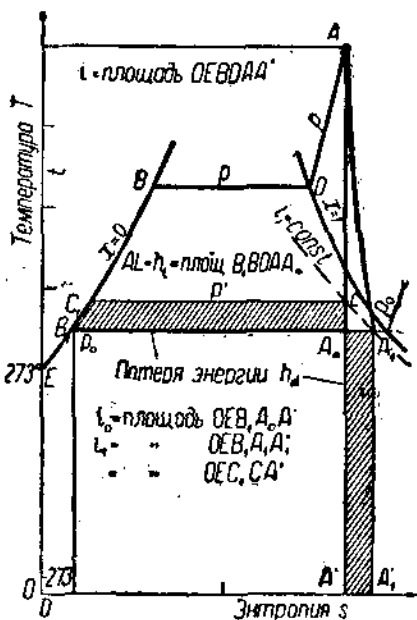


Рис. 27. Потеря энергии на диаграмме Ts .

Впрочем, точная кривая расширения менее важна, чем величина и функциональная зависимость потери энергии. Если бы определить эту потерю, то можно было бы найти конечное состояние на кривой давления p_0 в диаграмме is , отложив на ней потерю от A_0 вверх (рис. 28) и проведя горизонтальную прямую l_1 .

Потери энергии были исследованы посредством множества опытов. При этих опытах измерялась скорость истечения c_1 с помощью давления струи

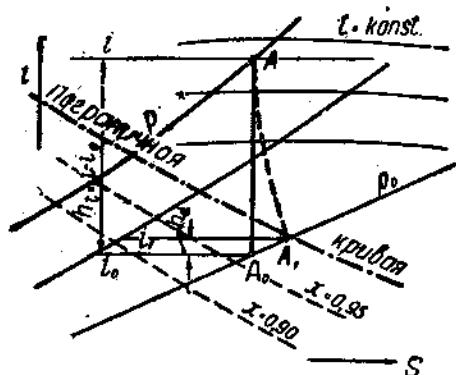


Рис. 28. Потеря энергии на диаграмме is .

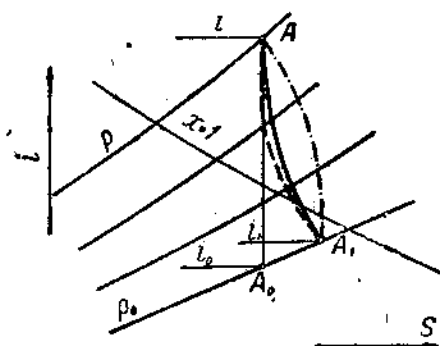


Рис. 29. Изменение состояния.

на пластину или реактивного давления на сопло. По найденной отсюда действительной скорости выхода c_1 и соответствующей тепловому перепаду теоретической скорости c_0 можно определить коэффициент скорости $\varphi = \frac{c_1}{c_0}$.

Если скоростной коэффициент определен в своей функциональной зависимости, то в каждом отдельном случае можно найти действительную скорость c_1 по формуле:

$$c_1 = \varphi c_0,$$

и тогда потеря энергии на 1 кг равна

$$L_d = \frac{c_0^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_0^2 - \varphi^2 c_0^2}{2g} = \frac{c_0^2}{2g} (1 - \varphi^2) = \frac{c_0^2}{2g} \zeta = \zeta \cdot L$$

или

$$h_d = AL_d = \zeta AL = \zeta h_t, \quad (39)$$

где $\zeta = 1 - \varphi^2$ означает коэффициент потери энергии.

Из опытов Гутермута ¹⁾, Иоссе ²⁾, Кристлейна ³⁾, Флюгеля ⁴⁾ и Стодола ⁵⁾ с различными соплами и при различных состояниях можно сделать такие выводы:

- 1) скоростной коэффициент φ возрастает с увеличением скорости вплоть до скорости, превышающей скорость звука;
- 2) вплоть до скорости звука φ возрастает по мере понижения давления или уменьшения перегрева;
- 3) при высоком перегреде максимальное значение φ больше, чем при незначительном перегреде.

¹⁾ Forsch.-Arb., № 19, 1904.

²⁾ Jahrbuch der Schiffbautechn. Ges., 1911.

³⁾ Z. V. d. I., 1911, стр. 2081.

⁴⁾ I. c.

⁵⁾ I. c.

Эти результаты, к которым первый пришел Кристлейн, были в общем подтверждены и другими исследователями. Величина φ изменяется не в очень широких пределах; в среднем она близка к $\varphi = 0,95 - 0,96$. Результаты новейших опытов, поставленных фирмой BBC с различными соплами A—E, представлены на рис. 30 (см. Stodola, I. c., стр. 127).

Напротив, согласно опытам Steam-Nozzles Research Committee от января и марта 1923 года, φ мало изменяется в области от 300 до 600 м/сек, но при

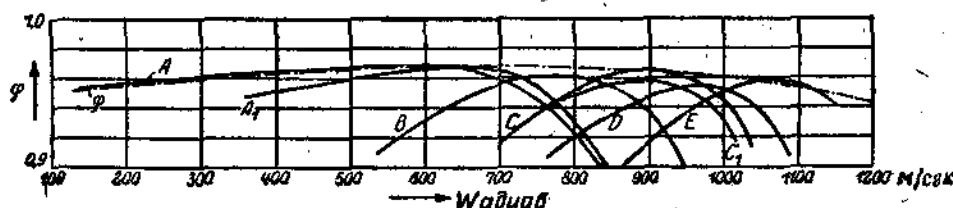


Рис. 30. Коэффициенты скорости φ по данным BBC.

меньших скоростях может возрастать значительно; поэтому небольшая скорость выгодна¹⁾.

Далее подвергался измерению действительный расход; при этом выяснилось, что он при насыщенном паре может быть больше теоретического, ибо Бендеман²⁾ нашел, независимо от перегрева,

$$G_{\text{сек.}} = 203 f_{\text{мин.}} \sqrt{\frac{p}{v}} \text{ кг/сек}$$

[ср. уравнения (36а и б), стр. 27]; Лощге³⁾ подтвердил этот результат. Это своеобразное явление можно объяснить переохлаждением пара, т. е. тем, что пар не конденсируется, а расширяется как перегретый пар.

Вообще действительный расход в секунду равен:

$$G_{\text{сек.}} = \mu G_{0 \text{ сек.}}$$

где $G_{0 \text{ сек.}}$ означает теоретический расход, причем $\mu < 1$. Вследствие трения объем увеличивается по сравнению с теоретическим $v_0, v_1 > v_0$ или $\frac{v_1}{v_0} = 1 + \beta$, и, далее, действительная скорость c_1 меньше теоретической c_0 (см. стр. 29):

$$c_1 = \varphi c_0.$$

Из уравнения непрерывности $G_{\text{сек.}} = \frac{f_0 c_1}{v_1}$ следует (если форма сопла такова, что сжатие струи пренебрегаемо):

$$G_{\text{сек.}} = \frac{f_0 \varphi c_0}{v_0 (1 + \beta)} = \frac{\varphi}{1 + \beta} \cdot \frac{f_0 c_0}{v_0}$$

и так как

$$\frac{f_0 c_0}{v_0} = G_{0 \text{ сек.}}$$

то

$$G_{\text{сек.}} = \frac{\varphi}{1 + \beta} G_{0 \text{ сек.}} = \varphi \frac{v_0}{v_1} G_{0 \text{ сек.}}$$

так что

$$\mu = \frac{\varphi}{1 + \beta} = \varphi \frac{v_0}{v_1}.$$

Величину μ называют также коэффициентом расхода. Произведенные опыты хорошо согласуются с результатами вычисления, μ мало расходится с φ , и оказывается, что $\varphi \approx 0,97$. При насыщенном паре (см. выше) $\mu > 1$.

¹⁾ Z. V. d. I., 1924, стр. 182.

²⁾ Forsch.-Arb., № 37, 1907.

³⁾ Z. V. d. I., 1913, стр. 60.

Упомянем еще об опытах Левицкого¹⁾, Брилинга²⁾ и Нуссельта³⁾.

В паровых турбинах сопла надлежащей формы служат направляющими аппаратами: они придают струе желательное направление.

С. Истечение из косо срезанных сопел (направляющих аппаратов).

Сопла, служащие направляющими аппаратами для паровых турбин, должны быть расположены под определенным углом к входной плоскости рабочего колеса (рис. 43), а поэтому они косо срезаны, и это оказывает известное влияние на направление струи, если расширение не заканчивается перед косым срезом, как это возможно при сверхкритическом отношении давлений.

Из предыдущей главы видно, что при сверхкритическом отношении давлений, т. е. когда конечное давление расширения меньше критического (см. стр. 24), направляющие аппараты должны расширяться; такой расширяющийся направляющий аппарат мы будем в дальнейшем называть соплом Лавала, так как впервые оно было применено де Лавалем. Если конечное давление больше критического или равно ему, то можно применить направляющий аппарат не расширяющийся, который мы будем называть просто направляющим каналом или соплом Целли.

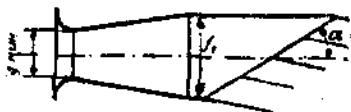


Рис. 31. Форма сопла.

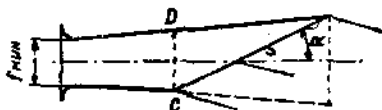


Рис. 32. Сопло.

У сопел Лавала наиболее узкое сечение находится в начале, причем большее сечение, которое должно находиться перед самым узким (см. рис. 17, стр. 24), достигается плавным закруглением (рис. 31). Начиная от наиболее узкого сечения сопло постепенно расширяется до конечного сечения f_1 . К нему часто примыкает часть равного сечения, но косо срезанного (рис. 31). Если конечное сечение f_1 соответствует конечному давлению p_0 , то струя выходит в направлении оси сопла, не испытывая на себе влияния со стороны косого среза. Если же конечное сечение меньше, чем это требуется для конечного давления, то в конце расширяющейся части возникает более высокое давление; дальнейшее расширение происходит в косом срезе, струя отклоняется от направления оси сопла и возникает отклонение струи, которое впервые отметил Левицкий (E. Lewicki).

Но косой срез можно исполнить и без удлиненной части (при неизменном сечении, рис. 32); тогда, однако, конечное сечение находится уже не в сопле, а снаружи. (Если бы конечное сечение поместить в CD , то сопло действовало бы как слишком расширяющееся.) Начиная от CD , дальнейшее расширение происходит в косом срезе, струя отклоняется. Сопло такой формы можно применять только при незначительном расширении.

Отклонение струи возникает и при нерасширяющихся направляющих каналах, если конечное давление меньше критического (рис. 33). Благодаря этому можно применять сопла Целли и при сверхкритическом отношении давлений, как это впервые показал Кристлейн⁴⁾. Следовательно, струя

¹⁾ Z. V. d. I., 1903, стр. 441.

²⁾ Forsch.-Arb., № 68.

³⁾ Z. ges. Turbinenw., 1916.

⁴⁾ Z. ges. Turbinenw., 1912, стр. 185.

отклоняется всегда, если наружное давление меньше, чем давление в сечении AB , которое еще целиком находится в сопле. Так как новое направление струи важно для вступления ее на рабочую лопатку, то его нужно определить, и мы этим займемся теперь подробнее.

Когда струя, движущаяся со скоростью, превышающей скорость звука, ударяет в неподвижную кромку (или когда твердое тело (снаряд) движется

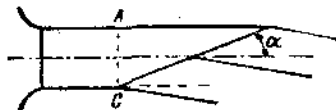


Рис. 33. Сопло.

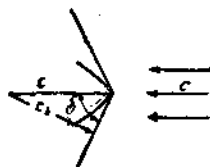


Рис. 34. Отклонение струи (угол Маха)

в газе], то возникают исходящие из кромки звуковые волны (примерно сходные с носовыми волнами у корабля) под углом Маха δ к направлению движения (рис. 34), причем $\sin \delta = \frac{c_k}{c}$, где c_k означает критическую скорость (скорость звука), $c (> c_k)$ — скорость потока или движущегося тела.

Аналогичное явление наблюдается, когда свободная струя, движущаяся со скоростью, превышающей скорость звука, мимо кромки C (рис. 35) врезается в пространство, где действует давление p_0 , более низкое, чем давление p_1 в струе у кромки. Согласно исследованиям Прандтля ¹⁾, от кромки C исходит клинообразная волна разрежения, причем давление p_1 , равномерно распределенное на луче CD , который наклонен под углом Маха δ_1 к направлению потока и вплоть до которого не встречается никакой помехи, понижается в клине CDE до давления наружного p_0 , и это последнее опять-таки распределено равномерно по всему лучу CE . Во всех точках луча CE одинакова также скорость звука. Луч CE находится под углом Маха δ_2 к новому (отклоненному) направлению струи. Начиная от CE , линии потока снова проходят параллельно друг к другу и к проходящей через C линии потока, так что вся струя отклонена на угол ω от своего начального направления.

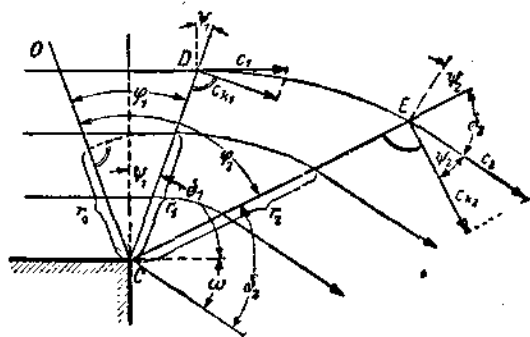


Рис. 35. Движение газов по Прандтлю.

Т. Мейер ²⁾ вычислил на основании уравнений Прандтля положение лучей CD и CE , полярные координаты линий потока и угол отклонения ω для совершающегося без трения (адиабатического) движения. Пусть $\varphi_1, \varphi_2, \varphi$ согласно рис. 35 означают углы, образованные изобарами CD, CE и любой между ними расположенной изобарой с некоторой вспомогательной осью CO , к которой линии потока перпендикулярны, $\delta_1, \delta, \delta_2$ — углы Маха, ψ_1, ψ, ψ_2 — восполняющие их углы, p_1, p_0 — давления на лучах CD и CE ; тогда для давле-

¹⁾ Phys. Z. 1907, стр. 23.

²⁾ Forsch. - Arb. № 62.

ния p_x , лежащего между p_1 и p_0 и действующего на луче под углом φ , если перед соплом действует давление p , имеем

$$\operatorname{tg}\left(\varphi \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}\right) = \sqrt{\frac{2}{k+1} \left(\frac{p}{p_x}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}, \quad (40a)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{p}{p_x}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \frac{k+1}{k-1}}. \quad (40b)$$

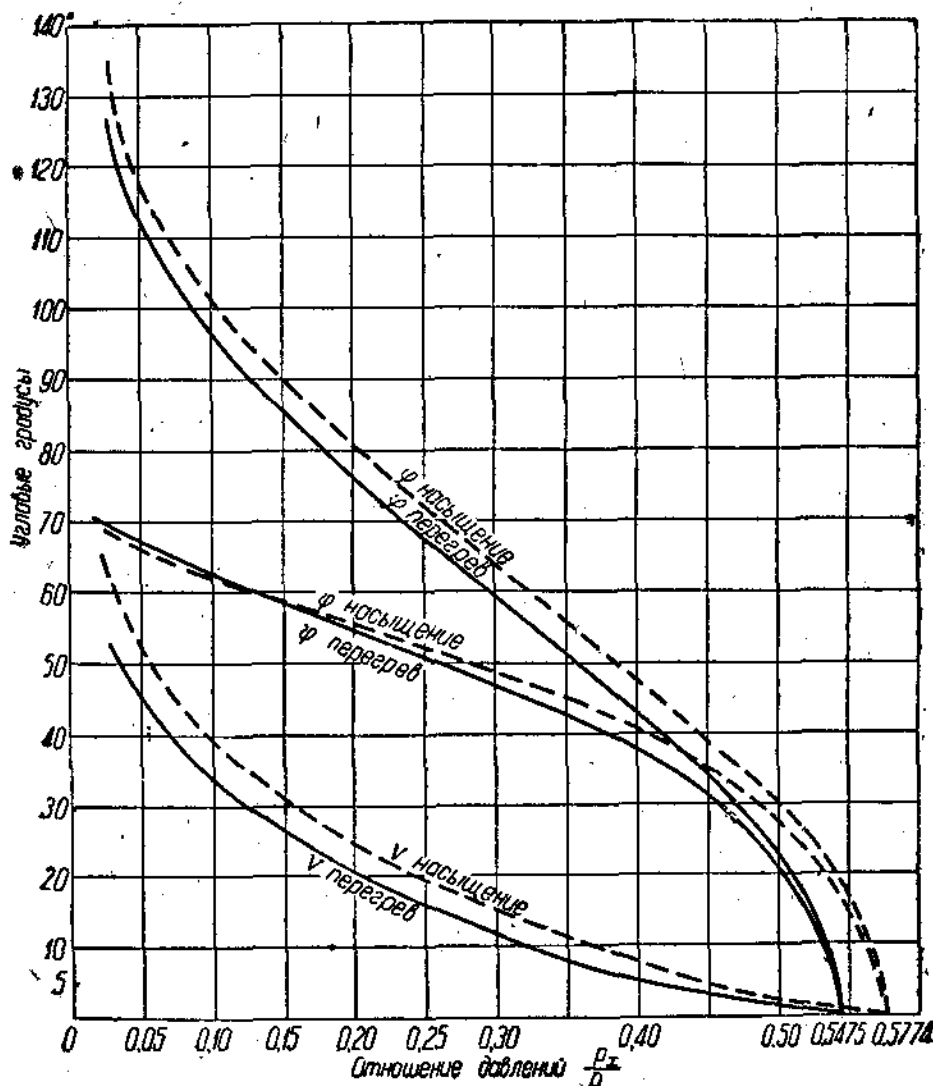


Рис. 36. Угол отклонения в зависимости от отношения давлений.

Если вместо p_x подставить значение p_1 , затем p_0 , то получаются φ_1 , φ_0 и ψ_2 , ψ_1 , и угол отклонения ω равен:

$$\omega = (\varphi_2 - \psi_2) - (\varphi_1 - \psi_1) = \varphi_2 - \varphi_1, \quad (41)$$

если в общей форме $\varphi - \psi = \nu$.

На рис. 36 отложены вычисленные по этим уравнениям значения φ , ψ и ν для насыщенного и для перегретого пара при различных отношениях давлений, начиная от $\frac{p_x}{p} = 0,25$ и до критического, в зависимости от этих отношений.

Так, например, для перегретого пара при $p = 16$ атм. абс. и расширении до $p_2 = 4$ атм. абс., если на луче CD (рис. 35) $p_1 = 6$ атм. абс., т. е. $\frac{p_1}{p} = 0,375$, $\frac{p_2}{p} = 0,25$, получается согласно рис. 36 $\varphi_1 = 46,5^\circ$, $\psi_1 = 39,9^\circ$, $\nu_1 = 6,6^\circ$ и $\varphi_2 = 66^\circ$, $\psi_2 = 50,8^\circ$, $\nu_2 = 15,2^\circ$, так что отклонение струи $\alpha = \nu_2 - \nu_1 = 15,2 - 6,6 = 8,6^\circ$.

Путь линий потока можно для адиабатического движения определить через полярные координаты φ , r по уравнению Мейера:

$$r = \frac{r_0}{\left[\cos \left(\varphi \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \right) \right]^{\frac{k+1}{k-1}}}, \quad (42)$$

где r_0 означает радиус-вектор на перпендикулярном к линиям потока луче CO (рис. 35), от которого измеряются углы φ каждой изобары. Так, например,

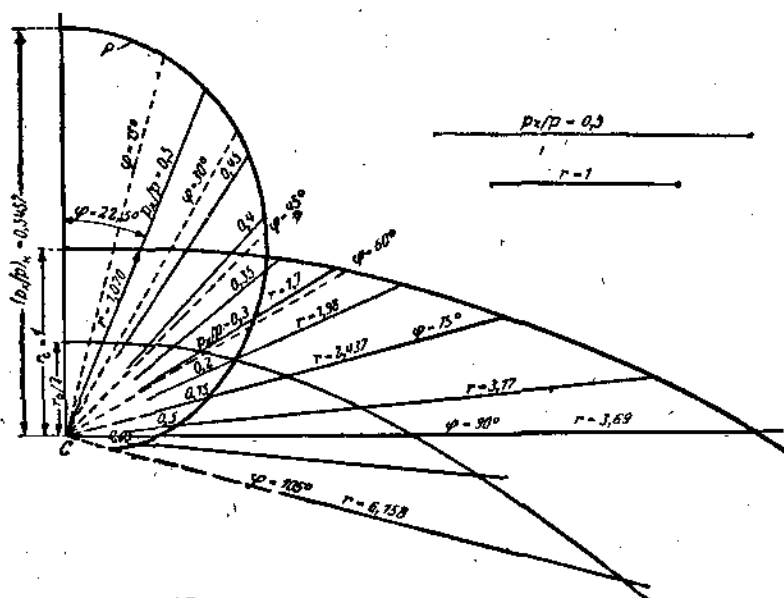


Рис. 37. Линии потока для перегретого пара.

	$\varphi = 0^\circ$	15°	30°	45°	60°	75°	90°	105°	120°
для перегретого пара	$r = 1$	1,037	1,148	1,367	1,754	2,437	3,690	6,158	11,48
насыщенного	$r = 1$	1,035	1,147	1,363	1,741	2,393	3,546	5,700	9,986

Это позволяет начертить линии потока. Для этого находят сперва направление CD по углу Маха и затем, с помощью φ_1 в соответствии с данным давлением p_1 или отношением давлений $\frac{p_1}{p}$ по рис. 36 или по уравнению (40а), — положение CO . Для различных r_0 находят под углами φ по вышеприведенной табличке соответственные радиусы r . Линии потока для насыщенного пара

впервые начертил Церкович (Zerkowicz)¹⁾. По этому же способу на рис. 37 начерчены линии потока для перегретого пара $p_1 = p_k$, т. е. когда лучи CO и CD совпадают, приняв вертикальное направление (см. ниже сопло Целли).

Изобары r нанесены и выражены по отношению к $r_0 = r_k$ (см. вышеприведенную числовую табличку). Далее вычерчена полярная кривая P , которая дает соответствующие углам φ значения расширения $\frac{p_x}{p}$. Чтобы найти угол φ

и радиус-вектор r для определенного расширения $\frac{p_x}{p}$, нужно, воспользовавшись этим отношением как радиусом, провести из точки C в указанном масштабе дугу до полярной кривой; тогда хорда дает φ и r ; например, для $\frac{p_x}{p} = 0,5$ получается $\varphi = 22,5^\circ$ и $r = 1,07r_0$.

Эти выводы можно применить для определения отклонения струи при скорости, превышающей скорость звука, в недостаточно или вовсе не расширяющихся направляющих аппаратах.

При слишком коротких, т. е. недостаточно расширяющихся соплах будет действовать вплоть до луча CD (рис. 38), находящегося под углом Маха δ_1 ,

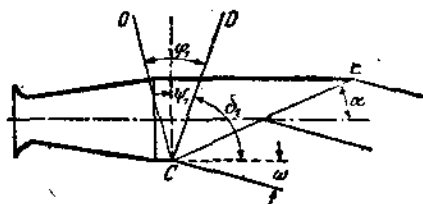


Рис. 38. Отклонение струи в соплах.

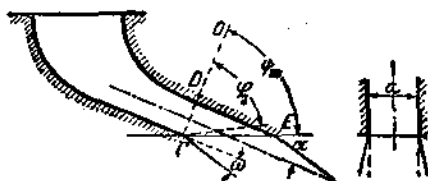


Рис. 39 и 39а. Отклонение струи в соплах Целли.

к направлению движения давление p_1 , соответствующее значению расширения, причем положение CD можно найти из $\sin \delta_1 = \frac{c_k}{c_1}$ (c_1 соответствует падению давления от p до p_1). Найдя φ_1 по рис. 36 или по уравнению (40а) в соответствии с отношением $\frac{p_1}{p}$, мы получаем также положение луча CO .

Дальнейшее расширение начинается, стало быть, от CD и должно быть закончено до CE , в противном случае происходило бы еще расширение вне сопла, а тогда и перпендикулярно к плоскости чертежа. Чтобы этого не было, угол сопла φ_m (рис. 39) должен быть больше (или во всяком случае не меньше) соответствующего отношению давлений $\frac{p_0}{p}$ угла φ_2 , который можно опять-таки взять из рис. 36.

Особенное значение имеет расширение пара в косом срезе не расширяющихся направляющих каналов (сопел Целли), ибо косой срез дает возможность и при неизменном сечении канала достигнуть большей скорости, нежели скорость звука, как это показал Лошге²⁾. При сопле Целли (рис. 39) в конце закрытой со всех сторон части, в сечении CD , устанавливается скорость звука c_k , получается $c = c_k$, и, следовательно, угол Маха δ_1 равен 90° . Луч CD совпадает, стало быть, с перпендикуляром к оси струи, как равно и луч CO , ибо $\varphi_1 = \varphi_2 = 0$. Начиная от CD , струя расширяется в клине CDE ,

¹⁾ Z. V. d. I. 1917, стр. 869. Zur Beurteilung der Leitvorrichtungen.

²⁾ Forsch. - Arb., № 144. Ausfluss des Dampfes aus Mündungen.

тогда отклонение струи равно $\omega = \varphi_2 = \varphi_3 - \varphi_2$, ибо и $\varphi_1 = 0$, и его можно для $\frac{p_2}{p}$ взять из рис. 36 или найти по уравнению (40а, б). Например, для перегретого пара при $p = 16$ атм. абс.; $p_0 = 4$ атм. абс., так как $\frac{p_0}{p} = 0,25$,

отклонение струи $\omega = \varphi_2 = 15,5^\circ$ и $\varphi_3 = 66^\circ$ — это тот угол, который необходим, чтобы могло произойти полное расширение до конечного давления p_0 . Если, например, угол, образуемый осью с плоскостью среза, равен $\alpha = 20^\circ$, то угол клина $DCE \varphi_m = 90^\circ - 20^\circ = 70^\circ$, т. е. больше угла φ_3 , необходимого для данного отношения давлений, так что давление p_0 может быть достигнуто в косом срезе. Пределом для угла α было бы значение $90^\circ - 66^\circ = 24^\circ$. При слишком большом угле α луч под углом φ_2 мог бы оказаться вне выходной кромки CE , т. е. уже не достигать противоположной стенки сопла DE . Тогда полное расширение от p_2 до p_0 не может происходить в косом срезе, расширение до p_0 происходило бы за кромкою CE , и струя распространялась бы также в стороны (рис. 39а). Следовательно, должно быть соблюдено условие $\alpha \leq 90^\circ - \varphi_3$, причем φ_3 соответствует данному отношению давлений.

В соответствии с формой линий потока (рис. 37) линия, ограничивающая сопло вдоль DE (рис. 38 и 39), должна была бы изгибаться. При обычно практикуемом прямолинейном исполнении истинное сечение больше, чем это соответствовало бы давлению на луче; давление понижается, оно уже не одно и то же вдоль всего луча. Вследствие этого нити потока тоже не имеют уже общего направления, но расхождения эти невелики, в основном движение пара нарушается от этого незначительно.

По данным Церковича ¹⁾ желательный угол выхода может быть достигнут, если стенка сопла исполнена по линии потока, согласно уравнению (42), стр. 37 (рис. 40); тогда нити потока расширяются одинаково и отклоняются в одинаковой степени. Они выходят в виде параллельной струи. Если ω означает отклонение, α — угол наклона сопла до CD , то угол выхода параллельной струи равен $\beta = \alpha + \omega$. Активное конечное сечение равно F_2 .

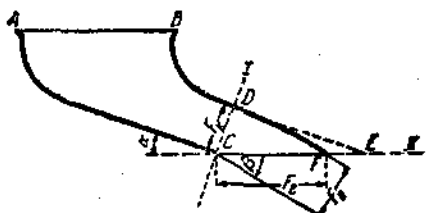


Рис. 40. Направляющий аппарат по Церковичу.

Так как в действительности истечение сопряжено с потерями, то по сравнению с совершающимся без потерь истечением процесс значительно сложнее. Лошге ²⁾ определил отклонения углов от теоретических значений при потерях. Так как скорость становится меньше, чем при отсутствии потерь, то и отклонение струи становится меньше. Но вообще эти отклонения незначительны.

Форнер указал практически достаточно точный способ для вычисления отклонения струи, основываясь на уравнении непрерывности (способ этот опубликовал Бэр ³⁾). Однако предпосылкою для его применения является условие, чтобы струя полностью расширялась в косом срезе, т. е. чтобы $\alpha_1 \leq 90^\circ - \varphi_2$ (см. выше).

Если на рис. 41 a означает радиальную высоту, b_2 — внутреннюю ширину канала, b_2' — ширину струи после отклонения, c_k — скорость звука, c_1 — скорость при выходе, v_k и v_2 — соответственные удельные объемы, то по уравнению непрерывности имеем

$$G_{\text{сек.}} = \frac{F_1 \cdot c_k}{v_k} = \frac{F_1' \cdot c_1}{v_2}$$

¹⁾ 1. с.

²⁾ Z. V. d. I., 1916, стр. 770.

³⁾ Z. V. d. I., 1916, стр. 648.

где $F_1 = a \cdot b_2$ и $F_1' = a \cdot b_2'$; следовательно

$$\frac{b_2 c_k}{v_k} = \frac{b_2' c_1}{v_2} \quad \text{и} \quad \frac{b_2'}{b_2} = \frac{c_k v_1}{c_2 v_k}$$

или, так как

$$\frac{b_2'}{\sin \alpha_1'} = \frac{b_2}{\sin \alpha_1}, \quad \frac{b_2'}{b_2} = \frac{\sin \alpha_1'}{\sin \alpha_1},$$

$$\frac{c_k v_1}{c_2 v_k} = \frac{\sin \alpha_1'}{\sin \alpha_1} \quad \text{и} \quad \sin \alpha_1' = \sin \alpha_1 \frac{v_2}{v_k} \cdot \frac{c_k}{c_1}. \quad (43)$$

Тогда отклонение равно $\omega = \alpha_1' - \alpha_1$.

Результаты вычисления отклонения по этому способу весьма близки к результатам измерения его или вычисления по способу Мейера.

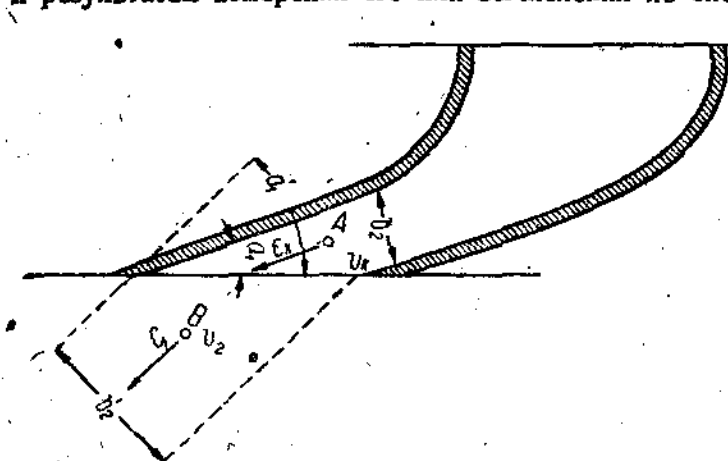


Рис. 41. Расчет отклонения струи.

Для недостаточно расширяющихся сопел отклонения тоже можно вычислять по уравнению (43), подставляя в него вместо c_k и v_k значения, соответствующие значению расширения пара.

Изменение давления в сопле Целли при скорости, превосходящей скорость звука, представлено на рис. 42 согласно данным Бэ-

ра¹⁾; пунктирные линии суть изобары. Мы видим, что в косом разрезе через струю возникают разности давлений. Они порождают разности в скоростях, а эти последние вызывают отклонение струи. Вследствие этого, как мы только что объяснили, ширина струи, а значит, и ее сечение увеличиваются, сопло действует как расширяющееся сопло и делает возможною скорость, которая превышает скорость звука (или такую, которая выше скорости, соответствующей наличному расширению сопла).

Скоростной коэффициент φ , согласно рис. 30 (стр. 33), определен для сопел с косым срезом; косой срез оказывает на коэффициент незначительное влияние. Этот последний главным образом зависит от состояния стенок и скорости. Поэтому сказанное вообще относительно сопел относится и к направляющему аппарату с косым срезом.

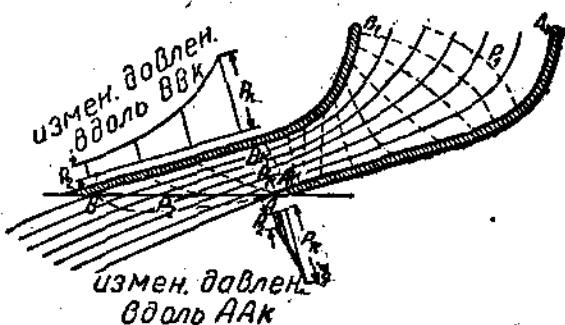


Рис. 42. Изменение давления и движения пара.

¹⁾ Z. V. d. L., 1916, стр. 645.

V. Превращение энергии в паровой турбине. Работа пара.

A. Главные разновидности паровых турбин.

Работоспособность пара (потенциальная энергия его) в паровых турбинах используется в виде кинетической энергии (энергии движения).

Для этого сперва должно произойти превращение потенциальной энергии давления пара в кинетическую энергию. Таким образом весь рабочий процесс в паровой турбине складывается из следующих двух частей:

1) превращение потенциальной энергии в кинетическую энергию, происходящее в направляющем аппарате (или отчасти также в рабочей лопатке), т. е. возникновение абсолютной скорости пара, и

2) передача энергии движения на рабочее колесо вследствие отклонения струи пара в рабочей лопатке, в которой благодаря этому возникает давление в виде усилия на ободе, создающее вращающий момент (или же, отчасти, вследствие того, что струя пара оказывает реакцию на рабочую лопатку при частичном своем расширении в ней).

Как уже упоминалось, превращение перепада в скорость может происходить либо полностью в направляющем аппарате (сопле или канале), либо отчасти в направляющей лопатке, а отчасти в рабочей лопатке. Соответственно с этим различают два рода паровых турбин:

1. Весь располагаемый перепад превращается в скорость в сопле или в направляющем канале; пар, расширенный до конечного давления, проходит через рабочую лопатку с постоянным давлением, одинаковым перед лопаткою и за нею. Это так называемые активные турбины, сходные с водяными активными турбинами. Относительная скорость пара не изменяется, если не говорить о потерях при его протекании, а поэтому входное и выходное сечения рабочего колеса одинаковы. На рабочую лопатку действует в качестве движущей силы давление отклоненной свободной паровой струи.

2. Только часть располагаемого перепада превращается в скорость в направляющей лопатке, другая же часть — в рабочей лопатке; поэтому пар поступает с избыточным давлением, действующим в зазоре между направляющей и рабочей лопаткой, в эту последнюю и расширяется в ней до конечного давления. Это так называемые реактивные турбины. В рабочей лопатке происходит, таким образом, прирост скорости, выходное сечение должно быть меньше входного. В качестве движущей силы на лопатку действует, кроме давления паровой струи, испытывающей ускорение в направляющей лопатке, еще и реакция этой струи, обусловленная расширением ее в рабочей лопатке; эта последняя действует, следовательно, наподобие направляющей лопатки. Изменение давления см. на рис. 66, стр. 60.

К активным турбинам возможен полный (по всей окружности) или же только частичный, парциальный подвод пара. В этом последнем случае пар заполняет только часть окружности. Реактивные турбины должны работать с полным подводом пара, ибо в противном случае, вследствие избыточного давления в зазоре, пар устремлялся бы по сторонам, поверх кромок лопаток, в соседние, не обтекаемые паром лопатки.

Если пар в турбине движется в осевом направлении, то турбина называется аксиальной; лопатки расположены тогда радиально на рабочем колесе. Но пар можно направлять также радиально — от середины к периферии или наоборот, и тогда перед нами радиальная турбина; у нее лопатки сидят на диске в осевом направлении. Как активные, так и реактивные турбины можно исполнять в виде аксиальных или радиальных

турбин. Радиальные турбины строятся реже¹⁾; большинство турбин принадлежат к типу аксиальных, и мы в дальнейшем будем говорить преимущественно об этом типе.

Наконец, использование всего перепада может происходить либо только в одной ступени, состоящей из одного направляющего и одного рабочего колеса, — таковы одноступенчатые турбины, либо в нескольких ступенях, и тогда перепад разделен на соответственное число частей, — это так называемые многоступенчатые турбины; у них каждая ступень состоит из направляющего и рабочего колеса. Реактивные турбины строятся только в виде многоступенчатых.

В. Активные турбины.

1. Отдаваемая энергия и мощность. Из направляющего аппарата, который расположен под углом α_1 к плоскости рабочего колеса, пар с действительной скоростью c_1 , созданной полным располагаемым перепадом, — с абсолютной входной скоростью поступает в рабочее колесо. По отношению к рабочей лопатке, движущейся с окружной скоростью u м/сек, пар имеет относительную входную скорость w_1 под углом входа в лопатку β_1 , причем w_1 и β_1 определяются из парал-

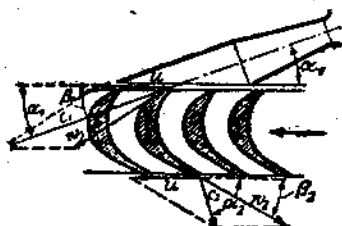


Рис. 43. Отдаваемая мощность.

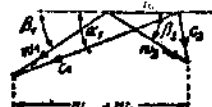


Рис. 44 и 45. Диаграммы скоростей.

лелограмма скоростей посредством разложения c_1 на u и w_1 (рис. 43). В рабочей лопатке струя отклоняется от направления β_1 , принимая направление угла выхода из лопатки β_2 , причем относительная скорость выхода w_2 , вследствие потерь в лопатке, меньше входной скорости w_1 . Имеем $w_2 = \psi w_1$, где ψ означает скоростной коэффициент.

При окружной скорости лопатки u из параллелограмма скоростей определяется абсолютная скорость выхода c_2 под углом α_2 . Она в лопатке не используется, т. е. теряется, но в известном размере должна существовать, чтобы отвести пар от лопатки.

Для простоты не вычерчивают полных параллелограммов скоростей и лопаток, согласно рис. 43, а строят только треугольники скоростей, причем у входа геометрически складывают — u с c_1 , чтобы получить w_1 , а у выхода — u с w_2 , чтобы получить c_2 . Треугольники у входа и у выхода изображают либо исходящими из одной точки (рис. 44), либо так накладываемыми на окружной скорости u , как это показано на рис. 45. Так как во многих случаях первый способ изображения нагляднее, то мы им будем пользоваться в дальнейшем.

Протекающий пар, вследствие отклонения в рабочей лопатке, производит на нее давление, как это объяснено было в разделе III, стр. 20, и это давление может быть вычислено, как это указано там же. Составляющая

¹⁾ В Германии, кроме турбин „Электра“ (активные, фирмы Кюкле, Копп и Кауш, в Франкентале, для малых мощностей), строятся с некоторых пор машиностроительным заводом Аугсбург-Нюрнберг сконструированные в Швеции турбины Югстрема (Svenska Turbinfabriks Aktiebolaget Ljungström, Finspong, близ Стокгольма) по реактивному принципу с вращающимися в разные стороны колесами, несущими направляющие и рабочие лопатки. Несколько раньше строились турбины Эйермана. Завод, строивший их (Ф. Свидерски, в Лейпциге), в настоящее время не существует.

результатирующего давления в направлении окружной скорости — это усилие на ободе, благодаря которому рабочей лопатке вследствие ее движения передается мощность на ободе.

Мощность на ободе можно, однако, вывести и проще, согласно закону импульса силы, как это показал Стодола.

Материальная точка m , на которую действует постоянная сила P , испытывает в направлении этой силы ускорение $b = \frac{P}{m}$ и спустя t сек., если начальная скорость равна была w_a , достигает скорости

$$w = w_a + b \cdot t = w_a + \frac{P}{m} \cdot t \text{ м/сек,}$$

откуда

$$m(w - w_a) = P \cdot t.$$

Левая сторона этого уравнения выражает приращение количества движения (произведения из массы на скорость) вследствие действия силы в ее собственном направлении. Это приращение равно образующему правую часть уравнения произведению из силы на время действия этой последней, т. е. равно импульсу силы.

Если приложить этот закон к лопатке, то P представляет собою усилие на ободе, а w имеет направление u . В лопатку поступает масса m с относительной составляющей по касательной к окружности $w_{1u} = w_1 \cos \beta_1$ (рис. 44), направленной влево, и покидает лопатку с относительной составляющей $w_{2u} = w_2 \cos \beta_2$, направленной вправо. Следовательно, скорость изменяется от $+w_{1u}$ до 0 и затем до $-w_{2u}$, т. е. на $w_{1u} - (-w_{2u}) = w_{1u} + w_{2u}$, между тем как сила P действует на протяжении 1 сек. Подставив эти значения в вышеприведенное уравнение ($t = 1$ сек.), имеем

$$P \cdot 1 = m (w_{1u} + w_{2u}),$$

и так как на окружности, где действует P , скорость равна u м/сек, то мощность равна

$$P \cdot u = m (w_{1u} + w_{2u}) \cdot u \text{ кгм.}$$

Для 1 кг пара с массой $m = \frac{1}{g}$ мощность на ободе равна

$$L_u = P \cdot u = \frac{u}{g} (w_{1u} + w_{2u}) \text{ кгм/кг}^1)$$

или

$$L_u = \frac{u}{g} (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) \text{ кгм/кг.} \quad (44)$$

Таким образом мощность на ободе главным образом зависит от окружной скорости, которую в принципе можно выбрать произвольно.

Для выбора окружной скорости u важно выяснить, как изменяется мощность в зависимости от u и когда достигается максимальное значение мощности.

Теоретически мощность при определенной окружной скорости максимальна, когда угол α_1 , а значит, и углы β_1 и β_2 бесконечно малы, как это видно

¹⁾ L_u представляет собою, в сущности, работу, а не мощность; но так как количество работающего в турбине пара указывается в кг/сек, то это же выражение действительно для мощности в кгм/сек.

из рис. 44. При таких условиях все скорости имели бы направление окружной скорости, и мы имели бы при отсутствии потерь в лопатке ($\psi=1$)

$$w_1 = c - u = w_2 = w_{1u} = w_{2u},$$

$$L_u = P \cdot u = \frac{2u}{g} (c_1 - u) \text{ кгм/кг.}$$

Таким образом учитывать влияние углов нам покамест не приходится. Начиная от $u=0$, выражение: $2(c_1 - u):g = P$ постепенно убывает вследствие уменьшения относительной скорости $c_1 - u = w_1$, но L_u вместе с u сперва возрастает, так как рост u одерживает верх. Однако, когда u настолько увеличивается, что величина $c_1 - u$ становится очень малой, то L_u снова убывает и при $u=c_1$ опять обращается в нуль. Между этими пределами L_u должна иметь максимальное значение, при таком значении u , для которого

$$\frac{d}{du} (c_1 - u) u = 0 \quad \text{или} \quad \frac{d}{du} (c_1 u - u^2) = 0,$$

так что

$$c_1 - 2u = 0 \quad \text{или} \quad u = \frac{c_1}{2}, \quad \frac{u}{c_1} = 0,5.$$

Следовательно, при очень малых углах мощность на ободе была бы максимальной, если бы окружную скорость сделать равной половине скорости пара c_1 . После подстановки имеем

$$L_{u \max} = \frac{2}{g} \left(c_1 - \frac{c_1}{2} \right) \frac{c_1}{2} = \frac{c_1^2}{2g}$$

или, если не предполагать потерь и в сопле, т. е. если $c_1 = c_0$,

$$L_{u \max} = \frac{c_0^2}{2g} = L,$$

т. е. равна находящейся в распоряжении энергии.

2. Коэффициент полезного действия на ободе. У не имеющей потерь турбины коэффициент полезного действия на ободе $\eta_u = \frac{L_u}{L}$, как и надо было ожидать, равен 1.

Если найти коэффициент полезного действия на ободе

$$\eta_u = \frac{L_u}{L} = \frac{\frac{2}{g} \cdot (c_1 - u) \cdot u}{\frac{c_1^2}{2g}} = \frac{4u(c_1 - u)}{c_1^2} = 4 \frac{u}{c_1} \left(1 - \frac{u}{c_1} \right)$$

для различных значений u и u/c_1 и графически представить η_u в зависимости от u/c_1 , то получается парабола (верхняя кривая на рис. 46) с вершиною при $u/c_1 = 0,5$; параболическое изменение коэффициента полезного действия (и кривой мощности) видно из формы уравнения для L_u .

Так как в действительности углы должны иметь конечную величину и возникают потери, то достижимая мощность меньше. Для коэффициента полезного действия на ободе в общей форме, при L_u по уравнению (44), стр. 43, действительно выражение

$$\eta_u = \frac{L_u}{L} = \frac{u}{g} (w_{1u} + w_{2u}) : \frac{c_0^2}{2g} = \frac{2u}{c_0^2} (w_{1u} + w_{2u}). \quad (45)$$

Зависимость от величины u , от α_1 и от скоростных коэффициентов φ и ψ можно найти следующим образом.

Согласно рис. 44 (стр. 42) имеем:

$$w_{1u} = w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u,$$

$$w_{2u} = w_2 \cos \beta_2 = \psi w_1 \cos \beta_2$$

и, взяв w_1 из первого уравнения,

$$w_{2u} = \psi \frac{c_1 \cos \alpha_1 - u}{\cos \beta_1} \cdot \cos \beta_2.$$

При $c_0 = c_1/\varphi$ после подстановки в уравнение (45) получаем:

$$\eta_u = 2 \frac{u}{c_1} \varphi^2 \left[(c_1 \cos \alpha_1 - u) + (c_1 \cos \alpha_1 - u) \cdot \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right]$$

или по преобразованию

$$\eta_u = 2 \frac{u}{c_1} \varphi^2 \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (46)$$

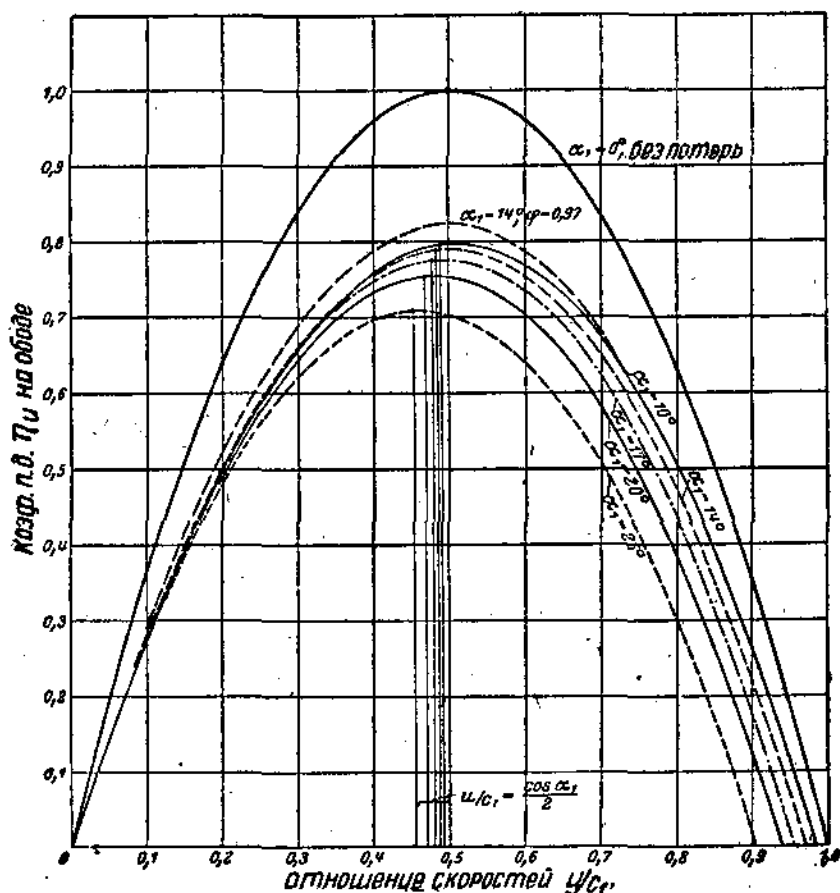


Рис. 46. Коэффициент полезного действия на ободе.

Если $\beta_1 = \beta_2$, как это часто практикуется, то получается

$$\eta_u = 2 \frac{u}{c_1} \varphi^2 \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) (1 + \psi). \quad (46a)$$

При заданных значениях α_1 , φ и ψ коэффициент полезного действия η_u зависит только от отношения скоростей $\frac{u}{c_1}$, причем при $u=0$ или $\frac{u}{c_1}=0$ получается $\eta_u=0$; по мере возрастания u коэффициент полезного действия η_u возрастает, а затем снова убывает, ибо при $\frac{u}{c_1}=\cos \alpha_1$ и $u=c_1 \cos \alpha_1$ он снова равен нулю. Максимальное значение η_u достигается при том значении u/c_1 , при котором

$$\frac{d}{du} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) \frac{u}{c_1} = 0 \quad \text{или} \quad \frac{d}{du} \left(\frac{u}{c_1} \cos \alpha_1 - \frac{u^2}{c_1^2} \right) = 0,$$

откуда

$$\frac{\cos \alpha_1}{c_1} - \frac{2u}{c_1^2} = 0 \quad \text{или} \quad \frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}.$$

Таким образом коэффициент полезного действия на ободе достигает максимума при

$$u = c_1 \frac{\cos \alpha_1}{2},$$

т. е. при несколько меньшей величине u , чем у не имеющей потерь турбины. Сообразно с этим имеем

$$\eta_{u \max} = \frac{\varphi^2}{2} \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \cos^2 \alpha_1. \quad (46b)$$

При неизменных c_1 , α_1 , φ и ψ , если угол β_1 всегда выбран для безударного входа пара, уравнение (46b) представляет собою уравнение параболы.

Если найти коэффициенты полезного действия для различных углов α_1 по уравнению (46) при одной и той же величине φ , но величинах ψ , соответствующих углам β_1 и β_2 (см. стр. 66), и отложить их в зависимости от u/c_1 , то получаются различные параболы, выражающие зависимости от угла α_1 . На рис. 46 показаны кривые для $\varphi=0,95$, $\beta_1=\beta_2$, изменяющегося в соответствии с этими углами ψ и для $\alpha_1=10^\circ, 14^\circ, 17^\circ, 20^\circ$ и 25° .

Отсюда видно, что коэффициент полезного действия на ободе и его достигнутый максимум уменьшаются по мере увеличения угла сопла α_1 . Только при небольших значениях u/c_1 этот максимум для $\alpha_1=14^\circ$ несколько больше, чем для $\alpha_1=10^\circ$.

Далее на рис. 46 отложены значения коэффициента полезного действия на ободе для $\alpha_1=14^\circ$ и $\varphi \neq 0,97$. Сравнив их с значениями для $\varphi=0,95$, мы видим влияние скоростного коэффициента направляющего аппарата φ .

3. Использование выходной скорости пара. Когда у многоступенчатых активных турбин выходная скорость пара из рабочего колеса c_2 используется в направляющем аппарате следующей ступени, то теряется только энергия выхода пара из последней ступени; начиная со второй ступени, энергия выхода из предыдущей ступени повышает скорость c_1 , и мы имеем, как при учете начальной скорости c согласно уравнению (28),

$$c_0 = \sqrt{2gL + c^2}, \\ c_1 = \varphi \sqrt{2gL + c^2},$$

где $L = h/A$ означает работоспособность, эквивалентную адиабатическому перепаду рассматриваемой ступени. Если c или c'_2 означает скорость выхода из предыдущей ступени (рис. 47), то из указанного уравнения ($c'_2 = c$) следует:

$$L = (c_0^2 - c_2'^2) \frac{1}{2g} = \left(\frac{c_1^2}{\varphi^2} - c_2'^2 \right) \frac{1}{2g} \quad (47)$$

и коэффициент полезного действия на ободе при использовании энергии выхода пара, в связи с выражением для L_u по уравнению (44) и только что приведенным выражением для L , равен:

$$\eta_{na} = \frac{L_u}{L} = \frac{\frac{u}{g} \cdot (w_{1u} + w_{2u})}{\frac{c_0^2 - c_2'^2}{2g}} =$$

$$= \frac{\frac{u}{g} (w_{1u} + w_{2u})}{\frac{c_0^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{c_2'}{c_0} \right)^2 \right]} = \frac{2u}{c_0^2} \frac{(w_{1u} + w_{2u})}{1 - \left(\frac{c_2'}{c_0} \right)^2}$$

Но числитель выражает собою коэффициент полезного действия на ободе η_u без использования энергии выхода пара [ср. уравнение (45)], так что

$$\eta_{na} = \frac{\eta_u}{1 - \left(\frac{c_2'}{c_0} \right)^2}.$$

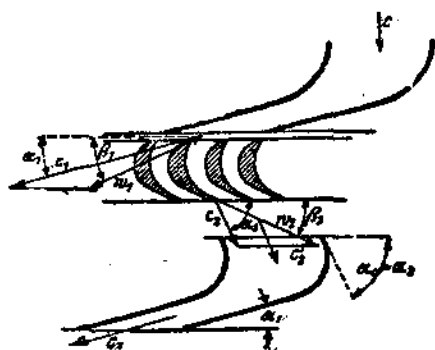


Рис. 47. Использование выходной скорости.

(48)

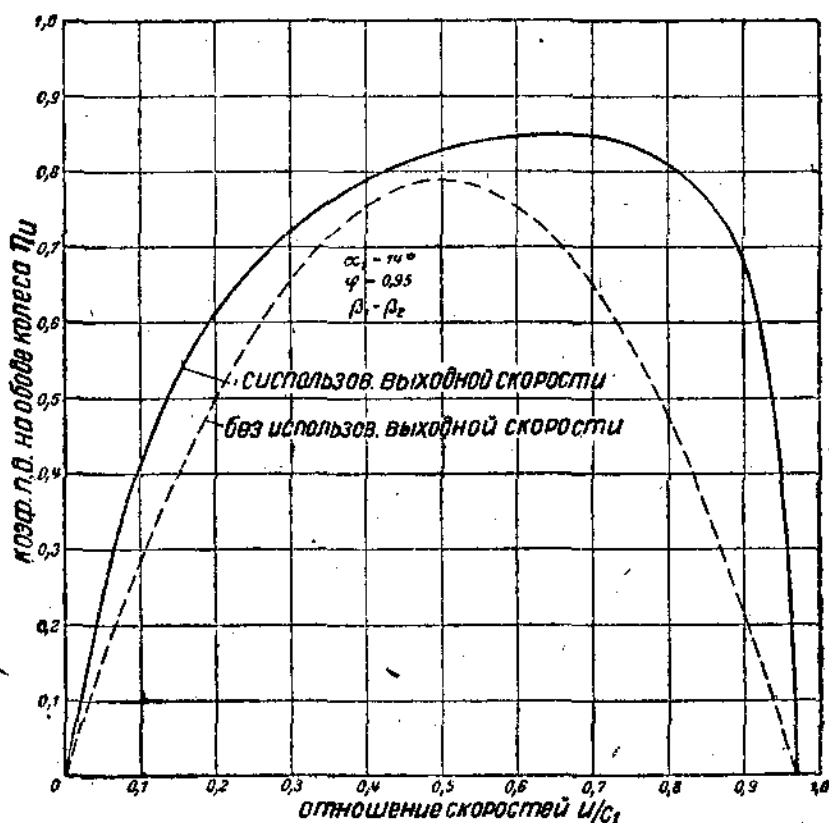


Рис. 48. Коэффициент полезного действия на ободе при использовании выходной скорости.

Итак, в случае использования энергии выхода пара коэффициент полезного действия на ободу при той же скорости пара c_0 всегда выше, чем без использования выходной скорости, поэтому всегда следует стремиться к использованию этой последней (ср. потерю при выходе, стр. 67).

В связи с уравнением (46) имеем:

$$\eta_{из} = \frac{2 \varphi^2 \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) \left(1 + \varphi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right)}{1 - \left(\varphi \frac{c_2'}{c_1} \right)^2} \quad (48a)$$

На рис. 48 представлены в зависимости от $\frac{u}{c_1}$ коэффициенты полезного действия $\eta_{из}$ без использования (пунктиром) и $\eta_{из}$ с использованием энергии выхода (сплошными линиями) для $\varphi = 0,95$, $\alpha = 14^\circ$, $\beta_1 = \beta_2$ и изменяющихся в соответствии с этими углами β значений ψ ; отсюда видно повышение коэффициента полезного действия, обусловленное использованием скорости выхода пара. Кривая для $\eta_{из}$ отступает от формы параболы, более пологий характер ее вершины выгоден, так как тогда при изменениях скорости коэффициент полезного действия вблизи своего максимума изменяется мало. Впрочем, наиболее благоприятное значение $\frac{u}{c_1}$ расположено выше, чем без использования энергии выхода и примерно равно $\frac{u}{c_1} = 0,65$.

Согласно уравнению (48) $\eta_{из}$ тем выше, чем больше c_2' ; отсюда нельзя, однако, сделать тот вывод, что выходная скорость должна быть как можно больше, ибо если увеличение скорости c_2 покупается ценою уменьшения окружной скорости u , то $\eta_{из}$ уменьшается, а значит уменьшается и $\eta_{из}$, несмотря на меньший знаменатель.

Если используется только часть e выходной скорости пара, то получается

$$\eta_{из} = \frac{\eta_{из}}{1 - \left(\frac{e c_2' \varphi}{c_1} \right)^2} \quad (48b)$$

Частичное использование происходит не только в тех случаях, когда расстояние между рабочей лопаткой и следующей направляющей лопаткой велико, так что вследствие вихрей возникают потери, или когда подвод пара не полный и возрастает, но и в тех, когда входная кромка направляющей лопатки не соответствует направлению струи. Чтобы она соответствовала этому направлению, недостаточно соблюсти равенство углов $\alpha_0 = \alpha_2$ на рис. 47: кромка не должна косо разрезать струю (см. стр. 166). Далее, надо считаться с тем, что φ может несколько уменьшиться вследствие изгиба паровой струи в направляющей лопатке и повышения скорости пара; однако об этих влияниях никаких надежных данных не имеется. По мнению Стодола можно основывать расчет на тех же значениях φ , каковы значения ψ у реактивных турбин; активная турбина с использованием энергии выхода пара имеет в этом отношении известное сходство с реактивной турбиной.

С. Реактивные турбины.

1. Отдаваемая энергия и мощность. В направляющей лопатке, имеющей сходную с рабочей лопаткой форму (или такую же форму) и расположенной под углом α_1 к плоскости рабочего колеса (рис. 49), пар расширяется от начального давления p только до давления в зазоре p_1 (рис. 50), причем в скорость превращается только соответствующий этому перепаду давления теп-

ловой перепад $i - i_1$ и достигается абсолютная скорость входа пара c_1 . Так как значение c_1 здесь меньше, чем у активных турбин, то следует всегда учитывать начальную скорость c или скорость c_2' при выходе пара из предыдущей ступени.

В рабочую лопатку, движущуюся с окружной скоростью u , пар поступает с определяемой параллелограммом скоростей (рис. 49) относительной входной скоростью w_1 под углом входа β_1 , и эта последняя, как и у активных турбин, вследствие отклонения струи передает энергию рабочему колесу. Дальнейшее расширение от p_1 до конечного давления происходит в рабочей лопатке. Вследствие этого скорость w_1 , которая должна была бы уменьшиться от потерь, повышается до относительной скорости выхода пара w_2 под углом выхода β_2 . Вследствие расширения на лопатку производится реакция (см. стр. 22), и ей передается энергия. Геометрическое сложение w_2 и окружной скорости u дает

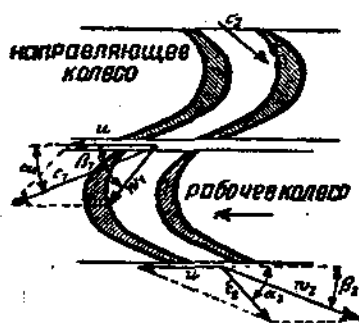


Рис. 49. Реактивное действие.

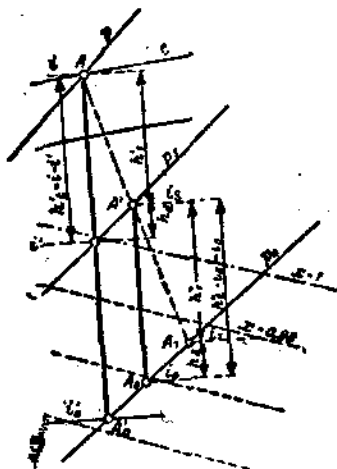


Рис. 50. Реактивное действие на диаграмме ls .

в параллелограмме скоростей абсолютную скорость выхода пара c_2 под углом α_2 , используемую в следующей лопатке (где мы будем ее обозначать через c_2').

На диаграмме скоростей треугольник у входа и треугольник у выхода строятся так же, как для активных турбин, но только $w_2 > w_1$, причем w_2 определяется так же, как c_1 , из преобразуемого в лопатке перепада с учетом начальной скорости w_1 по уравнению (28), стр. 23.

Если через c_2' обозначить используемую скорость выхода пара из предыдущей рабочей лопатки, то для направляющей лопатки теоретическая мощность равна:

$$L' = \frac{c_0^2 - c_2'^2}{2g} = \frac{i - i'}{A} = \frac{h_i'}{A} \text{ ккал/кг,}$$

где i' означает теплосодержание в конце адиабатического расширения до давления в зазоре p_2 (рис. 50), а h_i' — соответствующий адиабатический перепад. При значениях $c_1 = \varphi c_0$, $c_0 = c_1/\varphi$ из указанного уравнения вытекает

$$c_1 = \varphi \sqrt{2g \frac{h_i'}{A} + c_2'^2}$$

или

$$h_i' = i - i' = \frac{A}{2g} \left(\frac{c_1^2}{\varphi^2} - c_2'^2 \right) \text{ ккал/кг.} \quad (49)$$

Потерей в направляющей лопатке (сопле) $h_d = A (c_0^2 - c_1^2) : 2g$ определяется конечное состояние A' при выходе из направляющей лопатки с теплосодержанием i_s (рис. 50).

Подобным же образом для рабочей лопатки, в которой происходит расширение от p_s до p_0 , получается при отсутствии потерь

$$L'' = \frac{w_0^2 - w_1^2}{2g} = \frac{i_s - i_0}{A} = \frac{h_i''}{A},$$

где w_0 означает достигнутую скорость при адиабатическом расширении; потеря в зазоре при этом не учтена. При $w_2 = \psi w_0$, $w_0 = w_2/\psi$

$$w_2 = \psi \sqrt{\frac{2g}{A} (i_s - i_0) + w_1^2}$$

или

$$h_i'' = i_s - i_0 = \frac{A}{2g} \left(\frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2 \right). \quad (49a)$$

Тогда располагаемый общий перепад равен

$$h_t = h_i' + h_i'' = \frac{A}{2g} \left(\frac{c_1^2}{\varphi^2} - c_2^2 + \frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2 \right). \quad (49b)$$

Конечное состояние в связи с потерями в лопатке

$$h_s = A (w_0^2 - w_2^2) : 2g = i_1 - i_0$$

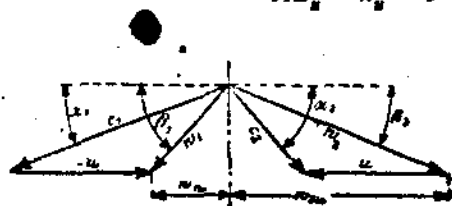
определяется точкой A_1 (рис. 50).

При осуществляемой практически в большинстве случаев половинной степени реакции (т. е. распределении перепада поровну между направляющей и рабочей лопаткой, так что $h_i' = h_i'' = i - i' = i_s - i_0$) получается $c_1 = w_0$, $c_2 = w_1$, $\varphi = \psi$ (равенство треугольников скоростей) и

$$h_t = \frac{A}{g} \left(\frac{c_1^2}{\varphi^2} - w_1^2 \right) = AL. \quad (49c)$$

Действительно, используемый перепад, т. е. мощность на ободу, равен

$$AL_u = h_u = i - i_1 = \frac{A}{g} (c_1^2 - w_1^2) \text{ кал/кг.} \quad (50)$$



$$L_u = \frac{(w_1^2 - w_2^2)}{g} \text{ кгм/кг.} \quad (50a)$$

Но мощность на ободу можно так же, как и у активных турбин, определить по диаграмме скоростей (рис. 51):

$$L_u = \frac{u}{g} (w_{1u} + w_{2u}) \text{ кгм/кг}$$

Рис. 51. Диаграмма скоростей.

и при

$$w_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 - u, w_{2u} = w_2 \cos \beta_2 = c_1 \cos \alpha_1$$

$$L_u = \frac{u}{g} (2c_1 \cos \alpha_1 - u) \text{ кгм/кг.} \quad (51)$$

Таким образом для определения мощности на ободе нет надобности предварительно составлять диаграмму скоростей: при заданных c_1 и α_1 нужно только подставить выбранное значение u .

Взяв производную $\frac{d}{du} L_u$ и приравняв ее нулю, мы приходим к выводу, что L_u имеет максимум при $u = c_1 \cos \alpha_1$, $\frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1$ (т. е. при вертикальном выходе $\alpha_2 = \beta_1 = 90^\circ$), так что

$$L_{u \max} = \frac{c_1^2 \cos^2 \alpha_1}{g}. \quad (51a)$$

2. Коэффициент полезного действия на ободе. С учетом углов и потерь имеем по уравнениям (49) и (50):

$$\eta_u = \frac{L_u}{L} = \frac{h_u}{h_t} = \frac{c_1^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$$

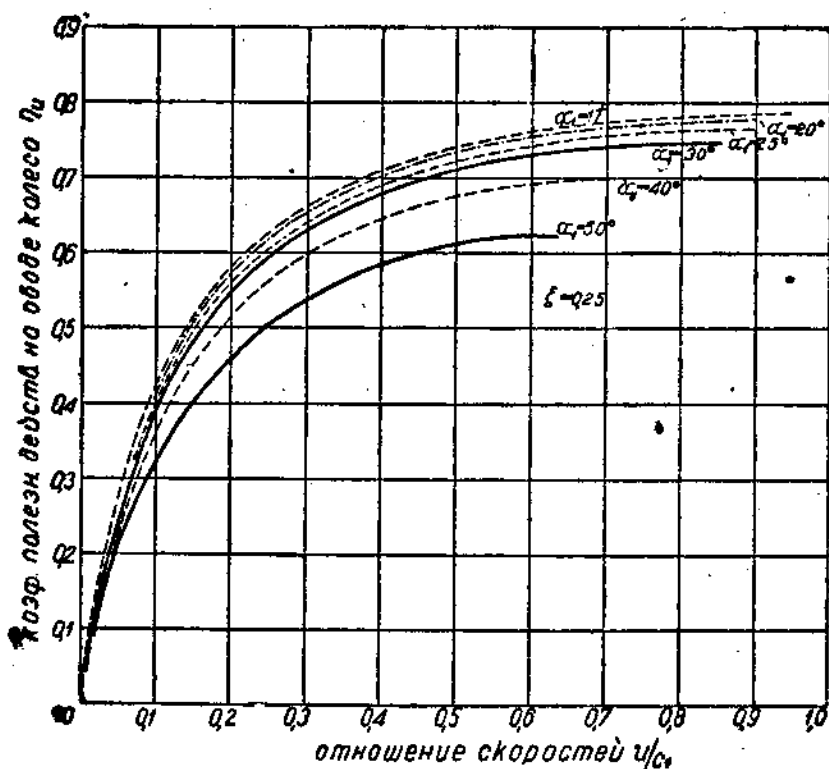


Рис. 52. Коэффициент полезного действия на ободе при реакциях.

и при $w_1^2 = c_1^2 - 2c_1 u \cdot \cos \alpha_1 + u^2$ по диаграмме скоростей (рис. 51) и $\frac{1}{\psi^2} - 1 = \xi$

$$\eta_u = \frac{\frac{u}{c_1} \left(2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right)}{\frac{u}{c_1} \left(2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) + \xi} \quad (52)$$

При неизменном коэффициенте потери ζ и неизменном угле α_1 коэффициент полезного действия η_u зависит только от отношения скоростей $\frac{u}{c_1}$. При $u=0$, т. е. при $\frac{u}{c_1}=0$, он тоже равен нулю, а затем поднимается до максимума, который, как и для мощности на ободе, достигается при $\frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1$ и равен

$$\eta_{u \max} = \frac{\cos^3 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1 - \zeta} \quad (52a)$$

Таким образом наивыгоднейшее значение окружной скорости здесь вдвое больше, чем у активных турбин.

На рис. 52 представлены значения коэффициента полезного действия на ободе для различных углов α_1 , причем β_1 всегда выбран для безу-

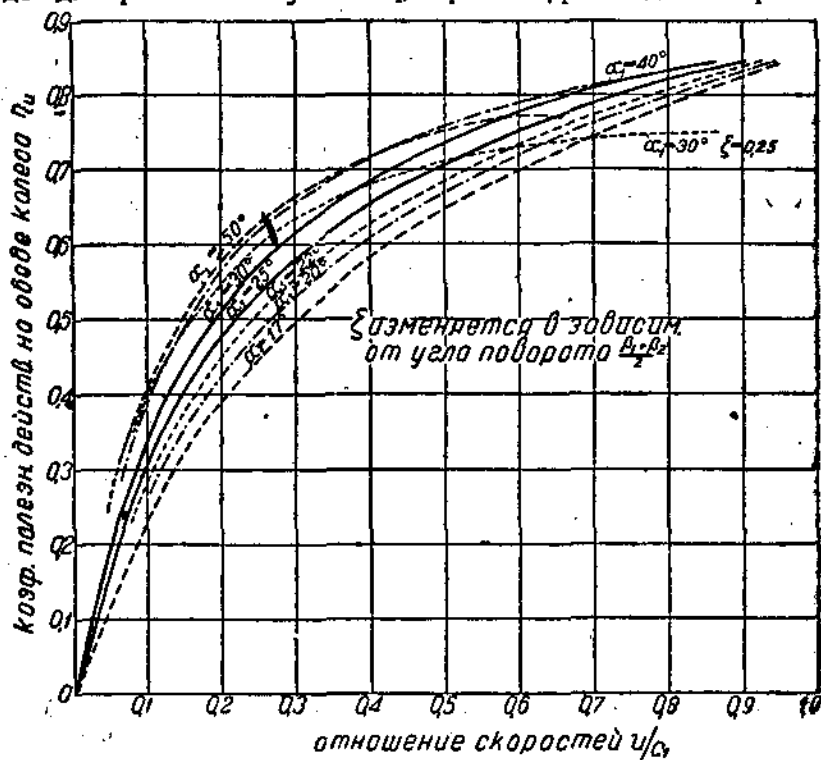


Рис. 53. Коэффициенты полезного действия на ободе (реакция).

дарного входа в рабочую лопатку, а для коэффициента потерь неизменно принималось $\zeta = 0,25$ ($\psi = 0,895$). Коэффициент полезного действия возрастает очень быстро и затем на протяжении большого участка $\frac{u}{c_1}$ изменяется мало.

Так как ψ , а значит, и ζ зависят, очевидно, от угла поворота, как и у активных турбин, то кривые коэффициентов полезного действия на ободе имеют несколько иной характер, чем на рис. 52. Если считать ψ изменяющимся согласно рис. 79 (стр. 66) вместе с $(\beta_1 + \beta_2):2$, то для различных углов α_1 получаются представленные на рис. 53 кривые коэффициентов полезного действия; они в меньшей степени изогнуты, чем при неизменном ψ или ζ . Для сравнения представлена также для $\alpha_1 = 30^\circ$ кривая коэффициента полезного действия при неизменном $\zeta = 0,25$.

D. Радиальные турбины.

Между тем как у аксиальных турбин для проходящей через рабочую лопатку частицы пара окружная скорость остается без изменения (для других частиц она иная и для всей лопатки измеряется на средней линии потока, на расчетной окружности), у радиальных турбин окружная скорость изменяется от некоторого значения u_1 при входе до значения u_2 при выходе из лопатки (рис. 54).

Мощность на ободе всего проще определить с помощью закона площадей, как это предложил Фенпль¹⁾: „для точки или группы точек статический момент силы (вращающий момент) равен изменению во времени статического момента количества движения (момента импульса)“.

Материальная частица dM входит в рабочую лопатку с абсолютной скоростью c_1 и покидает ее с абсолютной скоростью c_2 . Составляющая скорости по касательной к окружности изменяется при этом от $c_1 \cos \alpha_1$, проходя через нуль, до $c_2 \cos \alpha_2$, количество движения — на

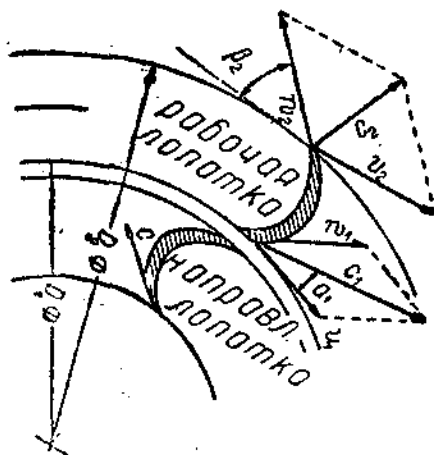


Рис. 54. Радиальная турбина.

$$dM [c_1 \cos \alpha_1 - (-c_2 \cos \alpha_2)] = dM (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)$$

и момент количества движения (момент импульса) — на

$$dM (r_1 c_1 \cos \alpha_1 + r_2 c_2 \cos \alpha_2),$$

где r_1 , r_2 означают расстояния входной или выходной кромок лопатки от оси вращения.

Если $m = \frac{dM}{dt}$ означает массу пара, протекающего через лопатку в единицу времени, то отдаваемый лопаткам вращающий момент (момент импульса) равен:

$$M = \frac{dM}{dt} (r_1 c_1 \cos \alpha_1 + r_2 c_2 \cos \alpha_2) = m (r_1 c_1 \cos \alpha_1 + r_2 c_2 \cos \alpha_2).$$

При угловой скорости ω и $r_1 \omega = u_1$, $r_2 \omega = u_2$ получается мощность на ободе

$$L_n = M \omega = m (c_1 u_1 \cos \alpha_1 + c_2 u_2 \cos \alpha_2)$$

или для 1 кг пара в секунду, масса которого равна $m = \frac{1}{g}$,

$$L_n = \frac{1}{g} (u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2). \quad (53)$$

У радиальной турбины нельзя непосредственно подставлять относительные скорости вместо абсолютных, как у турбин аксиальных [см. уравнение (44) на стр. 43].

Если требуется ввести относительные скорости, то согласно рис. 54

$$c_1 \cos \alpha_1 = w_1 \cos \beta_1 + u_1, \quad c_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos \beta_2 - u_2$$

¹⁾ Föppl, Technische Mechanik, Bd. IV.

и путем подстановки в уравнение (53) получаем:

$$L_a = \frac{1}{g} (u_1 w_1 \cos \beta_1 + u_1^2 + u_2 w_2 \cos \beta_2 - u_2^2)$$

или

$$L_a = \frac{1}{g} \{u_1 w_1 \cos \beta_1 + u_2 w_2 \cos \beta_2 - (u_2^2 - u_1^2)\},$$

$$L_a = \frac{1}{g} (u_1 w_{1a} + u_2 w_{2a}) - \frac{1}{g} (u_2^2 - u_1^2). \quad (53a)$$

При $u_1 = u_2$ уравнения (53), (53a) переходят в уравнения для аксиальных турбин.

У радиальных турбин частицы пара подвержены влиянию центробежной силы, которую нужно учесть; если r означает расстояние материальной частицы m от оси вращения при угловой скорости ω , то центробежная сила равна $mr\omega^2$, и работа вдоль элемента пути dr равна $mr\omega^2 dr$, так что для всей лопатки

$$\int_1^2 mr\omega^2 dr = \frac{m}{2} (r_2^2 \omega_2^2 - r_1^2 \omega_1^2) = \frac{m}{2} (u_2^2 - u_1^2)$$

и для 1 кг

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}.$$

Второй член уравнения (53a) равен, таким образом, двукратной работе центробежной силы.

У турбин с одной только ступенью можно в большинстве случаев пренебречь работою центробежной силы, так как при незначительной ширине лопатки $r_2 - r_1$ окружные скорости u_1 и u_2 мало разнятся между собою. Так именно складываются обстоятельства для тех радиальных активных турбин, которые до настоящего времени построены.

У реактивных турбин, непременно многоступенчатых, преобразуемый в направляющей лопатке перепад [см. уравнение (48) на стр. 47] равен:

$$h'_t = \frac{A}{2g} \left(\frac{c_1^2}{\varphi^2} - c_2^2 \right),$$

а перепад, преобразуемый в рабочей лопатке, с учетом работы центробежной силы, равен:

$$h''_t = \frac{A}{2g} \left[\frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2 - (u_2^2 - u_1^2) \right].$$

Таким образом, находящийся в распоряжении для одной ступени перепад равен:

$$h_t = \frac{A}{2g} \left[\frac{c_1^2}{\varphi^2} - c_2^2 + \frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2 - (u_2^2 - u_1^2) \right].$$

Можно считать $c_2' = c_2$; тогда, имея в виду, что

$$c_2^2 = u_2^2 + w_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2,$$

получаем:

$$h_t = \frac{A}{2g} \left[\frac{c_1^2}{\varphi^2} + w_2 \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) - w_1^2 - 2u_2^2 + 2u_2 w_2 \cos \beta_2 + u_1^2 \right].$$

Опять-таки положив

$$\varphi = \phi \text{ и } \frac{1}{\phi^2} - 1 = \zeta, \quad \frac{1}{\varphi^2} = \zeta + 1,$$

имеем

$$h_i = \frac{A}{2g} [(1 + \zeta) c_1^2 + \zeta w_2^2 - w_1^2 + 2u_2 w_2 \cos \beta_2 - 2u_2^2 + u_1^2]. \quad (54)$$

VI. Способы понижения наивыгоднейшей окружной скорости.

А. Классификация (типы) турбин.

Наивыгоднейшая окружная скорость u , при которой получается наивысший коэффициент полезного действия на ободе, равна у активных турбин

$u = c_1 \cos \frac{\alpha_1}{2}$, у реактивных $u = c_1 \cos \alpha_1$, т. е. приблизительно равна у пер-

вых половинной, у вторых — полной скорости пара. Скорость пара определяется тепловым перепадом по уравнению (30), стр. 23, и нередко достигает величины, значительно превышающей скорость полета снаряда. Так, например, при тепловом перепаде $h_i = 100$ кал/кг и при $\varphi = 0,95$, $c_1 = 91,5 \varphi$

$\sqrt{h_i} = 91,5 \cdot 0,95 \sqrt{100} = 870$ м/сек или при $h_i = 200$ кал/кг $c_1 = 1230$ м/сек

Соответственные наивыгоднейшие окружные скорости равнялись бы при угле сопла 20° для активных турбин $u = 407$ м/сек или $u = 577$ м/сек.

Такие значения совершенно недопустимы в виду воздействий на материал, которые бы производила центробежная сила. Независимо от этого, при практически пригодном диаметре колеса (диаметре окружности по средней линии потока) число оборотов было бы очень велико, так как между окружной

скоростью, числом оборотов и диаметром существует соотношение $u = \frac{\pi D n}{60}$.

Так, например, при $D = 1,2$ м и приведенных выше окружных скоростях число оборотов равнялось бы $n = 6490$ и 9190 в минуту и было бы в большинстве случаев чрезмерно; наоборот, для практически наивыгоднейшего числа оборотов, например $n = 3000$ в мин., надо было бы иметь диаметры $D = 2,59$ м и $3,68$ м, и получились бы непомерно крупные турбины, особенно при малых мощностях.

Впрочем, выбор u определяется не только коэффициентом полезного действия на ободе, но и потерями, которые изменяются заодно с мощностью (будучи отнесены к 1 кг пара) и требуют меньшего значения для наивыгоднейшей окружной скорости.

Если окружная скорость, приводящая к наилучшему коэффициенту полезного действия, не выходит за пределы, полагаемые прочностью материалов, то диаметр рабочего колеса можно уменьшить, прибегнув к большему числу оборотов, причем число оборотов можно понизить до желательного значения с помощью зубчатой передачи, как это делал де Лаваль. От этого, однако, не изменяется окружная скорость рабочего колеса. Поэтому одноступенчатые активные турбины применимы только при небольшом тепловом перепаде, реактивные же турбины вообще не исполняются одноступенчатыми, так как у них наивыгоднейшая окружная скорость еще выше.

Для понижения окружной скорости существуют два средства: 1) ступени скорости и 2) ступени давления (многоступенчатые турбины).

В. Ступени скорости.

Весь перепад превращается в скорость c_1 в одном направляющем аппарате и поступает в движущуюся с желательной окружной скоростью рабочую лопатку, где используется только часть скорости, так что пар покидает эту

лопатку с большою еще скоростью c_2 ; затем он переводится неподвижной направляющей лопаткою приблизительно в первоначальное направление и снова используется во втором венце рабочих лопаток, после чего может быть переведен в третий венец и т. д., пока не достигнет умеренной выходной скорости (рис. 55, на рисунке представлены только две ступени скорости). Таким образом скорость пара используется в нескольких ступенях, называемых поэтому ступенями скорости.

На рис. 55, помимо разрезов через лопатки, представлены также изменения давления и скорости.

Так как делить скорость на ступени можно только при свободной струе (без изменения давления), то средство это к реактивным турбинам неприменимо.

По большей части два или несколько венцов с рабочими лопатками (две, три и т. д. ступени скорости) расположены на ободе одного и того же рабочего колеса с соответственно уширенным венцом (рис. 55). Это так называемая двух-, трех- и т. д. венцовое колесо Кертиса (названное так по имени американца Кертиса). Направляющие лопатки надлежащим образом укреплены в корпусе турбины (см. рис. 358), угол входа должен быть равен углу абсолютной скорости выхода из предыдущей рабочей лопатки α_2 , угол выхода равен углу α'_1 следующей рабочей лопатки, который равен или несколько больше угла α_1 предыдущей направляющей лопатки или угла сопла. Вследствие потерь в направляющей лопатке скорость в ней понижается от c_2 до $c'_1 = \psi_\alpha c_2$, причем ψ_α означает скоростной коэффициент согласно рис. 79 (стр. 66), соответствующий углам α_2 и α'_1 . Диаграмму скоростей для двух ступеней скорости изображает рис. 56. При обозначениях этого рисунка мощность на ободе, будучи суммой мощностей отдельных венцов, равна:

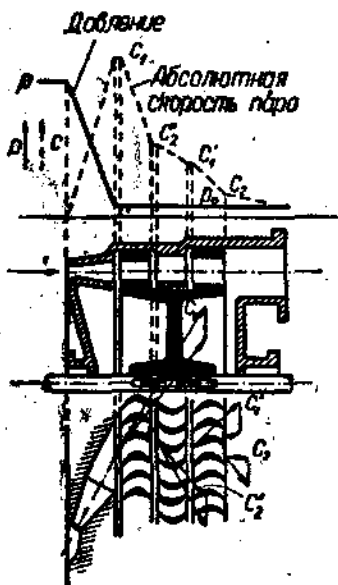


Рис. 55. Ступени скорости.

$$L_u = \frac{u}{g} (\omega_{1u} + \omega_{2u} + \omega'_{1u} + \omega'_{2u} + \dots),$$

где $\omega_{1u} \dots \omega'_{1u} \dots$ — составляющие относительных скоростей по касательным к окружности в различных венцах рабочих лопаток. Как это видно из диаграммы скоростей, мощность у первого венца значительно больше, чем у остальных, где она быстро убывает; может оказаться, что не стоит ставить последний венец, ибо в его лопатках, которые должны быть длиннее в виду меньшей скорости, происходят повышенные вентиляционные потери (см. стр. 68).

Вполне понятно, что при нескольких ступенях скорости потери больше, чем при одноступенчатом исполнении, так как они повторяются в каждом ряду рабочих и направляющих лопаток. Поэтому достижимый на ободе коэффициент полезного действия тем меньше, чем больше применено ступеней скорости. На рис. 57 показаны коэффициенты полезного действия на ободе для одноступенчатого (без ступеней скорости), двух- и трехступенчатого колеса при углах сопла $\alpha_1 = 10^\circ, 17^\circ$ и 25° и при одинаковых углах входа и выхода рабочих лопаток $\beta_1 = \beta_2$. При одноступенчатом исполнении коэффициент полезного действия на ободе максимален для $\alpha_1 = 10^\circ$, при двух ступенях скорости — для $\alpha_1 = 17^\circ$ и при трех — для $\alpha_1 = 25^\circ$; его максимальное значение при одной ступени равно $\eta_u = 0,78$.

Так как здесь угол поворота значительно больше (доходя почти до 180°), то и потери скорости, конечно, гораздо больше, чем при многовенцовом исполнении, зато вентиляционная работа сокращается вследствие подвода

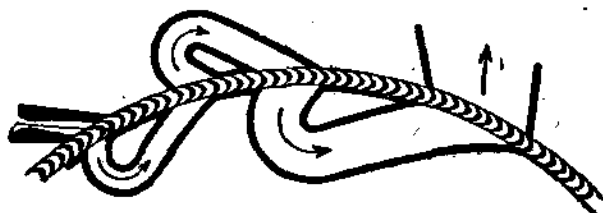


Рис. 58. Повторный подвод пара, радиальный.

пара к значительно большей части окружности колеса и вследствие отсутствия других лопаточных венцов (см. стр. 68).

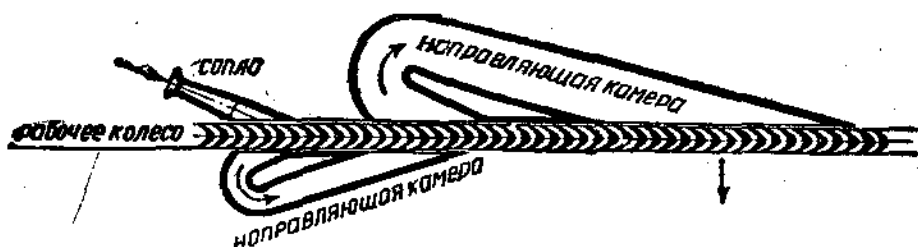


Рис. 59. Повторный подвод пара, осевой.

С. Ступени давления.

Ступени давления являются более выгодным средством для понижения окружной скорости и поэтому применяются в большинстве случаев. Весь перепад подразделен на несколько ступеней давления таким образом, что в каждой ступени, состоящей из направляющего аппарата и рабочего колеса,



Рис. 60. Ступени давления.

перерабатывается только такой перепад, при котором для требующейся окружной скорости и получается скорость пара c_1 , соответствующая наиболее выгодному отношению u/c_1 . Этот способ применим как к активным, так и к реактивным турбинам; для этих последних он является единственным. Каждую ступень можно рассматривать как одноступенчатую турбину; начальное состояние пара в каждой ступени есть в то же время конечное состояние предыдущей ступени. Применяется такое количество ступеней, при котором поглощается весь перепад. Общая работа L подразделяется на такое же число составляющих работ $L_1, L_2, \dots$ (рис. 60).

1. Активные турбины. а) Активные турбины только со ступенями давления были введены Рато и Целли. Направляющие аппараты представляют собою нерасширяющиеся каналы, расположенные в диафрагмах, которыми разобщены отдельные ступени (рис. 61). На валу или на ступицах рабочего колеса смежные камеры в турбине должны быть уплотнены друг относительно друга. На рис. 61 представлена схема этого устройства с одними только ступенями давления, а также кривые давления и скорости (для упрощения предположено наличие только трех ступеней давления).

Изменение состояния пара представлено в диаграмме is на рис. 62 с учетом потерь (см. стр. 62). Если подвод пара вначале был неполным, то постепенно он увеличивается до полного; далее увеличивается также длина

лопаток в виду растущего объема. Скорость выхода может быть использована в следующей ступени.

б) Сочетание ступеней давления со ступенями скорости у активных турбин заключается в том, что каждая ступень давления еще снабжается ступенями скорости. Это устройство (рис. 63), так называемая турбина Кертиса, требует меньшего числа

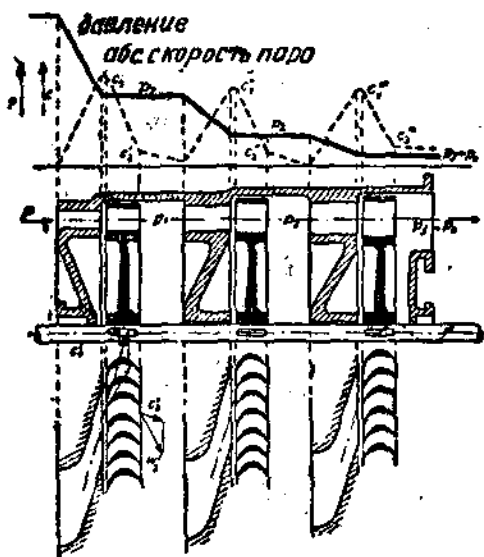


Рис. 61. Ступени давления.

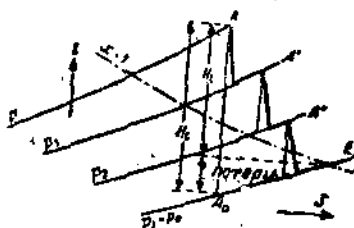


Рис. 62. Ступени давления.

ступеней, ибо каждая ступень давления способна переработать больший перепад, но коэффициент полезного действия на ободке тогда меньше, чем при наличии одних только ступеней давления. На рис. 63, кроме разреза

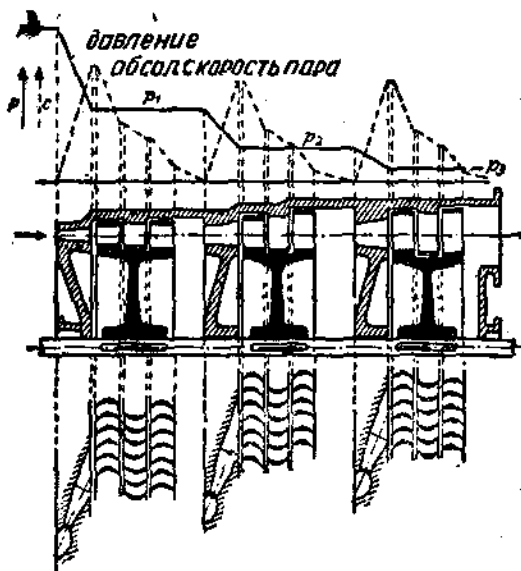


Рис. 63. Ступени давления и скорости.

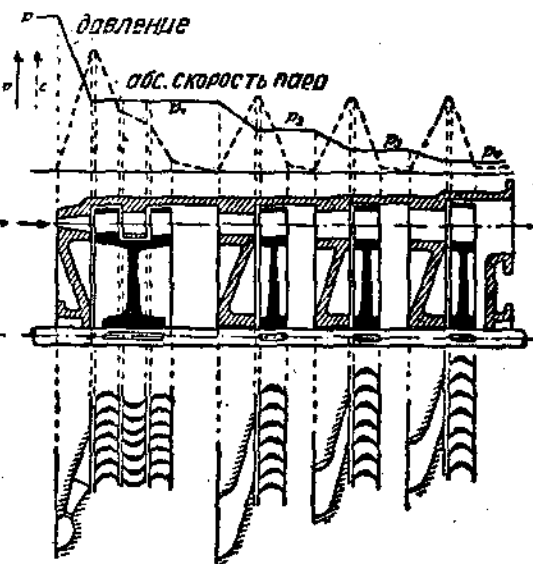


Рис. 64. Сочетание ступеней скорости и давления.

через лопатки, показаны также изменения давления и абсолютной скорости. Каждую ступень можно рассматривать как одноступенчатую турбину со ступенями скорости.

Можно, однако, комбинировать ступени давления и ступени скорости таким образом, чтобы только первая ступень давления была снабжена ступенями скорости, остальные же были чистыми ступенями давления согласно рис. 64, где также показаны изменения давления и скорости. Эта часто применяемая конструкция выгодна в том отношении, что при ней понижено давление в корпусе и несколько сокращено число ступеней, ибо первая ступень перерабатывает больший перепад; общий коэффициент полезного действия от этого не уменьшается, ибо большие потери в лопатках первой ступени могут компенсироваться понижением потерь на трение и через неплотности (зазоры) вследствие меньшего давления (см. стр. 75).



Рис. 65. Ступени давления при реакции.

$p'_1, p'_2, \dots$ означают давления в зазорах между лопатками. Схема устройства, а также изменения давления и скорости представлены на рис. 66, изменение состояния в диаграмме is — на рис. 67, относительная скорость возрастает в лопатке от w_1 до w_2 (условный пункт), абсолютная скорость выхода c_2 используется в следующей ступени (см. стр. 49). Каждая ступень опять-таки является как одноступенчатой реактивной турбиной (см. стр. 48).

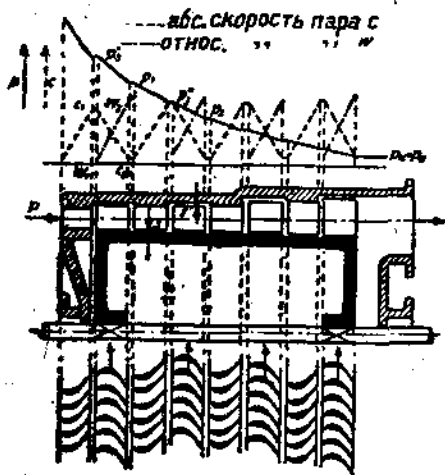


Рис. 66. Реактивная турбина.

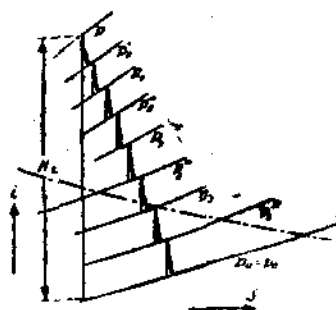


Рис. 67. Ступени давления при реакции.

Исполнение с одними только реактивными ступенями имеет тот недостаток, что нуждается в большом числе ступеней, так как вследствие необходимого полного подвода пара диаметры расчетных окружностей, а значит, и окружная скорость становятся малыми. При небольших мощностях, т. е. небольшом количестве пара, лопатки получились бы очень короткими, потому что диаметр нельзя сделать меньше определенного размера, а так как зазор z между рабочей лопаткой и корпусом или между направляющей лопаткой и барабаном не может быть слишком мал по мотивам эксплуатационной надежности, то потеря в зазорах (см. стр. 75) становится очень большой по сравнению с протекающим через лопатки количеством пара. Минимальной длиной лопаток надо считать 10 мм. Простые ступени давления применяются в настоящее время только при больших количествах пара и небольшом перепаде (турбины с противодавлением и низкого давления).

б) Сочетание активного с реактивным действием позволяет устранить указанные недостатки. Для этого в части высокого давления применяется несколько чистых активных ступеней или одна активная ступень со ступенями скорости, а в части низкого давления — чисто реактивные ступени (рис. 68). Тогда объем перед реактивными ступенями так велик, что при полном подводе пара оказываются применимыми выгодные диаметры и длины лопаток. Наряду с немалым сокращением числа ступеней, а значит, и строительной длины, понижается также давление в корпусе, и лучше удается компенсировать с помощью активного колеса обусловленное реактивным действием осевое давление (см. стр. 213).

Это сочетание активных и реактивных ступеней применяется в настоящее время часто. Такие турбины все еще называются реактивными, оттого что они произошли от этих последних и потому что главная часть турбины реактивна. Некоторые заводы, строившие раньше только активные турбины, начали за последнее время применять отчасти реактивное действие в области низкого давления; граница между обоими типами постепенно стирается, особенно когда у активных турбин используется скорость выхода пара.

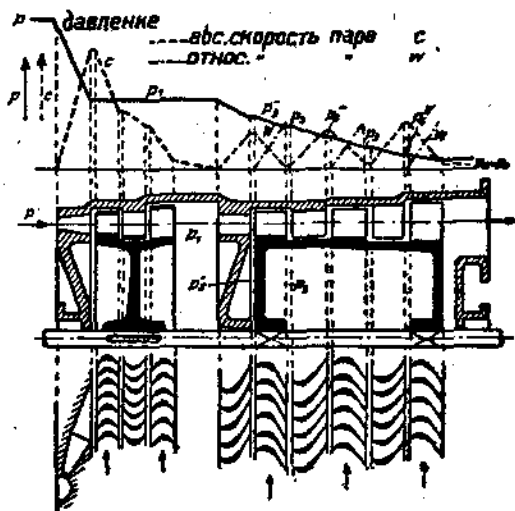


Рис. 68. Активно-реактивная турбина.

В итоге получается такая классификация типов турбин:

Активные турбины.

1. Одноступенчатые (без подразделения давления):

а) Одна простая ступень давления (рис. 43), турбина Лавали; только для умеренных перепадов (примерно до 175 кал/кг).

б) Одна ступень давления со ступенями скорости (несколько зазоров) (рис. 55); таковы все малые турбины.

2. Многоступенчатые, со ступенями давления:

а) Простые ступени давления (рис. 61, стр. 59), турбины Целли (Эшер Висс и К^о, WUMAG, MAN), Рато.

б) Несколько ступеней давления со ступенями скорости у каждой (рис. 63, стр. 59); турбина Кертиса, турбина Электра.

с) Ступень высокого давления со ступенями скорости, прочие — простые ступени давления (рис. 64, стр. 59); AEG, Бергман, MAN, заводы Крупп — Германия, FMA.

Реактивные турбины.

а) Простые ступени давления (рис. 66, стр. 60); Парсонс, Броун-Бовери и К^о (для больших мощностей).

б) Комбинированные активно-реактивные турбины (рис. 68); часть высокого давления: активная ступень со ступенями скорости, или чисто активные ступени; часть низкого давления: чисто реактивные ступени; Маффей (Мельмс-Пфенингер), Броун-Бовери и К^о, завод Gutehoffnungshütte, Первое Брюнское машиностроительное о-во, SSW-Редер, Борзиг, AEG.

VII. Потери в паровых турбинах и коэффициенты полезного действия.

Для определения действительного изменения состояния пара в турбине, знать которое нужно для расчета сечений сопел и лопаток, необходимо выяснить отдельные потери, которыми обусловлено отклонение от теоретического изменения состояния пара.

Потери в большей своей части суть потери при протекании пара вследствие трения, ударов, поворотов и вихрей; остальную часть образуют потери на охлаждение и механические.

Следует различать потери внутренние, т. е. возникающие в самом паре, и внешние, которые не в паре возникают и не влияют на его состояние в турбине. К внутренним потерям относятся, кроме потерь при протекании пара в соплах, в лопатках и при выходе из них, потери вследствие трения вращающихся дисков в окружающем их паре и вследствие вентиляции незаполненных движущимся паром рабочих лопаток; затем — потери вследствие неплотностей (через зазоры) в местах, где вал проходит через диафрагму (направляющий диск) у активных турбин, или через зазоры между рабочей лопаткой и кожухом и между направляющей лопаткой и барабаном (зазор s , рис. 66, стр. 60) у реактивных турбин. Все эти потери наново превращаются в теплоту и повышают теплосодержание пара. Внешними же потерями являются потери холостого хода, утечка пара наружу через уплотнения и потери на излучение и охлаждение.

В нижеследующем мы подробно рассмотрим в отдельности эти потери и их влияние на степень использования энергии пара, на коэффициент полезного действия. Познакомившись с причинами потерь, мы увидим также возможности и способы их сокращения, т. е. повышения экономичности турбин.

1. Потеря в соплах. О потере в соплах (в направляющих лопатках) мы уже говорили выше, изучая истечение из сопел (стр. 29). Она обусловлена трением струи о стенки канала и зависит, следовательно, от состояния этих стенок.

Если обозначить снова через c_0 скорость истечения, достижимую при совершающемся без потерь (адиабатическом) протекании пара, а через c_1 действительно достигнутую скорость истечения, то потеря в сопле [см. уравнения (38) и (39), стр. 29 и 32:

$$h_d = A \frac{c_0^2 - c_1^2}{2g} = i_1 - i_0 \text{ кал/кг,} \quad (55)$$

где i_0 означает теплосодержание в конце адиабатического, а i_1 — теплосодержание в конце действительного истечения. При коэффициенте скорости φ мы имели $c_1 = \varphi c_0$ и

$$h_d = A \frac{c_0^2 - \varphi^2 c_0^2}{2g} = A \frac{c_0^2}{2g} (1 - \varphi^2) = \zeta h_t, \quad (55a)$$

где $A \frac{c_0^2}{2g} = h_t$ означает располагаемый тепловой перепад, а $\zeta = 1 - \varphi^2$ — коэффициент потери.

Коэффициент скорости φ заключен в пределы: при грубо отлитых соплах $\varphi = 0,93 - 0,94$, при тщательно отлитых и обработанных $\varphi = 0,95 - 0,96$, и при тщательно фрезерованных со всех сторон соплах $\varphi = 0,96 - 0,97$.

Коэффициент скорости мало зависит от скорости истечения, как это показали опыты; см. рис. 30, стр. 33.

Если отложить потерю в сопле h_d на диаграмме is от конечной точки A_0 адиабатического расширения (рис. 69) вверх и провести горизонтальную

линию для $i_1 = i_0 + h_1$, то на кривой давления p_0 мы находим конечную точку действительного расширения A_1 , а значит, и удельный объем v_1 при выходе из направляющего аппарата.

Так как у реактивных турбин направляющие лопатки имеют форму, сходную с формой рабочих лопаток, или такую же, как рабочие, то и коэффициент скорости ϕ для направляющих лопаток равен коэффициенту скорости ϕ для рабочих лопаток.

2. Потеря в лопатках. Потерю в лопатке h , определить гораздо труднее, чем потерю в сопле, ибо наряду с чистой потерей от трения возникает еще

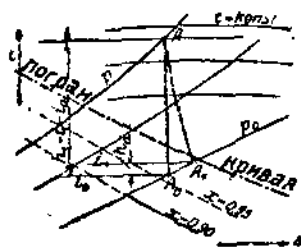


Рис. 69. Потеря энергии на диаграмме is .

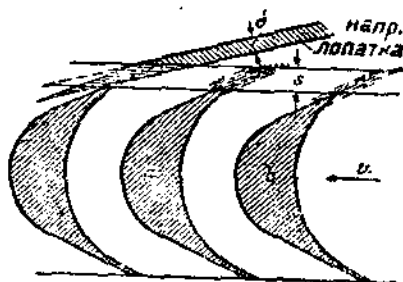


Рис. 70. Удар о кромку.

целый ряд других нарушений движения. Потеря в лопатке складывается из нескольких отдельных потерь.

Потеря от удара о входную кромку лопатки, называемая также потерей на кромке; она тем больше, чем шире эта кромка (рис. 70, лопатка a).

Эту потерю можно сократить, заострив кромку, как на лопатке b , но слишком острой кромка быть не должна, так как на нее воздействует текущий пар. Далее, потеря от удара может возникнуть вследствие удара струи о спинку лопатки (рис. 71), если угол лопатки β меньше, чем угол β_1 относительной скорости входа пара w_1 . Эта потеря может быть значительной, так как составляющая удара w_{st} создает направленную против движения лопатки составляющую w_{st}' , оказывающую тормозящее действие. Удар о спинку при нормальных рабочих условиях должен быть непременно предотвращен посредством достаточно большого угла лопатки β , для которого в целях надежности выбирают величину, на несколько угловых градусов превосходящую угол паровой струи β_1 (рис. 72). При значительном сокращении скорости пара (например при регулировании) или при увеличении окружной скорости не всегда, однако, удастся предотвратить удар о спинку.

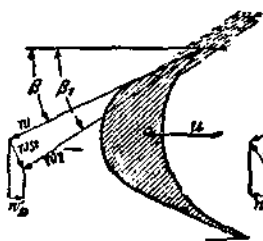


Рис. 71. Удар о спинку.

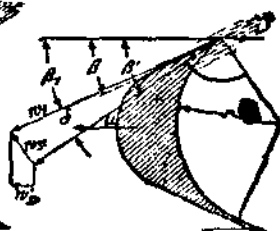


Рис. 72. Удар о вогнутую сторону.

Но удар о внутреннюю сторону лопатки происходит во всех случаях, ибо вследствие необходимого утолщения лопатки угол β' касательной к изгибу лопатки (рис. 72) больше угла струи β_1 ; угол удара δ создает составляющую удара w_{st}' , но она имеет в направлении движения составляющую w_{st} и поэтому не столь вредна. Скорость пара становится только немного меньше, чем w_1 , как это видно из рис. 72.

Потеря от трения струи о лопатку сама по себе невелика, составляя приблизительно не больше 2% от всех потерь, и зависит от длины

пути трения, т. е. от ширины лопатки b , которая, однако, не должна быть слишком мала в видах придания надлежащей кривизны и прочности.

Потеря от поворота, обусловленная изгибом струи в лопатке, наоборот, велика; она вызывается внутренним трением линий потока друг о друга вследствие неодинаковой длины их путей в колене. Как уже упоминалось при рассмотрении движения в криволинейных каналах (стр. 19), возникает вторичное течение вокруг линий потока, (см. рис. 12, стр. 20). Как это впервые констатировал Банки¹⁾ посредством опытов с лопатками одинаковой

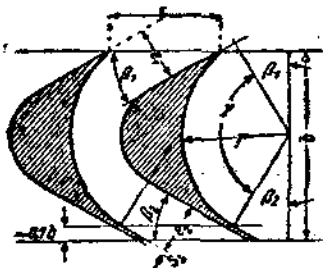


Рис. 73. Угол поворота.



Рис. 74. Лопатки Целли.

длина и различной кривизны, потеря эта тем больше, чем меньше радиус кривизны r (рис. 73). Но радиус кривизны тем больше, чем больше ширина лопатки, что опять-таки вызывает большую потерю на трение; так как, однако, потеря на трение мала, то ширина лопатки определяется только прочностью. Далее рассматриваемая потеря зависит от величины поворота, т. е. от угла γ (рис. 73); этот угол

определяется углами лопаток β_1 и β_2 , в свою очередь определяемыми из диаграммы скоростей, так как $\gamma = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$. По мере увеличения угла γ , т. е. уменьшения углов β_1 и β_2 , потеря эта быстро возрастает и является самой значительной из всех потерь.

Потери от вихрей возникают прежде всего в зазоре за стенкой сопла („тени потока“) на выходных кромках направляющих лопаток (рис. 70) и зависят также от ширины зазора s ; кроме того вихри порождаются ударом. Имеет также влияние форма лопатки, т. е. сечение образованного лопатками канала. При постоянной толщине лопатках (лопатках Целли) канал посередине шире, чем при входе и выходе (рис. 74), так что струя заполняет посередине не весь канал; тут возникают вихри, которые, впрочем, оказывают на движение пара, повидимому, небольшое влияние.

При профильных лопатках канал можно исполнить с неизменным сечением (рис. 75); так как струя сжимается в изгибе, то посередине можно было бы сузить канал (рис. 76), чтобы он плотно охватывал струю. Оказалось, однако, что такая форма канала наименее выгодна. Формы лопаток согласно рис. 74 и 75 дали одинаково хорошие результаты, но в тех случаях, когда скорость струи пара после выхода подлежит дальнейшему использованию (ступени скорости), предпочтения заслуживают профильные лопатки. Во всяком случае надо позаботиться о надлежащем направлении струи при выходе для предотвращения образования вихрей; с этой целью снабжают лопатки у выходного конца прямолинейною частью, расположенной под углом β_2 (рис. 73) и занимающей примерно $1/10$ осевой ширины лопатки b .

При парциальном подводе пара происходят еще и другие потери от вихрей, так как перед и за направляющим каналом в направлении вращения один лопаточный канал не заполнен целиком паром (рис. 77); это вредит его протеканию. Усилие на ободке изменяется в зависимости от положения лопаток отно-

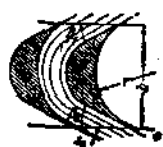


Рис. 75. Профильные лопатки.

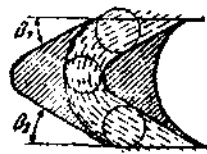


Рис. 76. Канал, сужающийся посередине.

¹⁾ Z. f. ges. Turbinenwes, 1906, стр. 6.

сительно направляющего канала, как это показал Банки. Измерения фирмы ВВС обнаружили изменения усилия в размере около 10%. Отсюда видна чрезвычайная ценность непрерывного подвода пара. Далее, когда образованный рабочими лопатками канал попадает под струю, то находящийся между лопатками в относительном покое пар должен испытать ускорение и оказаться вытесненным, что также сопряжено с потерями.

Так как радиальная высота лопатки l_1 при входе должна быть несколько больше высоты направляющего канала a (рис. 77), чтобы струя точно напра-

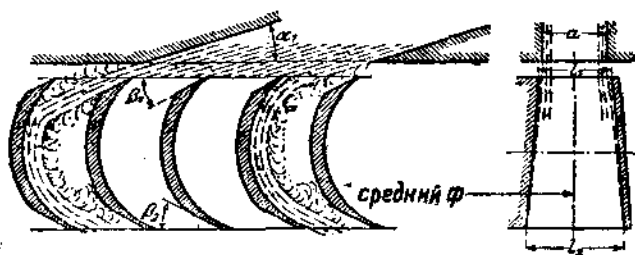


Рис. 77. Парциальный подвод пара

влялась в лопатку и был предотвращен удар о внешний и внутренний край лопаточного канала (бандаж или ножку лопатки), то и здесь возникают вихри. Заслуживает также внимания засасывание пара из зазора паровой струей; при парциальном подводе пара обусловленные этим присосом потери на вихреобразование не слишком малы.

Толщина струи e_1 или e_2 (рис. 73), а значит, и шаг лопатки t тоже оказывают влияние на потери, ибо при очень малом шаге трущаяся поверхность стенки велика по сравнению с сечением канала, а при очень большом шаге, наоборот, направление струи и поворот ее ухудшаются при заданной ширине лопатки, от которой также зависит радиус кривизны (рис. 78), потому что отдельные нити потока имеют весьма различную кривизну, так что движение пара нарушается особенно резко. Существует, следовательно, некоторая наиболее выгодная

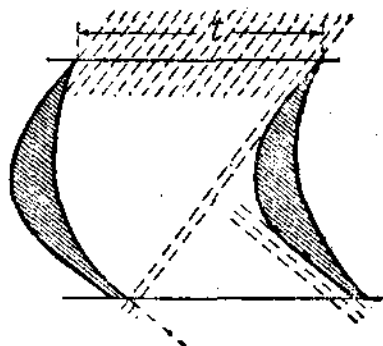


Рис. 78. Слишком большой шаг.

толщина струи e или наиболее выгодный шаг t . По этому вопросу произведены были опыты Брилингом¹⁾, Банки²⁾ и Стодола³⁾. Брилинг при своих опытах с лопатками Целли, у которых углы входа и выхода одинаковы ($\beta_1 = \beta_2 = \beta$), приходил к наилучшим результатам, когда толщина струи e была равна половине радиуса кривизны r , т. е. $e = \frac{r}{2}$, и при

$t = \frac{e}{\sin \beta}$ (рис. 73) наивыгоднейший шаг лопаток равен:

$$t = \frac{r}{2 \sin \beta} \quad (56)$$

например для $\beta = 30^\circ$ $t = r$.

Опыты Банки с $t \leq 1,3r$ и Стодола с t до $0,7r$ при $\beta = 30^\circ$ показывают, что результаты не вполне между собою согласуются; но часто применяют

¹⁾ Forsch. Arb., № 63.

²⁾ Z. ges. Turbinenw., 1906, стр. 6.

³⁾ Die Dampf- und Gasturbinen.

соотношение Брилинга, потому что оно дает средние значения. За последнее время предпочтение отдается большим шагам и ширинам лопаток (см. стр. 177).

Указать или определить все отдельные потери невозможно; поэтому их объединяют в виде потери в лопатке $h_s = AL_s$, т. е. потери энергии в ней, причем имеем:

$$L_s = \frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2 - \psi^2 w_1^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} (1 - \psi^2), \quad (57)$$

где $w = \psi w_1$ при коэффициенте скорости или коэффициенте лопатки ψ . У активных турбин можно определить этот коэффициент, измерив усилие на ободе P , производимое количеством пара G кг/сек на сегмент из подлежащих исследованию лопаток. Усилие на ободе равно согласно уравнению (44) на стр. 44:

$$P = \frac{G_{\text{сек}}}{g} (w_{1a} + w_{2a}) = \frac{G_{\text{сек}}}{g} (w_1 \cos \beta_1 + \psi w_1 \cos \beta_2),$$

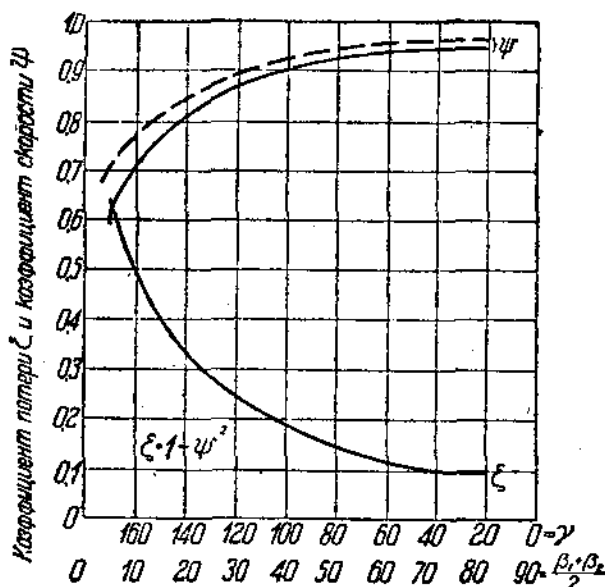


Рис. 79. Коэффициент скорости в лопатке.

указывают в зависимости от угла поворота γ или от среднего угла лопатки $\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$. На рис. 79 коэффициент скорости ψ представлен в зависимости от этих углов; состоящая из точек кривая изображает достижимые при тщательном исполнении значения. Далее, на этом рисунке указан еще коэффициент потерь $\zeta_s = 1 - \psi^2$. Отсюда легко найти потерю в лопатке

$$h_s = AL_s = A \frac{w_1^2}{2g} (1 - \psi^2) = A \cdot \zeta_s \cdot \frac{w_1^2}{2g}. \quad (57a)$$

откуда

$$\psi = \frac{gP}{G_{\text{сек}} w_1 \cos \beta_2} - \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2}.$$

Сошлемся по этому вопросу на опыты Кристлейна ¹⁾, Лелигера ²⁾, Андергуба ³⁾, Стодола ⁴⁾, Брилинга ⁵⁾ и Банки ⁶⁾.

Влияние скорости пара на скоростной коэффициент лопатки еще не вполне выяснено; результаты опытов Брилинга, Рато, Кристлейна не вполне совпадают друг с другом, но повидимому вначале потери по мере увеличения скорости убывают, а после превышения скорости звука снова возрастают. Это подтверждается новейшими опытами фирмы BBC.

Так как в основном потери зависят от поворота струи в рабочей лопатке, то их

¹⁾ Z. ges. Turbinenw., 1912, стр. 1.

²⁾ Диссертация, Цюрих, 1913.

³⁾ Диссертация, Цюрих, 1912.

⁴⁾ Die Dampf- und Gasturbinen.

⁵⁾ Forsch. Arb., № 68.

⁶⁾ Z. ges. Turbinenw., 1906, стр. 6.

Если отложить на диаграмме i_s (рис. 80) вверх от состояния A_1 (выход из сопла) потерю в лопатке и провести горизонтальную прямую $i_2 = i_1 + h_s$, то получается конечное состояние A_2 при выходе из рабочей лопатки. При ступенях скорости потери в лопатке возникают как в рабочих, так и в направляющих лопатках, и потери эти нужно отложить вместе (или одну за другой) на диаграмме i_s , чтобы найти состояние при выходе из рабочего колеса (см. рис. 106, стр. 122).

У реактивных турбин тоже можно найти зависимость коэффициента скорости от поворота; тут возникают аналогичные потери, но пар из зазора не засасывается; зато пар уходит поверх лопаток, вследствие чего возникает потеря от протечки. Поэтому обе потери учитываются сообща коэффициентом потери ζ , величина которого зависит также от ширины запора. Согласно выводам нашим относительно превращения энергии (стр. 51) имеем:

$$\zeta = \frac{1}{\psi^2} - 1.$$

Практически значения ζ заключены в большей части между 0,2 и 0,3, что соответствует $\psi = \varphi = 0,915$ и 0,977.

3. Потеря при выходе. Потеря при выходе h_a возникает потому, что для скорости выхода пара c_2 необходимо допустить известную величину, которая не может быть использована в той же ступени; если даже скорость эта может быть использована в следующей ступени, то для рассматриваемой ступени соответствующая этой скорости энергия потеряна. Следовательно потеря при выходе равна:

$$h_a = AL_a = A \cdot \frac{c_2^3}{2g} \text{ кал/кг.} \quad (58)$$

Если скорость выхода пара уничтожается вихрями, то энергия движения h_a вновь превращается в теплоту и повышает теплосодержание пара. Если на диаграмме i_s отложить потерю при выходе h_a вверх от состояния A_2 с теплосодержанием i_2 (рис. 80) и снова провести горизонтальную прямую $i_3 = i_2 + h_a$, то на кривой давления p_0 мы найдем состояние A_3 по выходе в случае уничтожения скорости выхода.

Если бы дальнейших потерь не происходило, то A_3 выражало бы конечное состояние пара, а при многоступенчатых турбинах — вместе с тем и начальное состояние в следующей ступени; при использовании скорости выхода в следующей ступени теплосодержание после выхода оставалось бы равным i_2 , но полезный перепад следующей ступени повысился бы, благодаря энергии выхода, на h_a , так как по уравнению (47), см. стр. 46,

$$L = \frac{c_0^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} = \frac{h_t}{A} \quad \text{или} \quad \frac{c_0^2}{2g} = \frac{h_t}{A} + \frac{c_2^2}{2g} = \frac{1}{A} (h_t + h_a),$$

где c_0 означает теоретическую скорость, а c_2 — скорость выхода из предыдущей ступени. Как это видно из рис. 81, при уничтожении выходной скорости располагаемый перепад следующей ступени изображается отрезком A_3E_3 , а при использовании выходной скорости — отрезком $A_2E_2 + h_a$, так что во втором случае он больше. Хотя, таким образом, уничтожаемая скорость выхода повышает начальное теплосодержание следующей ступени, т. е. полезна для нее, при использовании выходной скорости выигрыш все же больше. Отсюда ясно, что использовать выходную скорость выгодно всегда, о чем уже говорилось на стр. 48 и как это доказывает улучшение коэффициента полезного действия на ободе [см. уравнение (48) и рис. 48].

потери. Согласно опытам Стодола ¹⁾, Цама и Оделя, работа трения колеса пропорциональна квадрату диаметра диска, кубу окружной скорости и удельному весу окружающего пара. По мере роста перегрева и в вакууме работа трения колеса уменьшается, как это показали опыты Левицкого ²⁾. Другие опыты в отношении диаметра колеса и окружной скорости дали расходящиеся с вышеуказанными результаты. Зависимость от степени парциальности подвода пара исследовали Лаше у АЕГ и Ясинский ³⁾; по их данным вентиляционные потери уменьшаются по мере увеличения подвода пара. Опыты Лаше показали, что, окружив лопатки, к которым пар не подводится, и колесо прикрывающими их кольцами надлежащей формы, можно значительно сократить эти потери, так как тогда вентилируемое количество пара понижается и входящий и выходящий пар испытывает меньшее стеснение со стороны вихрей пара.

Для общей работы трения колеса и вентиляции при неприкрытых колесах Стодола дает соотношение:

$$N_{\text{тр}} = \lambda \left[1,46 D^2 + 0,83 (1 - \epsilon) D l^{1,5} \right] \frac{u^3}{10^6} \cdot \gamma \text{ л. с.}, \quad (59)$$

где D означает диаметр расчетной окружности в м, l — длину лопатки в см, u — окружную скорость в м/сек, γ — удельный вес в кг/м³, λ — коэффициент для пересчета результатов произведенных в воздухе опытов на пар и ϵ — степень подвода пара, т. е. отношение части окружности, к которой пар подводится, ко всей окружности.

По данным Левицкого

$\lambda = 1,0$ для воздуха и высоко перегретого пара,

$\lambda = 1,1-1,2$ для перегретого пара,

$\lambda = 1,3$ для насыщенного пара.

При прикрытых колесах по данным Левицкого работа трения составляет приблизительно только от $\frac{1}{2}$ до $\frac{1}{4}$ работы в свободном пространстве. Если уравнению (59) придать вид:

$$N_{\text{тр}} = \lambda [A + (1 - \epsilon) B] \gamma \text{ л. с.}, \quad (59a)$$

где $A = 1,46 D^2 \cdot u^3 \cdot 10^{-6}$ и $B = 0,83 D l^{1,5} u^3 \cdot 10^{-6}$, то можно определить значения A и B для различных диаметров D , чисел оборотов n и длин лопаток l и отложить их в виде таблиц или графически в зависимости от диаметра, чтобы получить промежуточные значения и упростить вычисление работы трения $N_{\text{тр}}$. На рис. 82 значения A и B отложены для $n = 3000$, $l = 10-60$ мм и $D = 0,5-2,5$ м в зависимости от этих последних; далее в таблице 1, на стр. 71, приведены значения A и B для $n = 3000$, 2000, 1500 и 1000 при $l = 10-60$ мм и $D = 0,5-3$ м.

Так, например, при $n = 3000$, $D = 1,2$ м и $l = 30$ мм $A = 14,08$, $B = 34,65$ и $\lambda = 1,1$, $\epsilon = 0,5$ (половинный подвод пара) и $v = 0,3314$ (8 атм. абс. 300°C), $\gamma = 1/v + 3,02$

$$N_{\text{тр}} = 1,1 (14,08 + 0,5 \cdot 34,65) 3,02 = 104 \text{ л. с.};$$

при нулевом подводе пара к колесу ($\epsilon = 0$) получается $N_{\text{тр}} = 162$ л. с. и при полном подводе пара к колесу ($\epsilon = 1$) $N_{\text{тр}} = 47$ л. с.

Аналогичное соотношение указал Букингем ⁴⁾ для неприкрытых колес, а именно

$$N_{\text{тр}} = 4,12 \left[1 + 590 \left(\frac{l}{D_1} \right)^2 \right] D_1^2 \frac{u_1^3}{10^6} \gamma \text{ л. с.}, \quad (60)$$

¹⁾ Die Dampf- und Gasturbinen.

²⁾ Z. V. d. I., 1903, стр. 525, и Forsch.-Arb., № 12.

³⁾ Forsch.-Arb., № 57.

⁴⁾ Bull. of the Bureau of Standards, Washington, 1913.

где D_1 означает диаметр в м у основания лопатки, u_1 — окружную скорость в м/сек для D_1 , l — длину лопатки в м. Эта формула дает для диаметров от 0,6 до 1,2 м и длин лопаток около 30 мм результаты, близкие к результатам уравнения Стодола; при других условиях, в частности при больших диаметрах, потери на трение отчасти гораздо больше, чем по формуле Стодола.

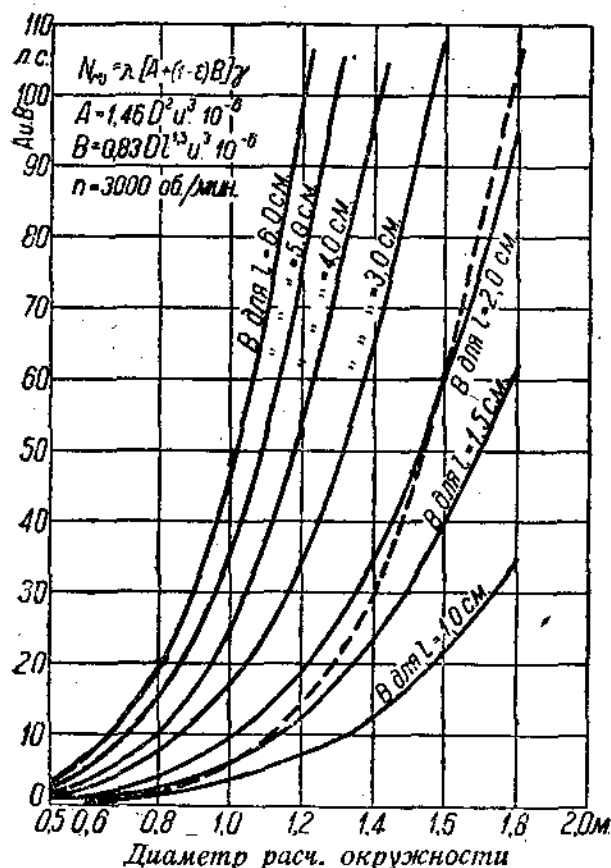


Рис. 82. Потери на трении колеса и вентиляционные (Стодола).

Формула эта, по сообщению Форнера, действительна для $l = 10 - 100$ мм.

Если положить $n = \frac{60u}{\pi D}$, то

$$N_{cv} = \beta \frac{60^3}{\pi^3} \cdot 10^{-10} D l_m u^3 \gamma,$$

и для одновенцовых колес при $\beta = 2,4$

$$N_{cv} = 1,67 D l_m \frac{u^3}{10^3} \gamma \text{ л. с.} = A l_m \gamma \text{ л. с.}, \quad (61a)$$

если $A = 1,67 D u^3 \cdot 10^{-6}$.

Для многовенцовых колес получается:

$$N_{cv} = \beta_1 \cdot 1,67 D l_m u^3 \cdot 10^{-6} \gamma = \beta_1 A l_m \gamma \text{ л. с.}, \quad (61b)$$

где $\beta_1 = 1,166$ для двухвенцовых колес
 $= 1,585$ " трехвенцовых "
 $= 2,42$ " четырехвенцовых "

Например, при тех же условиях $n = 3000$, $D = 1,2$ м, $l = 30$ мм, $D_1 = 1,17$ м получается без подвода пара к колесу, $N_{cv} = 159$ л. с., тогда как по формуле Стодола мы получили 162 л. с.; зато при $n = 3000$, $D = 1,6$ ($D_1 = 1,57$) м и $l = 15$ мм по формуле Букингема получается $N_{cv} = 173$ л. с., а по формуле Стодола 98 л. с.

Для многовенцовых колес Форнер, согласно опытам, произведенным фирмой AEG, формулировал работу трения колеса и вентиляционную работу, вместе взятые, для вращающегося в паре не прикрытого колеса без подвода пара, в виде соотношения:

$$N_{cv} = \beta D^4 l_m n^3 \cdot 10^{-10} \gamma \text{ л. с.}, \quad (61)$$

где D означает диаметр расчетной окружности в м, l_m — среднюю длину лопатки в см, n — число оборотов, γ — удельный вес в кг/м³,

$\beta = 2,4$ для одновенцовых колес
 $\beta = 2,8$ " двухвенцовых "
 $\beta = 3,8$ " трехвенцовых "
 $\beta = 5,8$ " четырехвенцовых колес.

ТАБЛИЦА 1.

Работа трения и вентилиции по формуле Стодола.

$$N_{\text{тр}} = \lambda [A + (1 - \epsilon) B] \gamma \text{ л. с.}$$

$D =$	0,5	0,6	0,3	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	3,0 м
$n = 3000 \text{ об. в мин.}$													
$A =$ $l = 1,0 \text{ см}$ $B = \begin{cases} 1,5 \\ 2,0 \\ 3,0 \\ 4,0 \\ 5,0 \\ 6,0 \end{cases}$	0,177 0,201 0,369 0,568 1,04 1,60 2,24 2,95	0,439 0,416 0,765 1,18 2,16 3,33 4,65 6,12	1,85 1,32 2,42 3,73 6,85 10,6 14,8 19,4	3,34 2,11 3,88 5,97 11,0 16,9 23,6 31,0	5,66 3,25 5,91 9,10 16,7 25,7 35,9 47,3	14,1 6,67 12,3 18,9 34,7 53,4 74,6 98,1	30,5 12,4 22,7 34,9 64,3 98,9	53,4 21,1 38,8 59,7 109,6	107 33,8 62,0 95,5				
$n = 2000 \text{ об. в мин.}$													
$A =$ $l = 1,0$ $B = \begin{cases} 1,5 \\ 2,0 \\ 3,0 \\ 4,0 \\ 5,0 \\ 6,0 \end{cases}$	0,069 0,078 0,144 0,223 0,407 0,627 0,827 1,15	0,130 0,123 0,227 0,349 0,642 0,99 1,38 1,82	0,549 0,390 0,717 1,10 2,03 3,12 4,36 5,73	0,990 0,925 1,15 1,77 3,25 5,00 6,99 9,19	1,68 0,96 1,75 2,70 4,96 7,64 10,7 14,0	4,18 1,98 3,64 5,6 10,3 15,8 22,2 29,1	9,02 3,66 6,73 10,3 19,0 29,3 40,9 53,8	17,6 6,27 11,5 17,7 32,6 50,1 70,2 92,2	31,7 10,0 18,4 28,3 52,0 80,0 112	53,6 15,2 28,0 43,1 79,2 122			
$n = 1500 \text{ об. в мин.}$													
$A =$ $l = 1,0$ $B = \begin{cases} 1,5 \\ 2,0 \\ 3,0 \\ 4,0 \\ 5,0 \\ 6,0 \end{cases}$	0,022 0,025 0,046 0,071 0,130 0,201 0,281 0,370	0,055 0,052 0,096 0,148 0,271 0,418 0,584 0,767	0,232 0,165 0,302 0,466 0,855 1,32 1,84 2,42	0,709 0,403 0,741 1,14 2,09 3,22 4,51 5,93	1,76 0,834 1,53 2,36 4,33 6,67 9,32 12,3	4,18 1,98 3,64 5,6 10,3 15,8 22,2 29,1	9,02 3,66 6,73 10,3 19,0 29,3 40,9 53,8	17,6 6,27 11,5 17,7 32,6 50,1 70,2 92,2	31,7 10,0 18,4 28,3 52,0 80,0 112	53,6 15,2 28,0 43,1 79,2 122			
$A =$ $l = 1,0$ $B = \begin{cases} 1,5 \\ 2,0 \\ 3,0 \\ 4,0 \\ 5,0 \\ 6,0 \end{cases}$	0,022 0,025 0,046 0,071 0,130 0,201 0,281 0,370	0,055 0,052 0,096 0,148 0,271 0,418 0,584 0,767	0,232 0,165 0,302 0,466 0,855 1,32 1,84 2,42	0,709 0,403 0,741 1,14 2,09 3,22 4,51 5,93	1,76 0,834 1,53 2,36 4,33 6,67 9,32 12,3	4,18 1,98 3,64 5,6 10,3 15,8 22,2 29,1	9,02 3,66 6,73 10,3 19,0 29,3 40,9 53,8	17,6 6,27 11,5 17,7 32,6 50,1 70,2 92,2	31,7 10,0 18,4 28,3 52,0 80,0 112	53,6 15,2 28,0 43,1 79,2 122			
$A =$ $l = 1,0$ $B = \begin{cases} 1,5 \\ 2,0 \\ 3,0 \\ 4,0 \\ 5,0 \\ 6,0 \end{cases}$	0,022 0,025 0,046 0,071 0,130 0,201 0,281 0,370	0,055 0,052 0,096 0,148 0,271 0,418 0,584 0,767	0,232 0,165 0,302 0,466 0,855 1,32 1,84 2,42	0,709 0,403 0,741 1,14 2,09 3,22 4,51 5,93	1,76 0,834 1,53 2,36 4,33 6,67 9,32 12,3	4,18 1,98 3,64 5,6 10,3 15,8 22,2 29,1	9,02 3,66 6,73 10,3 19,0 29,3 40,9 53,8	17,6 6,27 11,5 17,7 32,6 50,1 70,2 92,2	31,7 10,0 18,4 28,3 52,0 80,0 112	53,6 15,2 28,0 43,1 79,2 122			
$A =$ $l = 1,0$ $B = \begin{cases} 1,5 \\ 2,0 \\ 3,0 \\ 4,0 \\ 5,0 \\ 6,0 \end{cases}$	0,022 0,025 0,046 0,071 0,130 0,201 0,281 0,370	0,055 0,052 0,096 0,148 0,271 0,418 0,584 0,767	0,232 0,165 0,302 0,466 0,855 1,32 1,84 2,42	0,709 0,403 0,741 1,14 2,09 3,22 4,51 5,93	1,76 0,834 1,53 2,36 4,33 6,67 9,32 12,3	4,18 1,98 3,64 5,6 10,3 15,8 22,2 29,1	9,02 3,66 6,73 10,3 19,0 29,3 40,9 53,8	17,6 6,27 11,5 17,7 32,6 50,1 70,2 92,2	31,7 10,0 18,4 28,3 52,0 80,0 112	53,6 15,2 28,0 43,1 79,2 122			
$n = 1000 \text{ об. в мин.}$													
$A =$ $l = 1,0$ $B = \begin{cases} 1,5 \\ 2,0 \\ 3,0 \\ 4,0 \\ 5,0 \\ 6,0 \end{cases}$	0,0163 0,015 0,028 0,049 0,080 0,124 0,173 0,227	0,063 0,049 0,090 0,128 0,254 0,390 0,446 0,717	0,209 0,119 0,219 0,337 0,619 0,953 1,83 1,75	0,523 0,247 0,454 0,699 1,28 1,98 2,76 3,63	1,13 0,458 0,842 1,30 2,38 3,66 5,12 6,73	2,30 0,782 1,44 2,21 4,07 6,26 8,75 11,5	3,96 1,25 2,3 3,54 6,51 10,0 14,0 18,1	6,72 1,91 3,51 5,4 9,93 15,3 21,4 28,1	10,8 2,80 5,15 7,92 14,6 22,4 31,3 41,2	20,5 4,66 8,57 13,2 24,2 37,3 52,1 68,5			
$A =$ $l = 1,0$ $B = \begin{cases} 1,5 \\ 2,0 \\ 3,0 \\ 4,0 \\ 5,0 \\ 6,0 \end{cases}$	0,0163 0,015 0,028 0,049 0,080 0,124 0,173 0,227	0,063 0,049 0,090 0,128 0,254 0,390 0,446 0,717	0,209 0,119 0,219 0,337 0,619 0,953 1,83 1,75	0,523 0,247 0,454 0,699 1,28 1,98 2,76 3,63	1,13 0,458 0,842 1,30 2,38 3,66 5,12 6,73	2,30 0,782 1,44 2,21 4,07 6,26 8,75 11,5	3,96 1,25 2,3 3,54 6,51 10,0 14,0 18,1	6,72 1,91 3,51 5,4 9,93 15,3 21,4 28,1	10,8 2,80 5,15 7,92 14,6 22,4 31,3 41,2	20,5 4,66 8,57 13,2 24,2 37,3 52,1 68,5			
$A =$ $l = 1,0$ $B = \begin{cases} 1,5 \\ 2,0 \\ 3,0 \\ 4,0 \\ 5,0 \\ 6,0 \end{cases}$	0,0163 0,015 0,028 0,049 0,080 0,124 0,173 0,227	0,063 0,049 0,090 0,128 0,254 0,390 0,446 0,717	0,209 0,119 0,219 0,337 0,619 0,953 1,83 1,75	0,523 0,247 0,454 0,699 1,28 1,98 2,76 3,63	1,13 0,458 0,842 1,30 2,38 3,66 5,12 6,73	2,30 0,782 1,44 2,21 4,07 6,26 8,75 11,5	3,96 1,25 2,3 3,54 6,51 10,0 14,0 18,1	6,72 1,91 3,51 5,4 9,93 15,3 21,4 28,1	10,8 2,80 5,15 7,92 14,6 22,4 31,3 41,2	20,5 4,66 8,57 13,2 24,2 37,3 52,1 68,5			
$A =$ $l = 1,0$ $B = \begin{cases} 1,5 \\ 2,0 \\ 3,0 \\ 4,0 \\ 5,0 \\ 6,0 \end{cases}$	0,0163 0,015 0,028 0,049 0,080 0,124 0,173 0,227	0,063 0,049 0,090 0,128 0,254 0,390 0,446 0,717	0,209 0,119 0,219 0,337 0,619 0,953 1,83 1,75	0,523 0,247 0,454 0,699 1,28 1,98 2,76 3,63	1,13 0,458 0,842 1,30 2,38 3,66 5,12 6,73	2,30 0,782 1,44 2,21 4,07 6,26 8,75 11,5	3,96 1,25 2,3 3,54 6,51 10,0 14,0 18,1	6,72 1,91 3,51 5,4 9,93 15,3 21,4 28,1	10,8 2,80 5,15 7,92 14,6 22,4 31,3 41,2	20,5 4,66 8,57 13,2 24,2 37,3 52,1 68,5			

Для упрощения расчета можно найти значения A для различных чисел оборотов и диаметров; в нижеприводимой таблице содержатся эти значения для $n=3000, 2000, 1500$ и 1000 при диаметрах от $0,5$ до 3 м.

Уравнение Форнера, вообще говоря, приводит к меньшим значениям работы трения, чем уравнение Стодола. Обращает на себя внимание то обстоятельство, что диаметр фигурирует только в первой степени.

При $n=3000, D=1,2$, получается по таблице $A=13,44$ и при $l_m=30$ мм и $\gamma=3,02$ кг/м³

$$N_{тр} = 13,44 \cdot 3,0 \cdot 3,02 = 122 \text{ л. с.},$$

тогда как по формуле Стодола мы получили 162 л. с.

ТАБЛИЦА 2.

Значения $A = 1,67 D n^2 10^{-6}$ (АЕГ).

$D =$	0,5	0,6	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	3 м
$n=3000$	0,404	0,838	2,65	4,25	6,47	13,44	24,85	42,5	68,0	113,6			
2000	0,158	0,249	0,785	1,26	1,92	3,98	7,37	12,61	20,15	30,70			
1500	0,051	0,105	0,331	—	0,810	1,68	3,11	5,32	8,50	12,95	19,0	31,6	65,5
1000	0,015	0,031	0,099	—	0,240	0,497	0,920	1,57	2,52	3,84	5,62	9,4	19,4

По данным фирмы ВВС трение одного только колеса (без лопаток) при хорошо прикрытых одновенцовых колесах дает

$$N_r = 0,109 D_m^{4,2} \left(\frac{n}{1000} \right)^{2,8} \cdot \gamma = A \cdot \gamma \text{ л. с.}, \quad (62a)$$

где

$$A = 0,109 D_m^{4,2} (n : 1000)^{2,8},$$

а при двухвенцовых прикрытых колесах без лопаток — 1,2-кратную величину; вентиляционная работа для одновенцовых колес с вентиляционным предохранительным кольцом равна:

$$N_v = 0,05 D_m^{3,5} l_{cm} \left(\frac{n}{1000} \right)^{2,8} \cdot \gamma = B \cdot l \cdot \gamma \text{ л. с.}, \quad (62b)$$

где

$$B = 0,05 D_m^{3,5} (n : 1000)^{2,8},$$

при таких же двухвенцовых колесах получается 2—2,4-кратная величина, а без вентиляционного предохранительного кольца — 3,4-кратная. В таком случае общая работа трения и вентиляции при одновенцовых хорошо прикрытых колесах равна:

$$N_{тр} = (A + B \cdot l_{cm}) \gamma \text{ л. с.}, \quad (62c)$$

при двухвенцовых хорошо прикрытых колесах:

$$N_{тр} = (1,2 A + 2 + 2,4 \cdot B \cdot l_{cm}) \gamma \text{ л. с.} \quad (62d)$$

Значения A и B приведены в нижеследующей таблице 3 для различных диаметров и чисел оборотов.

ТАБЛИЦА 3.
Работа трения и вентиляции по ВВС
(прикрытые колеса).

$D =$	0,5	0,6	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	3,0
$n =$	Значения А												
3000	0,128	0,275	0,923	1,514	2,36	5,08	9,19	17,0	27,8	43,4	64,7		
2000	0,041	0,089	0,297	0,487	0,76	1,63	3,11	5,46	8,95	13,9	20,8	35,6	75,9
1500	0,019	0,040	0,133	0,218	0,34	0,73	1,39	2,44	4,00	6,22	9,29	15,9	33,9
1000	0,006	0,013	0,043	0,070	0,109	0,23	0,45	0,78	1,29	2,00	2,99	5,11	10,9
$n =$	Значения В												
3000	0,112	0,246	0,674	1,02	1,47	2,79	4,78	7,63	11,5	16,7	23,2	36,4	69,9
2000	0,036	0,079	0,217	0,328	0,47	0,90	1,54	2,45	3,71	5,36	7,47	11,7	22,5
1500	0,016	0,035	0,097	0,146	0,21	0,40	0,69	1,1	1,66	2,39	3,34	5,23	10,0
1000	0,005	0,012	0,031	0,047	0,07	0,129	0,22	0,35	0,53	0,77	0,07	1,68	3,23

Для сопоставления результатов, получающихся по различным формулам, на рис. 83 нанесены для колес без подвода пара при $\gamma = 1$ и длинах лопаток $l = 15$ и 30 мм значения работы трения и вентиляции по формулам Стодола (St) ($\lambda = 1,0$), Букингема (В), АЕГ и ВВС для чисел оборотов $n = 3000, 2000, 1500$ и 1000 в зависимости от диаметра; мы видим, что результаты отчасти расходятся между собой довольно значительно; во всяком случае, формулы эти правильны только в довольно ограниченной области диаметров и длин лопаток. Для приводимых ниже расчетов мы будем пользоваться формулой Стодола, которая дает средние значения и одна только учитывает степень парциальности подвода пара.

Работа трения и вентиляции превращается в теплоту и повышает тепло-содержание. Теряемую работу нужно отнести к 1 кг пара, чтобы иметь воз-можность отложить ее на диаграмме $i-s$ и определить состояние пара. Если $G_{сек}$ означает количество пара в секунду в кг/сек, то в тепловых единицах теряемая работа равна:

$$h_{rv} = \frac{75 N_{rv}}{427 \cdot G_{сек}} = \frac{N_{rv}}{5,7 \cdot G_{сек}} \text{ кал/кг.} \quad (63)$$

Если отложить эту потерю на диаграмме $i-s$ (рис. 80), то получается состояние A_4 с теплосодержанием $i_4 = i_3 + h_{rv}$ в пространстве, где вращается колесо. В одноступенчатой турбине дальнейших внутренних потерь не воз-никает, так что A_4 представляет собой состояние выходящего пара. При многоступенчатых турбинах нужно еще считаться с потерей вследствие неплот-ностей между отдельными ступенями.

При небольших мощностях, т. е. незначительных количествах пара, потеря от трения колеса становится значительной; она влияет на выбор диаметра колеса и наивыгоднейшей окружной скорости, так как, хотя коэф-фициент полезного действия на ободу и убывает по мере уменьшения диа-метра, работа трения и вентиляции убывает в еще большей степени. При больших мощностях эта потеря играет незначительную роль, и часто ею можно пренебречь, особенно при низких давлениях.

Казалось бы, общая работа трения при многих ступенях должна быть больше, чем при немногих, так как потеря эта возникает в каждой турбинной

камере; но это не так, ибо при многих ступенях, т. е. небольших отдельных перепадах, уменьшается также α , а значит, и диаметр, который оказывает на работу трения гораздо большее влияние, чем γ и число ступеней. Поэтому многоступенчатые турбины выгодны и в отношении потерь на трение колеса.

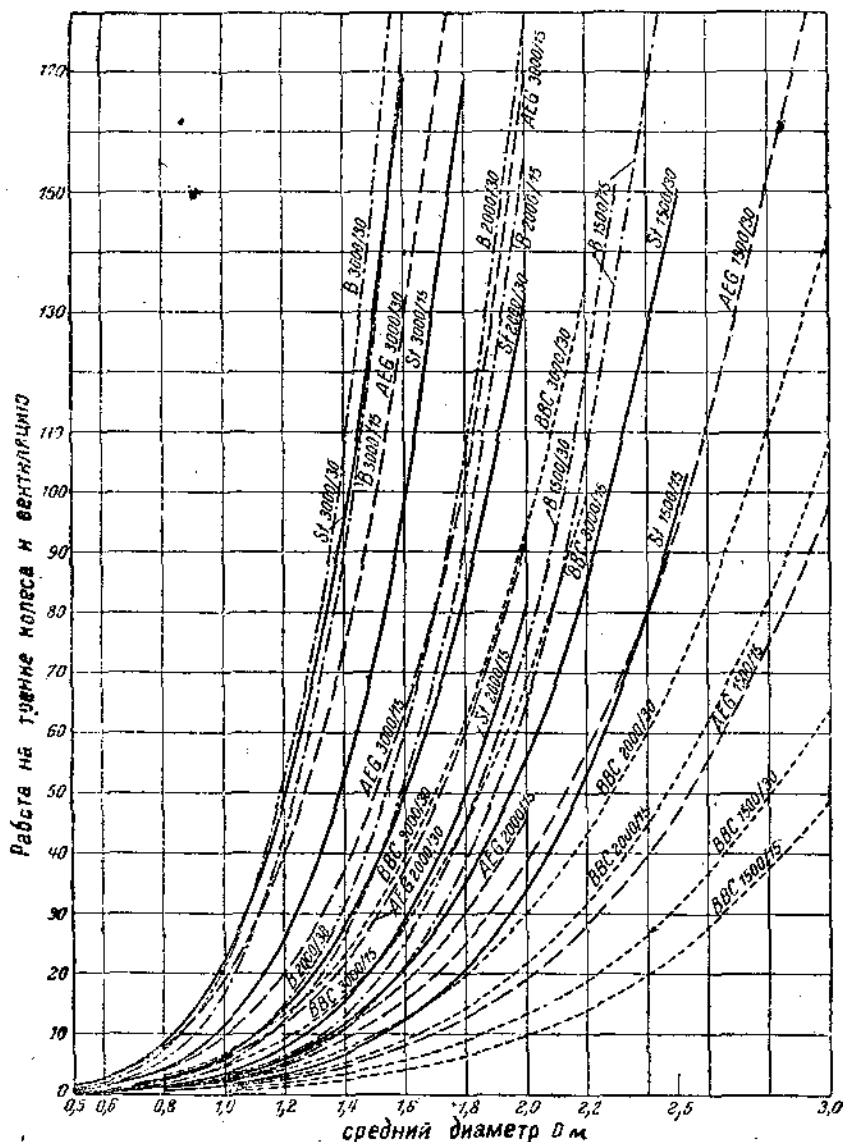


Рис. 83. Сравнение потерь на трение и вентиляционных (при $\xi = 0$, $\gamma = 1$).

5. Потеря через зазоры. Эта потеря обусловлена тем, что пар из одной ступени в другую проникает через зазоры в тех местах, где вал пропущен сквозь диафрагмы у активных турбин и через зазоры между направляющей лопаткой и барабаном и между рабочей лопаткой и корпусом у реактивных турбин.

Таким образом, потеря эта у многоступенчатых турбин возникает только начиная со второй ступени. Кроме того пар теряется в сальниках (набивочных коробках), выходя наружу. В одноступенчатых турбинах и в первой ступени у многоступенчатых турбин не происходит потерь от неплотностей, оказываю-

ших влияние на работу пара, так как ускользящий наружу из сальника пар совершил уже работу в первой ступени.

Так как между вращающейся и неподвижной частью недопустимо соприкосновение, то зазор имеется всегда, и он должен составлять не меньше 0,2 мм (при угольных уплотнениях меньше). Этот зазор может быть гладким, без значительных изменений сечения (мы будем называть его просто зазором), или же состоять из чередующихся сужений и расширений — лабиринта, и тогда пар в лабиринте тормозится, а создающаяся в узком зазоре скорость уничтожается вихрями в уширенном зазоре.

Простой зазор, гладкий или с немногими расточками, применяется обычно для промежуточных уплотнений между смежными ступенями, лабиринт — для концевых уплотнений.

а) Потери через зазор. Когда критическое отношение давлений не превзойдено, т. е. $p_1 \geq p_k$ (см. стр. 24), то беспрепятственно протекающее через зазор с сечением $f_{sp} = \pi d_{sp} \cdot s$ (рис. 84) количество пара должно было бы равняться

$$G_{sp} = \frac{f_{sp} \cdot c_1}{v_1} \text{ кг/сек,}$$

где c_1 означает скорость пара, соответствующую падению давления от p до p_1

(равную создающейся в направляющем аппарате скорости), и v_1 — соответственный конечный объем. В действительности протекает меньше пара, — тем меньше, чем длиннее зазор и чем он уже; имеем:

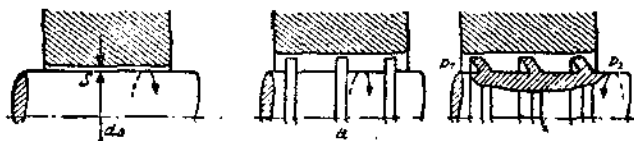


Рис. 84 и 85. Потери через зазоры.

$$G_{sp} = \varphi_{sp} \frac{f_{sp} \cdot c_1}{v_1} \text{ кг/сек,} \quad (64)$$

причем, смотря по длине зазора, при ширине его s от 0,2 до 0,5 мм, φ_{sp} может составлять от 0,5 до 0,8.

При сверхкритическом отношении давлений максимально достижима в зазоре критическая скорость c_k , и тогда для расхода можно воспользоваться формулой Бендемана (см. стр. 33):

$$G_{sp} = 203 \varphi_{sp} f_{sp} \sqrt{\frac{p}{v}} \text{ кг/сек,} \quad (65)$$

где φ_{sp} таково же, как выше, f_{sp} выражено в м², p означает давление перед зазором в кг/см² и v — соответственный удельный объем в м³/кг.

Желобки в валу или ступице колеса (рис. 85) уменьшают расход пара, особенно когда гребни направлены против течения (рис. 85b), ибо уширения уничтожают создающуюся скорость, не будучи, впрочем, равноценны в этом отношении настоящим лабиринтам. В большинстве случаев вал или ступица остаются гладкими, а на диафрагме помещают уплотнительные (набивочные) кольца (рис. 150 а, б и с, стр. 174).

У реактивных турбин возникает потеря пара между ступенями через зазоры z , отделяющие рабочую лопатку от корпуса и направляющую лопатку от барабана (рис. 86); пар, проходящий через этот последний зазор, в небольшой своей части будет, правда, работать в следующей рабочей лопатке, но так как струя не направлена надлежаще, то рассеяние будет велико. Каждая ступень имеет два зазора, а поэтому все сечение равно:

$$f_{ps} = 2\pi Ds \sin \alpha_1,$$

где D означает диаметр расчетной окружности, ибо пар движется и в зазоре приблизительно под углом лопатки α_1 . Определить количество пара, протекающее через эти зазоры, можно опять-таки по уравнению (64); его отношение к общему количеству пара равно приблизительно

$$\frac{G_{sp}}{G_{сек}} = \frac{2s}{l+s},$$

где l означает длину лопатки.

При небольших длинах лопаток, т. е. при небольших мощностях и в части высокого давления, потеря, следовательно, велика, так как в видах надежности эксплуатации ширина зазора не может быть ниже известного минимума.

Для сокращения потерь через зазоры, лопатки окружаются бандажами с заостренными венцами (рис. 87), которые при случайном задевании снашиваются; это позволяет весьма сократить ширину зазора s , не опасаясь поломки лопаток.

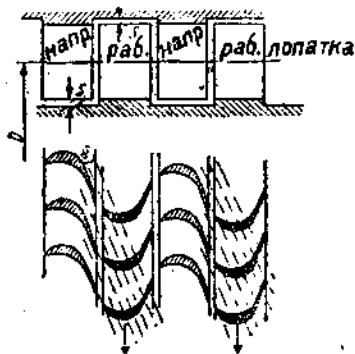


Рис. 86. Потеря через зазор у реактивной турбины.

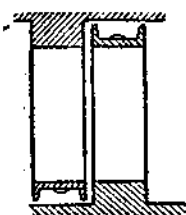


Рис. 87. Уплотнение зазора.

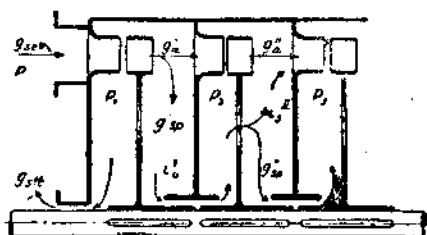


Рис. 88. Потери через неплотности.

Фирма ВВС применила так называемое „перекрытие зазоров“ (рис. 181, стр. 187) с постепенно увеличивающимися длиной лопатки бандажом, причем струя пара посредством надлежащего отклонения направляется так, что улавливается следующей лопаткой и в меньшей степени может уходить в зазор.

Потеря в зазоре, которая по данным Андергуба ¹⁾ равна $\zeta_{sp} = 1,72 \frac{s^{1,4}}{l}$ (s — ширина зазора, l — длина лопатки в мм), как часть адиабатического перепада, у реактивных турбин часто не указывается отдельно, а учитывается коэффициентом потерь ζ вместе с потерей в лопатке.

У активных турбин потерю от неплотностей определяют для каждой ступени отдельно. Вследствие неплотности работающее количество пара сокращается для данной ступени, но уходящий через зазор, не совершивший работы пар подводит все свое теплосодержание к следующей ступени, тем самым повышая в ней теплосодержание, так что он может отчасти быть использован наново, за исключением последней ступени.

Если $G_{сек}$ означает подводимое к турбине общее количество пара, протекающее через направляющий аппарат первой ступени, $G_{стb}$ кг/сек — количество, уходящее наружу через сальник, G'_{sp} , G''_{sp} — количество, попадающее через зазор в следующую ступень, и G_{a1} , G_{a2} — количество, работающее в следующей ступени (проходящее через направляющий аппарат, рис. 88), то имеем:

$$G_{сек} = G_{стb} + G'_{sp} + G_{a1} \text{ кг/сек.}$$

¹⁾ Anderhub, Untersuchung über die Strömung im radialen Schaufelspalt. Диссертация. Цюрих, 1912.

Во второй ступени (и в следующих) имеется налицо только количество:

$$G_{сек} - G_{стb} = G'_{sp} + G'_a = G''_{sp} + G''_a.$$

Если теплосодержание в первой камере равно i_4^I (рис. 89),¹ во второй — i_4^{II} без влияния неплотностей, но с учетом трения колеса (т. е. в точке A_4 , рис. 89, стр. 68), то вследствие смешения с проникшим через неплотности количеством пара теплосодержание становится равным i_5^{II} и получается

$$G'_a i_4^{II} + G'_{sp} i_4^I = (G'_a + G'_{sp}) i_5^{II},$$

откуда можно найти теплосодержание i_5^{II} в точке A_5 , как конечное состояние второй ступени и в то же время начальное состояние следующей ступени:

$$i_5^{II} = \frac{G'_a \cdot i_4^{II} + G'_{sp} \cdot i_4^I}{G'_a + G'_{sp}} \text{ кал/кг.}$$

Потеря в зазоре через промежуточное уплотнение равна тогда

$$h_{sp} = i_5^{II} - i_4^{II} \text{ кал/кг}$$

и, взяв i_5^{II} из предыдущего уравнения, имеем:

$$\begin{aligned} h_{sp} &= \frac{G'_a \cdot i_4^{II} + G'_{sp} \cdot i_4^I}{G'_a + G'_{sp}} - i_4^{II} = \frac{G'_{sp}}{G'_a + G'_{sp}} (i_4^I - i_4^{II}) = \\ &= \frac{G'_{sp}}{G'_a + G'_{sp}} (h_a - h_{rv}) \text{ кал/кг.} \end{aligned} \quad (66)$$

Вообще говоря, потеря в зазоре выражается произведением из отношения проникшего через неплотности количества пара в данной ступени к общему, протекающему через турбину количеству на разность между теплосодержаниями предыдущей и данной ступени с учетом потерь на трение колеса.

Протекающее через зазоры количество пара уменьшается от ступени к ступени, так как возрастает удельный объем; следовательно уменьшаются также потери в зазорах.

Так как проходящее через зазор количество пара зависит от перепада, то потери от неплотностей тем меньше, чем больше ступеней имеет турбина при одном и том же общем перепаде, хотя число зазоров тогда больше.

Рабочие диски снабжаются уравнительными отверстиями, назначение которых — выравнивать разность давлений, обусловленную всасывающим действием струящегося через рабочие лопатки пара. Эти отверстия имеют еще то преимущество, что проходящий через неплотные места пар может через них ускользнуть (см. рис. 88) и не засасывается тогда рабочим паром сквозь рабочие лопатки, что значительно нарушало бы движение пара.

б) Потери через лабиринты. Как уже упомянуто, лабиринты образованы чередующимися сужениями и уширениями в зазорах, по возможности меняющими направление паровой струи. Лабиринты применяются для сальников и для разгрузочных поршней (думмисов) у реактивных турбин, а также

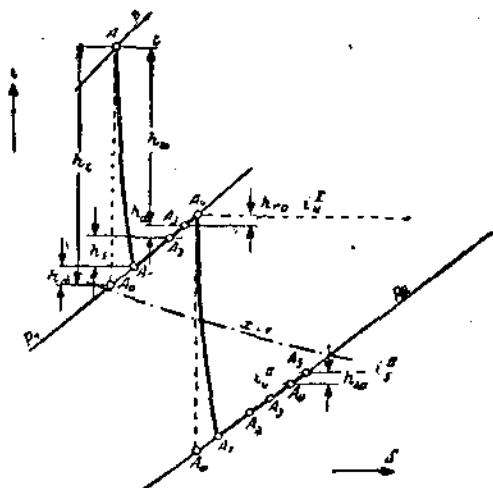


Рис. 89. Потеря через зазор на диаграмме is .

и для уплотнений между ступенями; однако в этом последнем случае число лабиринтных камер ограничено пространством между рабочими колесами.

При небольших разностях давлений или большом числе лабиринтных камер скорость в зазоре между двумя соседними камерами приблизительно равна

$$c = \sqrt{2g(P - P')v},$$

где v означает средний (или с достаточной точностью соответствующий давлению P) удельный объем в м³/кг, а P и P' — давления в камерах, в кг/м² (рис. 90).

Обозначая снова через f_{sp} м² сечение зазора, имеем для протекающего через сальник количества пара

Рис. 90. Лабиринтное уплотнение.

$$G_{stb} = \frac{f_{sp} c}{v} = f_{sp} \sqrt{2g \frac{(P - P')}{v}} \text{ кг/сек},$$

или для разности давлений при допущенном количестве пара G_{stb}

$$\frac{P - P'}{v} = \left(\frac{G_{stb}}{f_{sp}} \right)^2 \frac{1}{2g}.$$

Состояния пара в следующих друг за другом камерах определяются линией торможения $l = \text{const}$, для которой приблизительно $Pv = \text{const} = \frac{1}{k}$ или $\frac{1}{v} = kP$, где k имеет среднее значение. Если положить $P - P' = \Delta P$ и взять одинаковые расстояния Δx на продольной оси, то этому уравнению можно придать вид:

$$-\frac{\Delta P}{\Delta x} \cdot P = \left(\frac{G_{stb}}{f_{sp}} \right)^2 \frac{1}{2gk \Delta x} = \frac{dP}{dx} \cdot P,$$

считая при малых разностях давлений $-\frac{\Delta P}{\Delta x} = \frac{dP}{dx}$. Из предыдущего уравнения получается в пределах P_1, P_2 и x_1, x_2 :

$$P_1^2 - P_2^2 = 2 \left(\frac{G_{stb}}{f_{sp}} \right)^2 \frac{1}{2gk} \cdot \frac{x_2 - x_1}{\Delta x};$$

но $(x_2 - x_1) : \Delta x = z$ выражает собою число лабиринтных камер, далее $\frac{1}{k} = P_1 v_1$.

При z лабиринтных камерах, состоянии P_1, v_1 перед сальником и состоянии P_2, v_2 за ним имеем:

$$G_{stb} = f_{sp} \sqrt{\frac{g(P_1^2 - P_2^2)}{z \cdot P_1 \cdot v_1}} \text{ кг/сек}, \quad (67)$$

где f_{sp} выражено в м², P_1, P_2 в кг/м² и v_1 в м³/кг.

При радиально расположенных друг за другом лабиринтах, если $f_1 = \pi d_1 s$ означает начальное, а $f_2 = \pi d_2 s$ конечное сечение зазоров, имеем:

$$G_{stb} = \sqrt{\frac{g(P_1^2 - P_2^2)}{z P_1 v_1}} f_1 f_2 \text{ кг/сек}. \quad (68)$$

При больших разностях давления перед и за сальником может возникнуть скорость, превосходящая скорость звука, но только в последней камере; она равна $c_k = \sqrt{kgP_2 v_2}$. Чтобы установить наличие

такой скорости, следует, по указаниям Стодола, определить сперва скорость в последней камере $c_2 = \frac{G_{stb} v_2}{f_{sp}}$, причем G_{stb} означает предварительно вычисленный по уравнению (67) вес, а v_2 представляет собою удельный объем по уравнению торможения $v_2 = \frac{p_1 v_1}{p_2}$. Если $c_2 > c_k$, то уравнение (67) уже не действительно. По Бендеману¹⁾ при P_x и v_x перед последним сужением [см. уравнение (65) на стр. 75] получается:

$$G_{stb} = 2,03 f_{sp} \sqrt{\frac{P_x}{v_x}} = 2,03 f_{sp} \sqrt{k P_x^2} \text{ кг/сек,} \quad (a)$$

для предыдущих $z-1$ лабиринтных камер сохраняет силу с достаточною точностью уравнение (67) $P_1 v_1 = \frac{1}{k}$:

$$G_{stb} = f_{sp} \sqrt{\frac{k g}{z-1} (P_1^2 - P_2^2)} \text{ кг/сек.} \quad (b)$$

Приравняв друг к другу (a) и (b), имеем

$$P_x^2 = \frac{g P_1^2}{4,12(z-1) + g}; \quad (c)$$

подставив эту величину в уравнение (a), получаем:

$$G_{stb} = f_{sp} \sqrt{\frac{k \cdot g P_1^2}{(z-1) + g/4,12}} \text{ кг/сек,}$$

или при $g/4,12 \approx 2,4$ и $k = 1/P_1 v_1$:

$$G_{stb} = f_{sp} \sqrt{\frac{g}{z + 1,4} \left(\frac{P_1}{v_1} \right)} \text{ кг/сек.} \quad (69)$$

Проще базировать расчет на критическом давлении, которое получается, если в уравнение (c) подставить $p_k = 0,54 p_x$ для перегретого пара (0,57 p_x для насыщенного пара):

$$p_k = p_1 \frac{0,85}{\sqrt{z + 1,4}}. \quad (70)$$

Если $p_2 < p_k$, то подлежит применению уравнение (69); если же $p_2 > p_k$, то действительно уравнение (67).

Если требуется допустить в качестве потери только определенное количество пара G_{stb} , то число потребных для этого лабиринтных камер z можно найти по уравнению (67) или (69); в таком случае при $p_2 > p_k$:

$$z = \frac{g (P_1^2 - P_2^2)}{P_1 v_1} \left(\frac{f_{sp}}{G_{stb}} \right)^2$$

и при $p_2 < p_k$:

$$z \approx g \frac{P_1}{v_1} \left(\frac{f_{sp}}{G_{stb}} \right)^2.$$

Числовые примеры. 1. Пусть давление перед сальником (в корпусе) $p_1 = 6$ атм. абс., 200°C , наружное давление $p_2 = 1$ атм. абс., число лабиринтных камер $z = 25$, ширина зазора $s = 0,2$ мм, диаметр зазора $d_s = 250$ мм, так что

$$f_{sp} = \pi \cdot 25 \cdot 0,02 = 1,57 \text{ см}^2 = 1,57 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Так как

$$p_k = 6 \frac{0,85}{\sqrt{25 + 1,4}} = 0,99,$$

т. е. $p_2 > p_k$, то при $v_1 = 0,3598$ (согласно таблице III в приложении) имеем по уравнению (67):

$$G_{stb} = 1,57 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{9,81 \cdot 10000^2 (6^2 - 1^2)}{25 \cdot 60000 \cdot 0,3598}} = 0,0396 \text{ кг/сек} = 143 \text{ кг/час.}$$

2. Пусть в качестве запорного пара для сальника со стороны вакуума, имеющего диаметр 300 мм, ширину зазора $s = 0,25$ мм и $z = 12$ лабиринтных камер, применен пар давлением 15 атм. абс., 300°C , тормозящийся до $p_1 = 1,0$ атм. абс.; его удельный объем (на линии торможения $i = \text{const}$ в диаграмме $i-s$) равен $v = 1,3$ м³/кг. Вакуум пусть составляет 940/0, т. е. $p_2 = 0,06$ атм. абс.

Так как $p_k = 2 \frac{0,85}{\sqrt{13,4}} = 0,462 > p_2$, то применению подлежит уравнение (69), согласно которому при $f_{sp} = \pi \cdot 30 \cdot 0,025 = 2,36 \text{ см}^2 = 2,36 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

$$G_{stb} = 2,36 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{9,81 \cdot 2 \cdot 10000}{13,4 \cdot 1,3}} = 0,025 \text{ кг/сек} = 92,5 \text{ кг/час.}$$

3. Пусть разгрузочный поршень реактивной турбины имеет в диаметре 600 мм, ширину зазора $s = 0,3$ мм и $z = 20$ лабиринтных камер; в таком случае

$$f_{sp} = \pi \cdot 60 \cdot 0,03 = 5,65 \text{ см}^2 = 5,65 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

При $p_1 = 12$ атм. абс., 360°C , $v_1 = 0,2189$ в корпусе и $p_2 = 2$ атм. абс. за поршнем, получается для протекающего количества пара по уравнению (69), так как $p_k = 12 \frac{0,85}{\sqrt{21,4}} = 2,2$, т. е.

$p_2 < p_k$.

$$G_{stb} = 5,65 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{9,81 \cdot 120000}{21,4 \cdot 0,2189}} = 0,283 \text{ кг/сек} = 1020 \text{ кг/час.}$$

6. Механические потери (потери холостого хода). Работу, требующуюся для преодоления трения в подшипниках и для привода регулятора и масляного насоса, нужно вычесть из работы пара в турбине. Эта работа холостого хода не влияет, однако, на состояние пара. Она образует внешнюю потерю, которая, правда, тоже превращается в теплоту, но теплота эта отводится телом подшипника и смазочным маслом. У турбин с угловыми уплотнительными кольцами сюда присоединяется еще некоторое трение в кольцах.

Работа трения в подшипниках состоит из трения в опорных и трения в упорном подшипнике. Так как никакого металлического соприкосновения не должно в них происходить, как и во всяких других хорошо исполненных подшипниках, и между цапфами и вкладышами должен находиться достаточно толстый слой масла (цапфа „плавает“), то работа трения определяется трением жидкости, т. е. коэффициентом трения μ между маслом и металлом.

Обозначив у опорных подшипников через k среднее удельное давление на цапфу диаметром d см и длиной l см, мы можем выразить нагрузку на подшипник через $P = dlk$, действующую на окружности цапфы силу трения через

$$K_r = \mu P = \mu dlk$$

и работу трения (правильнее говоря, мощность), если v означает окружную скорость цапфы в м/сек, через

$$A_r = K_r \cdot v = \mu P v = \mu dlk v \text{ кгм/сек.} \quad (71)$$

Для определения работы трения нужно знать коэффициент трения μ . Величина его зависит от различных обстоятельств, как равно и распределение давления и температуры.

Мы не станем здесь заниматься теорией подшипников и сошлемся на работы Мичеля ¹⁾, Гюмбеля ²⁾, Фрейденрейха ³⁾ и Кухарского ⁴⁾, результаты которых приведены в книге Стодола. Далее в эту область внесли новые сведения опыты Стрибека ⁵⁾, Лаше ⁶⁾ и фирмы ВВС.

Лаше пришел к выражению

$$\mu kt = 2$$

(где t означает температуру подшипника), действительному для k от 1 до 15 кг/см², для $t = 30 - 100^\circ \text{C}$ и для окружных скоростей цапфы v от 5 до 20 м/сек.

Новейшие опыты Лаше ⁷⁾, произведенные в 1918 году, показали, что распределение давления по окружности цапфы зависит от нагрузки подшипника (среднего давления на площадь его проекции), конструкции опоры, места впуска (способа подвода) смазочного масла, температуры и количества масла, окружной скорости и зазора между цапфой и вкладышем подшипника. Из этих опытов следует, что удельное давление тем больше, чем больше среднее давление на площадь и чем меньше длина подшипника при одном и том же среднем давлении; в нижней части опоры — чем больше скорость цапфы; дальше, вверх по окружности, давление становится меньше по мере увеличения скорости. По длине цапфы распределение давления, а также функциональная зависимость изменяются. При средних давлениях, превышающих $\sim 6 \text{ кг/см}^2$, давление при большем зазоре в подшипнике больше, а при меньшем среднем давлении — меньше.

Распределение давления имеет большее значение для исполнения подшипников, для определения же работы трения достаточно знать среднее давление

$$k = \frac{P}{ld};$$

но важную роль играет коэффициент трения.

Согласно уравнению (71a) $\mu = \frac{2}{kt}$. Следовательно, μ тем меньше, чем выше среднее давление и температура; это подтвердили опыты. Зато μ возрастает по мере увеличения скорости цапфы и количества масла. Важен результат опытов ВВС при различных зазорах в подшипнике δ , согласно которым коэффициент трения уменьшается по мере увеличения зазора; на рис. 91 показаны полученные значения μ в зависимости от отношения зазора к радиусу цапфы и от температуры впуска масла, для подшипника с $d = 125 \text{ мм}$,

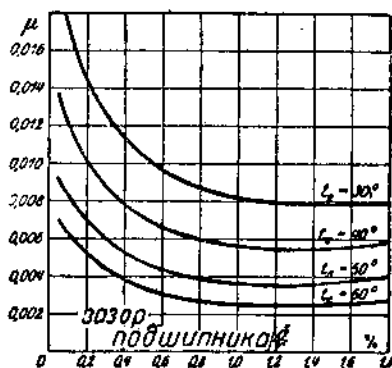


Рис. 91. Коэффициент трения в зависимости от зазора подшипника.

¹⁾ Z. Math. Phys. Bd. LII, 1905, стр. 123.

²⁾ Schiffsbautechn. Jahrb., 1917, стр. 236; Z. ges. Turbinenw., 1918, стр. 205.

³⁾ Mitt. Brown, Boveri & Co, 1917, стр. 1.

⁴⁾ Z. ges. Turbinenw., 1913, стр. 53.

⁵⁾ Z. V. d. I., 1902, стр. 1341.

⁶⁾ Z. V. d. I., 1902, стр. 1381.

⁷⁾ Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen und Turbodynamos. J. Springer, 1920.

Есть русский перевод, изд. "Техн. и Произв.", 1928.

$l=185$ мм, $k=7,7$ кг/см², $n=3000$, т. е. $v=19,7$ м/сек и $0,18$ л/сек масла. Наивыгоднейшее значение получается при $\frac{\delta}{r}=0,012$ (δ —зазор, $r=\frac{d}{2}$), т. е. в данном случае при $\delta=0,75$ мм; при большем зазоре прирост невелик. При небольшом зазоре коэффициент трения велик, и возможны значительные сотрясения, которые при увеличении зазора исчезают.

Зависимость общей работы трения A_R от среднего давления $p(=k)$, от скорости цапфы v и температуры масла t представлена на рис. 92 согласно опытам Лаше. Мы видим, что работа трения мало возрастает по мере увеличения давления, но зато возрастает значительно по мере увеличения скорости v и понижения температуры.

Само по себе трение в подшипниках невелико; оно в умеренной степени зависит от конструкции, т. е. от того, является ли турбина одно- или многокорпусной, далее — от числа оборотов, так как по мере уменьшения числа оборотов увеличивается диаметр колеса, утяжеляется ротор, и, несмотря на меньшее число оборотов, окружная скорость обычно не становится меньше, ибо утолщается цапфа.

Большее значение имеет затрата работы на привод регулятора и масляных насосов. Иногда еще сюда присоединяется зубчатая передача, которая, однако, работает с очень высоким коэффициентом полезного действия благодаря осуществимой в настоящее время точности при обработке зубцов.

В исполненных установках работу холостого хода можно определить посредством испытания на выбег, измерив число оборотов до остановки и вычислив по этому числу и по моменту инерции всех вращающихся частей моменты трения; в результат такого вычисления входит также работа трения и вентиляции. Найденные при различных давлениях в корпусе и отложенные в зависимости от давлений моменты трения дают для нулевого давления (посредством экстраполяции) работу холостого хода, ибо при давлении 0 работа трения колеса и вентиляции тоже должна быть равна нулю¹⁾.

Работа холостого хода поддается, однако, определению и посредством вращения разъединенной от своего генератора турбины, с помощью электродвигателя, при разрежении внутри ее корпуса²⁾. Для этого запирают подво-

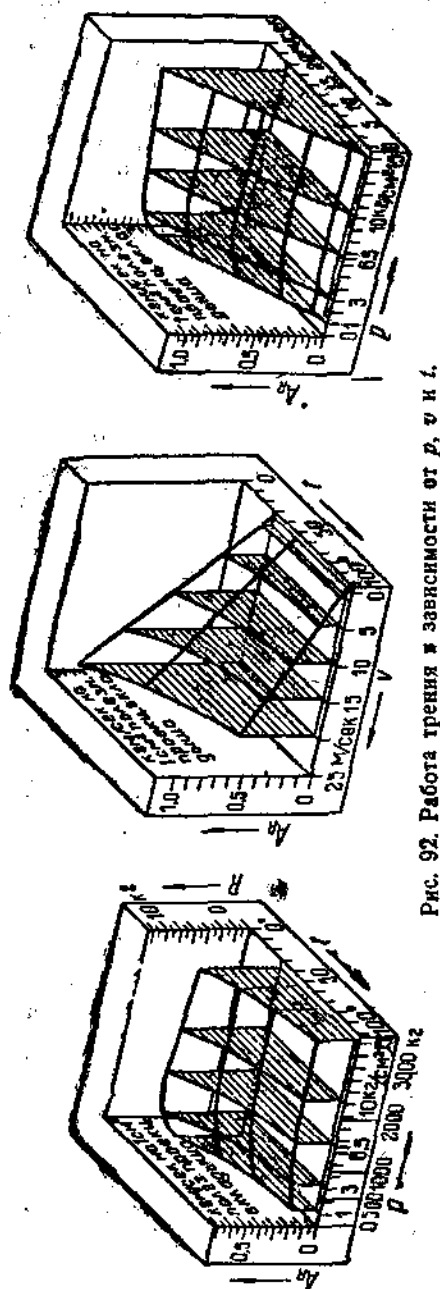


Рис. 92. Работа трения в зависимости от p , v и t .

¹⁾ Z. ges. Turbinenw., 1907, стр. 253.

²⁾ См. Versuchsbericht von A. Stodola. Z. V. d. I., 1925, № 37, стр. 1177.

дящий паропровод и тщательно предотвращают проникновение пара в турбину. Через спускные трубы сальников турбину заполняют воздухом. Представляется целесообразным начать испытание при возможно высоком вакууме (турбину надо присоединить к конденсационной установке или отсасывать воздух из паротводного штуцера). При отсчетах надо позаботиться о неизменном состоянии в корпусе. Запирая задвижки на пути в конденсатор или сокращая отсос, ухудшают вакуум и при этом определяют затрату работы для различных давлений, т. е. плотностей в турбине, откладывая ее в зависимости от давления или удельного веса. Путем экстраполяции на удельный вес 0 получают затрату работы на холостой ход. Число оборотов нужно, разумеется, поддерживать неизменным, подшипники поддерживать на том же уровне температуры и масляные насосы на том же уровне производительности, как при нормальном режиме.

Далее, работу холостого хода у исполненных турбин можно определять посредством измерения мощности на муфте и вычисления внутренней мощности турбины N_i [см. стр. 85, уравнение (75)]. Полезную мощность на муфте можно определить посредством торможения водяным тормозом или, при непосредственном приводе генератора, — измерением его мощности на зажимах N_{kw} в связи с коэффициентом полезного действия η_{dyn} :

$$N_e = \frac{N_{kw} \cdot 1,36}{\eta_{dyn}} \text{ л. с.}, \quad (72)$$

работа холостого хода равна тогда

$$N_i = N_t - N_e.$$

Так как заранее нельзя определить потери холостого хода, то для новых проектов ими приходится задаваться на основании результатов, полученных в исполненных установках. Вместо потерь целесообразно указывать механический коэффициент полезного действия $\eta_m = N_e : N_i$; практические значения см. на рис. 95 (стр. 89).

Таким образом работа холостого хода равна:

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m} - N_e = N_e \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right).$$

По мере увеличения мощности агрегата потери относительно убывают.

Так, например, для $N_e = 1000$ л. с., $n = 3000$, в среднем (согласно рис. 95) $\eta_m = 0,965$ и $N_i = 1000 \left(\frac{1}{0,965} - 1 \right) = 1000 \cdot 0,036 = 36$ л. с.

Для $N_e = 5000$ эфф. л. с., $n = 3000$, $\eta_m = 0,986$

$$N_i = 5000 \left(\frac{1}{0,986} - 1 \right) = 5000 \cdot 0,014 = 70 \text{ л. с.}$$

Для $N_e = 25000$ эфф. л. с., $n = 3000$, $\eta_m = 0,996$

$$N_i = 25000 \left(\frac{1}{0,996} - 1 \right) = 25000 \cdot 0,004 = 100 \text{ л. с.}$$

Для $N_e = 100000$ эфф. л. с., $n = 1500$, $\eta_m = 0,998$

$$N_i = 100000 \left(\frac{1}{0,998} - 1 \right) = 100000 \cdot 0,002 = 200 \text{ л. с.}$$

(При большом η_m можно с достаточной точностью считать $N_i = N_e (1 - \eta_m)$).

При крупных мощностях абсолютное значение мощности холостого хода довольно велико.

7. Потери вследствие охлаждения и излучения. Эти потери тоже принадлежат к числу внешних потерь, но они могли бы влиять на состояние пара в турбине, будь они значительны. Однако они очень малы, ибо пар проходит через турбину с большой скоростью и имеет мало времени для отдачи тепла наружу; к тому же поверхность мала по отношению к объему, особенно при крупных мощностях, и ее можно хорошо изолировать.

По данным Эберле¹⁾, отдаваемое в час вследствие теплопроводности и лучеиспускания количество тепла равно:

$$Q_{str} = kF(t_d - t_l) \text{ кал/час,} \quad (73)$$

где F означает наружную металлическую поверхность в м^2 , окружающую пар, t_d — температуру пара, t_l — температуру воздуха и k — опытный коэффициент, который можно при насыщенном паре принимать равным $k = 2,3 - 3$, при перегретом паре до 200°C $k = 2,8$ и до 400°C $k = 3,5$. Под t_d надо понимать среднюю температуру пара в корпусе турбины.

Пусть у турбины с конденсацией мощностью 2000 эфф. л. с., при $n = 3000$, часовое количество пара $G_{st} = 8000$ кг, поверхность корпуса приблизительно $F = 6,5 \text{ м}^2$, $t_d = 200^\circ$ и $t_l = 25^\circ$; в таком случае при $k = 2,8$ имеем по указанному выше уравнению:

$$Q_{str} = 2,8 \cdot 6,5 (200 - 25) = 3200 \text{ кал/час.}$$

или на 1 кг

$$h_{str} = \frac{3200}{8000} = 0,4 \text{ кал/кг;}$$

эта величина по сравнению с общим тепловым перепадом (здесь составляющим около 200 кал/кг) не играет никакой роли.

Эти потери трудно определить точно; при средних и крупных мощностях ими можно пренебречь, при небольших мощностях их учитывает в числе прочих потерь коэффициент полезного действия.

Если вычесть внешние потери из внутренней мощности, то получается находящаяся в распоряжении на муфте, отнесенная к 1 кг пара эффективная (полезная) мощность

$$h_e = h_i - h_l - h_{str} = h_i \eta_m. \quad (74)$$

8. Обзор потерь; мощности и коэффициенты полезного действия. Согласно вышеизложенному возникающие у активных турбин потери таковы:

а. Внутренние потери.

1. Потеря в сопле:

$$h_d = A \frac{c_0^2 - c_1^2}{2g} = (1 - \varphi^2) h_i \text{ кал/кг.}$$

2. Потеря в лопатке:

$$h_s = A \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = A (1 - \psi^2) \frac{w_1^2}{2g} \text{ кал/кг.}$$

3. Потеря при выходе:

$$h_a = A \frac{c_a^2}{2g} \text{ кал/кг.}$$

4. Потери на трение колеса и вентиляцию:

$$h_{rv} = \frac{N_{rv} \cdot 75}{427 \cdot G_{сек}} = \frac{N_{rv}}{5,7 \cdot G_{сек}} \text{ кал/кг,}$$

при N_{rv} л. с. согласно уравнению (59a).

¹⁾ Forsch.-Arb., 1902, № 78.

5. Потери через неплотности (зазоры):

$$h_{sp} = \frac{G_{sp}}{G_{сек}} (i_{4n} - i_{4(n+1)}).$$

б. Внешние потери.

6. Потеря в сальниках: она уменьшает работающее количество пара и учитывается в виде надбавки к расходу пара.

7. Потеря холостого хода (механическая потеря), оцениваемая согласно опытным данным в форме механического коэффициента полезного действия η_m .

8. Потери на охлаждение и лучеиспускание: ими можно в большинстве случаев пренебречь или учитывать в η_m .

У реактивных турбин возникают те же потери, но они имеют величину другого порядка и другое значение. Потери в соплах (направляющих лопатках) однородны с потерями в рабочих лопатках и большей частью равны этим последним; скорость при выходе всегда используется в следующей ступени; потери от трения колеса у турбин барабанного типа невелики, вентиляционные потери отсутствуют, потому что всегда применяется полный подвод пара. Зато потери от протечек значительны; их часто учитывает коэффициент лопатки, так как они в довольно значительной степени влияют на движение пара в лопатке. Рекомендуются, однако, определять потерю в лопатке как у активных турбин, а потерю от протечек — согласно сказанному на стр. 75. При разгрузочных поршнях (для компенсации осевого давления) потери в уплотнениях значительны (см. пример на стр. 80), но можно обойтись и без таких поршней. Внешние потери таковы же, как у активных турбин.

Потери в соплах, лопатках и при выходе образуют вместе „потери на ободе“ (в направляющих и рабочих лопатках); если вычесть их из адиабатического перепада h_i , то получается отдаваемая лопатке работа, т. е. превращаемый в мощность на ободе перепад h_u :

$$AL_u = h_u = h_i - (h_d + h_s + h_a) \text{ кал/кг}$$

и коэффициент полезного действия на ободе

$$\eta_u = \frac{h_u}{h_i},$$

величина и зависимость которого уже были подробно выяснены на стр. 44. Коэффициент полезного действия на ободе η_u не зависит от количества пара, а значит, и от величины турбины.

Мощность, отдаваемая на ободе колеса, отнесенная к 1 кг пара, или соответственный перепад, должна еще преодолевать работу трения колеса и вентиляции h_{rv} (см. стр. 68); кроме того у многоступенчатых турбин, начиная со второй ступени, часть пара протекает через неплотности (зазоры) между ступенями, не совершая работы и тем самым уменьшая отнесенную к 1 кг общего количества пара, отдаваемую на валу мощность или соответственный перепад еще в размере потерь в зазоре h_{sp} (см. стр. 74); внутренняя мощность равна:

$$AL_i = h_i = h_u - h_{rv} - h_{sp} \text{ кал/кг.} \quad (75)$$

Так как величина h_{rv} и h_{sp} зависит от количества пара [см. уравнение (63), стр. 73, и уравнение (66), стр. 77] и возрастает по мере уменьшения количества пара, то внутренняя работа, отдаваемая валу, приходящаяся на 1 кг, тем меньше при равенстве прочих условий, чем меньше количество пара.

По мере увеличения диаметра колеса h_u возрастает до некоторого максимального значения (у активных турбин до $\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$), но и h_{rv} возрастает, и притом в гораздо большей степени; поэтому должно существовать какое-то наивыгоднейшее значение диаметра колеса или величины $\frac{u}{c_1}$ (которая меньше, чем $\frac{\cos \alpha_1}{2}$), при котором h_i достигает максимума. Для выбора u или D при заданном числе оборотов практически важен поэтому не максимум η_u , а внутренний коэффициент полезного действия ступени

$$\eta_i = \frac{h_i}{h_t} \quad (76)$$

Таким образом турбина малой мощности имеет, правда, более низкий внутренний коэффициент полезного действия, чем турбина большой мощности, но и наивыгоднейший диаметр колеса у нее меньше. Для максимума η_i не представляется возможным установить простое соотношение в зависимости от диаметра. Величину η_i приходится находить для различных диаметров или значений $\frac{u}{c_1}$ или

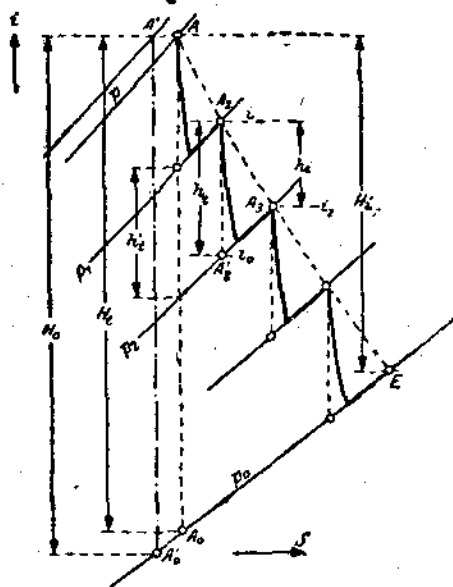


Рис. 93. Возврат тепла.

графически откладывать в зависимости от них; кривая η_i имеет параболический характер, причем вершине ее соответствует наивыгоднейший диаметр колеса.

У многоступенчатых турбин потери отчасти используются в следующей ступени, ибо они повышают теплосодержание; благодаря этому адиабатический перепад становится больше, чем он был вначале, так как кривые постоянного давления все больше между собою расходятся по мере роста энтропии. Сумма отдельных адиабатических перепадов становится больше общего адиабатического перепада (рис. 93)

Если h'_t означает первоначальный адиабатический перепад одной ступени и h_r ту часть перепада, которую можно получить обратно от теряемой теплоты, то находящийся в распоряжении адиабатический перепад ступени равен $h_i = h'_t + h_r$, так что использованный внутренний перепад равен:

$$h_i = \eta_i h_t = \eta_i (h'_t + h_r) \quad (77)$$

Если η_i одинаков для всех ступеней, то внутренний общий перепад равен:

$$H_i = \sum h_i = \eta_i \sum (h'_t + h_r) = \eta_i (H_t + H_r), \quad (77a)$$

где H_t означает первоначальный адиабатический общий перепад и H_r — общее количество тепла, которое можно получить обратно (увеличение перепада).

Внутренний общий коэффициент полезного действия равен отношению общего внутреннего к первоначальному адиабатическому перепаду:

$$\eta_{ig} = \frac{H_i}{H_t} = \eta_i \left(1 + \frac{H_r}{H_t} \right) = \eta_i (1 + \rho) = \mu \eta_i, \quad (78)$$

где $\rho = \frac{H_r}{H_t}$ означает долю возврата тепла и μ — коэффициент возврата тепла (стр. 93).

Стодола указывает на то обстоятельство, что при использовании энергии выхода обыкновенный внутренний коэффициент полезного действия не является подходящим масштабом для оценки турбины, так как располагаемый перепад ступени равен $h'_t + h_a$ (см. стр. 68), т. е. больше в размере потери при выходе из предыдущей ступени, между тем как энергия выхода для рассматриваемой ступени считается потерянной, хотя в следующей ступени она утилизируется заново и только в последней ступени теряется действительно. Вследствие этого отдельный коэффициент полезного действия становится плох, хотя общий коэффициент полезного действия может быть хорош. Вот почему Стодола вводит коэффициент полезного действия лопатки ϵ_s , который при обозначениях, указанных на рис. 93, вытекает из коэффициента лопаточных потерь

$$\epsilon_s = \frac{i_2 - i_0}{i - i_0}$$

и равен

$$\eta_s = 1 - \epsilon_s = \frac{i - i_0 - (i_2 - i_0)}{i - i_0} = \frac{i - i_2}{i - i_0}.$$

Тут учтено, следовательно, только трение в лопатке.

Для отдельных ступеней имеем:

$$h'_t = i' - i'_2 + A \frac{c^2 - c_2'^2}{2g},$$

$$h''_t = i'' - i''_2 + A \frac{c_2'^2 - c_2''^2}{2g},$$

$$\dots \dots \dots$$

$$h_{in} = i_n - i_{2n} = A \frac{c_{2n}^2 - c_{2(n+1)}^2}{2g},$$

где c означает скорость подвода пара к турбине, $c_2', \dots, c_{2(n+1)}$ — скорости выхода пара из отдельных ступеней. Суммирование дает в таком случае, если считать η_s одинаковым для всех ступеней,

$$\sum (h_t) = H_t = \eta_s (H_t + H_r) + A \frac{c^2 - c_{2(n+1)}^2}{2g}.$$

Если пренебречь c , то, разделив это выражение на H_t , мы получаем внутренний общий коэффициент полезного действия:

$$\eta_{ig} = \frac{H_i}{H_t} = \eta_s \left(1 + \frac{H_r}{H_t} \right) - \frac{h_a}{H_t},$$

ибо

$$\frac{Ac_{2(n+1)}^2}{2g} = h_a;$$

обозначив долю потери при выходе $\frac{h_a}{H_t}$ через ζ_a , имеем при тех же значениях ρ и μ , как выше,

$$\eta_{ig} = \eta_s (1 + \rho) - \zeta_a = \mu \eta_s - \zeta_a. \quad (79)$$

У исполненных турбин внутреннюю мощность можно иногда измерить проще. Для этого нужно измерениями давления и температуры или паросодержания определить состояние p, t перед первым направляющим аппаратом

и состояние p_0, t_0 или x_0 при выходе из турбины. Отыскав соответствующие этим состояниям точки A и E на диаграмме ts (рис. 93), мы получаем в виде разности теплосодержаний в A и E внутренний перепад $H_i = i - i_e$. Если измерить еще часовое количество пара G_{st} , как это удобно сделать при поверхностной конденсации посредством взвешивания конденсата, а при турбинах с противодавлением — посредством измерения количества питательной воды с учетом потерь в трубопроводах до турбины, то внутренняя мощность равна:

$$N_i = \frac{H_i G_{st} \cdot 427}{3600 \cdot 75} = \frac{H_i G_{st}}{632,3} \text{ янд. л. с.} \quad (80)$$

Если конечное состояние E или же начальное состояние A находятся в области насыщения, то приходится определить паросодержание x — что затруднительно, особенно в вакууме¹⁾.

Определение паросодержания можно при умеренной влажности (не больше 5%) производить посредством дроссельного калориметра, причем пар должен уходить в атмосферу, так что этот способ применим только при избыточном давлении. Подлежащий измерению пар тормозится от давления p_1 до более низкого давления p_2 , вследствие чего перегревается (рис. 94) и приобретает температуру t_2 . Перед торможением имеем $i_1 = i'_1 + x r_1$, где i_1 и r_1 соответствуют давлению p_1 , а после торможения

$$i_2 = i'_2 + c_{pm} (t_2 - t_{2s})$$

[см. уравнение (8а), стр. 7], и так как $i_1 = i_2$, то можно вычислить x . Удобнее найти x по диаграмме ts , проведя от измеренного конечного состояния p_2, t_2 горизонтальную прямую до p_1 (рис. 94).

Можно также по предложению Лоренца определять паросодержание следующим образом. Пар при давлении p_1 направляется в латунный сосуд, весящий G_m кг, где содержится G_w кг воды с температурой t_1 °C; пар нагревает воду и сосуд до t_2 , причем вес сосуда вместе с содержимым повышается до G кг. Теплосодержание пара равно $i = i' + x r$, и для смеси, если c_m означает теплоемкость латуни, имеем:

$$G_m c_m (t_2 - t_1) + G_w \cdot 1 \cdot (t_2 - t_1) = G_d (i - t_2) = G_d (i' + x r - t_2).$$

Так как $c_m = 0,092$ и $G_d = G - G_m - G_w$, то можно вычислить x .

Учтя механические потери и потери на охлаждение и лучеиспускание (этими последними можно в большинстве случаев пренебречь), мы получаем превращенный в полезную работу перепад, т. е. располагаемый на конце вала или на муфте эффективный перепад или эффективную мощность:

$$AL_e = h_e = h_i - h_i - h_{st} = h_i - \sum (\text{потери}),$$

или в более удобной форме:

$$h_e = h_i \eta_m \text{ кал/кг.} \quad (81)$$

¹⁾ Z. ges. Turbinenw., 1907, стр. 433.

Практические значения механического коэффициента полезного действия $\eta_m = \frac{h_e}{h_i} = \frac{N_s}{N_t}$ представлены на рис. 95; при 3000 об. в мин. действительны значения между сплошными кривыми, соединенными вертикальной сплошной штриховкой; при $n = 1500$ об. в мин. действительны значения между нижней сплошной и прерывисто вычерченной кривой, соединенными прерывистой штриховкой.

Полезную мощность N_e можно измерить посредством торможения, с помощью водяного тормоза.

Важное значение имеет эффективный или термодинамический, коэффициент полезного действия, т. е. отношение полез-

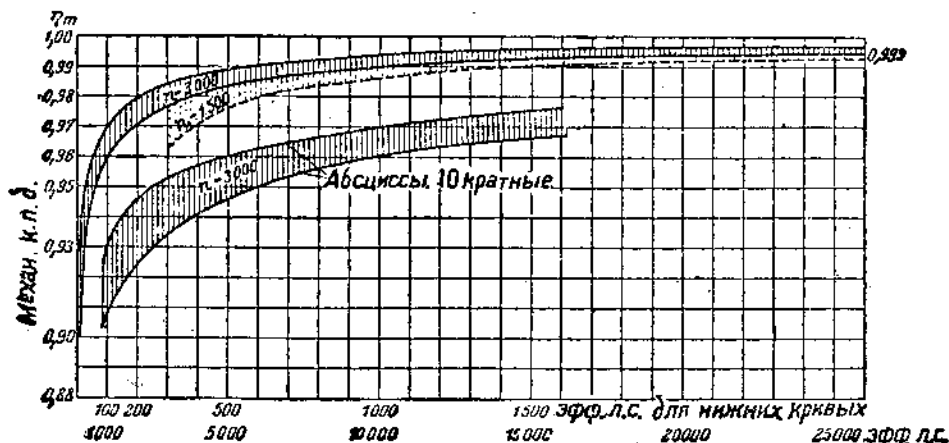


Рис. 95. Механические коэффициенты полезного действия.

ной работы к теоретической работоспособности или отношение эффективного перепада к адиабатическому:

$$\eta_e = \frac{L_c}{L} = \frac{h_e}{h_i} = \frac{h_e}{h_i} \cdot \frac{h_i}{h_t} = \eta_m \cdot \eta_t \quad (82)$$

Этот коэффициент учитывает все потери и служит мерою для действительного использования пара в турбине, т. е. для ее экономичности.

Полезная мощность для G_{st} кг/час равна:

$$N_e = \frac{h_e G_{st} \cdot 427}{3600 \cdot 75} = \frac{h_e \eta_e G_{st}}{632,3} \text{ эф. л. с.} \quad (83)$$

или

$$N_e = G_{сек} \cdot 5,7 h_t \eta_e \text{ эф. л. с.} \quad (83a)$$

откуда опять-таки можно определить

$$\eta_e = \frac{N_e}{5,7 h_t G_{сек}} \quad (84)$$

измерив N_e и G_{st} или $G_{сек}$ и взяв h_t из диаграммы is . Если количество пара задано, то с помощью η_e и h_t можно определить достижимую полезную мощность по уравнению (86); при предписанной мощности можно отсюда вывести требуемое для нее количество пара. При проектировании новых турбин

нужно для начала задаться величиною η_e ; она, разумеется, зависит от мощности и возрастает по мере увеличения этой последней.

На основании многочисленных опытов и расчетов можно η_e определить в зависимости от мощности и положить в основу предварительных допущений. Новейшие турбины дали значительно более высокие эффективные коэффициенты полезного действия, нежели строившиеся немного лет тому назад. Этому способствовало сокращение потерь движения пара в связи с применением многих ступеней.

Нижеприводимая числовая таблица содержит некоторые результаты испытания новейших турбин.

ТАБЛИЦА 4.

Эффективные (термодинамические) коэффициенты полезного действия η_e исполненных турбин (отнесенные к состоянию перед запорным вентиляем).

Мощность на муфте л. с.	Число оборотов в минуту	Фирма	Пар при впуске (перед венти- лем) атм. абс. °С	Давление при вы- ходе атм. абс.	η_e	Примечания (А = активные ступени Р = реактивные ступени)
2 400	3 000	BEW	11,7; 285	0,075	0,72	1 + 8А
4 000	3 000	WUMAG	12,8; 358	0,055	0,793	
4 900	3 000	AEG	14,4; 311	0,065	0,815	1А 700Ø + 8А 600Ø + + 20Р
8 750	3 000	EBM	12,9; 325	0,0687	0,817	12А 800Ø + 23Р 650 ÷ + 1210Ø
12 000	3 000	WUMAG	—	0,088	0,804	
16 000	3 000	EWG	14,0; 360	0,0473	0,816	Однокорпусная турбина
18 000	3 000	BBC	12,5; 300	—	0,848	Трехкорпусная
25 000	—	Бр. Шторк	33,0; 400	0,04	0,829	Четырехкорпусная од- новальная
32 700	3 000	WUMAG	15,5; 345	0,0552	0,816	
55 000	1 500	BBC	—	—	0,864	Трехкорпусная турбина
115 000	1 500	AEG	33,0; 400	—	0,85	Четырехкорпусная двухвальная
1 500	3 000	BBC	10,8; 285	2,77	0,796	1А 1000Ø + 28Р 500Ø
3 000	3 000	Borsig	12,0; 320	3,5	0,813	
3 600	3 000	EBM	13,5; 393	1,65	0,83	1А 700Ø + 9А 600Ø + + 8А 800Ø
14 400	3 000	AEG	19,6; 340	3,34	0,84	

Найденные на основе многочисленных опытов эффективные коэффициенты полезного действия представлены на рис. 96 графически в зависимости от мощностей. Нижняя из обеих кривых соответствует нормально достижимым, верхняя — достижимым при особых конструкциях (многих ступенях, нескольких корпусах) значениям. При крупных единицах достижимы более высокие значения коэффициентов полезного действия, но и при небольших единицах отчасти удалось достигнуть значительно повышенных значений коэффициентов полезного действия, как это видно из таблицы.

Форнер¹⁾ попытался вывести из испытаний паровых турбин эмпирическую формулу для эффективного коэффициента полезного действия, с учетом определяющих его величин; для турбин с конденсацией он пришел к формуле:

$$\eta_e = 0,941 \frac{\left(1 + \frac{t_0}{1650}\right) \left[1 - \frac{(t - 90)^3}{12000}\right]}{\left(\frac{0,27}{v} + \sqrt{v}\right) \left(1 + \frac{100}{N_e}\right)}, \quad (85)$$

¹⁾ Z. V. d. I., 1926, № 15, стр. 502.

где τ означает перегрев в °С (превышение над температурой насыщения), l — разрежение в паропроводном штуцере, в процентах от барометрического давления 760 мм, N_e — полезную мощность в эф. л. с. и

$$\eta = \frac{1}{91,5} \sqrt{\frac{\sum(u^2)}{H}},$$

причем $\sum(u^2)$ — это сумма квадратов средних окружных скоростей в последовательно включенных рабочих венцах, в м²/сек² (см. стр. 92), и H — адиабатический перепад во всей турбине.

Чтобы получить η , нужно выбрать число ступеней и средний диаметр венцов рабочих лопаток (см. подразделение перепада на стр. 104); среднее значение η находится у исполненных турбин в пределах от 0,35 до 0,6.

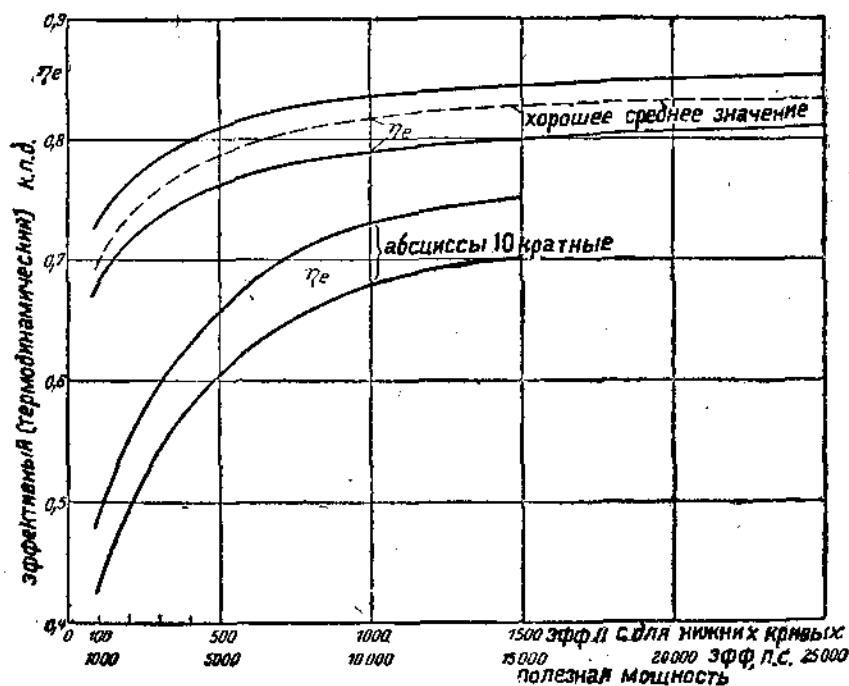


Рис. 96. Эффективные коэффициенты полезного действия.

Формула эта действительна для конденсационных турбин при начальных давлениях от 9 до 19 атм. абс. Для турбин с противодавлением имеется показание слишком мало опытных данных для того, чтобы с надлежащей достоверностью установить влияние этих главнейших факторов.

По мере роста начального давления коэффициент полезного действия несколько уменьшается; при неизменном распределении давлений η_c изменяется приблизительно на $\pm 1\%$ для каждых $\pm 20^\circ\text{C}$.

Эффективные (термодинамические) коэффициенты полезного действия η_c представляется целесообразным относить к состоянию пара перед турбиною, к вакууму в конденсаторе и к мощности на муфте, как в вышеприведенных данных. Будучи отнесены к состоянию перед первым направляющим аппаратом, значения η_c оказываются выше, ибо тогда они отнесены к меньшему адиабатическому перепаду (рис. 93); но это имеет значение только для суждения о процессах внутри турбины, а не для суждения об общем использовании

пара, ибо торможение его перед турбиною (нормально в размере около 10% в смысле падения давления) неизбежно. Для внутреннего же коэффициента полезного действия и подразделения перепада или для определения скорости пара у одноступенчатых турбин должен быть принят в расчет торможенный перепад H_t .

9. Качественный коэффициент. Для суждения об использовании пара в турбине часто служит так называемое „характеристическое число Парсонса“, т. е. отношение суммы квадратов окружных скоростей во всех ступенях к адиабатическому перепаду в турбине.

Если обозначить через $z_1, z_2 \dots$ число ступеней, имеющих одинаковую окружную скорость $u_1, u_2 \dots$, то

$$z_1 u_1^2 + z_2 u_2^2 + \dots = \sum (z_n u_n^2) = z u_m^2 = K \quad (86)$$

представляет собою сумму квадратов окружных скоростей, где

$$z = z_1 + z_2 + \dots$$

общее число ступеней, а

$$u_m^2 = (z_1 u_1^2 + z_2 u_2^2 + \dots) : z$$

средний квадрат скорости. Если

$$H = h_t^I + h_t^{II} + \dots = (1 + \rho) H_t = \mu H_t \quad (87)$$

означает сумму адиабатических отдельных перепадов (ρ и μ — согласно стр. 87), то

$$X = \frac{K}{H} = \frac{z u_m^2}{H} \quad (88)$$

является характеристическим числом Парсонса (качественным коэффициентом), которым рекомендуется, — главным образом при реактивных турбинах, но также и при многоступенчатых активных турбинах, какими они в настоящее время обычно исполняются, — характеризовать экономичность турбины, ибо это число, так же как коэффициент полезного действия, зависит от $\frac{u}{c}$.

В самом деле, так как, приняв $\frac{u}{c_0} = \chi$,

$$h_t = \frac{A c_0^2}{2g} = A \frac{u^2}{2g \chi^2},$$

то

$$H = A \frac{\sum z (u_m^2)}{2g \chi^2}$$

и в связи с уравнением (88)

$$X = \frac{K}{H} = \frac{2g}{A} \chi^2. \quad (88a)$$

Заодно с X определяется, стало быть, и коэффициент полезного действия. X не зависит от числа ступеней и диаметров, если только соблюдено $z u_m^2$.

Для нормальных в настоящее время исполнений X находится в пределах от 2000 до 3000.

Стодола¹⁾ предлагает вместо X пользоваться отношением

$$v = \sqrt{\frac{AK}{2gH}} = \frac{1}{91,5} \sqrt{\frac{\sum (u_m^2)}{H}}, \quad (89)$$

которым пользуется и Форнер в своей формуле (85), стр. 90.

Церкович²⁾ предлагает пользоваться обратным значением X („удельной суммы квадратов“):

$$\frac{1}{X} = \frac{H}{\sum (u_m^2)}$$

и называет его „удельным перепадом“, понимая под ним тот перепад, который поглощала бы турбина при $z=1$, $u=1$ и выбранном X . Лошге³⁾ доказал, что характеристическое число X должно оставаться без изменения для всех систем турбин, если неизменным остается коэффициент полезного действия.

10. Возврат тепла. Как уже упоминалось, возврат тепла достигается тем, что потери в турбине повышают теплосодержание и увеличивают перепад следующей ступени, так как перепад между одними и теми же давлениями тем больше, чем выше начальное теплосодержание. Благодаря этому сумма отдельных перепадов становится больше, чем первоначальный адиабатический перепад, как это мы видели на рис. 93. Мы имели согласно уравнению (87):

$$h_t^1 + h_t^2 + \dots = \sum h_t = H_t + H_r = H$$

или

$$H = \left(1 + \frac{H_r}{H_t}\right) H_t = (1 + \rho) H_t = \mu H_r.$$

Величина коэффициента возврата тепла μ играет роль при определении общего коэффициента полезного действия и при подразделении перепада; μ становится тем больше, чем больше число ступеней z и чем больше потери в турбине. Но отсюда нельзя сделать тот вывод, что большие потери не вредны, так как возвращаемое тепло всегда является только частью потерь предыдущей ступени.

Величина коэффициента μ заимствуется из опытных данных, но ее можно также вычислить по кривой состояния пара на диаграмме is .

Согласно уравнению (78), стр. 87, внутренний общий коэффициент полезного действия равен:

$$\eta_{ig} = \left(1 + \frac{H_r}{H_t}\right) \eta_t = \mu \eta_t,$$

где η_t означает предположенный одинаковым для всех ступеней внутренний коэффициент полезного действия отдельной ступени; отсюда можно найти

$$\mu = \frac{\eta_{ig}}{\eta_t},$$

зная или определив коэффициент полезного действия. Коэффициент полезного действия η_{ig} можно считать равным $\eta_{ig} = \frac{\eta_g}{\eta_m}$, согласно данным для η_g (рис. 96)

¹⁾ Die Dampf- und Gasturbinen.

²⁾ Z. ges. Turbinenw., 1912, № 8, стр. 117, и Thermodynamik der Turbomaschinen. R. Oldenbourg, 1913.

³⁾ Z. ges. Turbinenw., 1911.

и η_m (рис. 95); тем самым определяется конечное состояние E на диаграмме is (рис. 93), и тогда можно приближенно начертить кривую состояния AE (она немного прогибается вниз). Если состояние перед паровпускным вентилем известно, то нужно прежде всего задаться падением давления $\sim 10\%$. Разделив расстояние AE на z равных частей, сообразно с числом ступеней, и начертив кривые равного давления $p_2, p_3, \dots$, мы получаем внутренний отдельный коэффициент полезного действия одной ступени, например второй, равным

$$\eta_i = \frac{h_{i_2}}{h_{i_1}} = \frac{A_2 A_3}{A_2 A_2'}$$

и можем его проверить на других ступенях.

Но можно также определить μ по сумме отдельных перепадов и адиабатическому перепаду H_i .

Черкович¹⁾ вывел для μ формулу:

$$\mu = 1 + (1 - \eta_{ig}) \left[\sum \left(\frac{T_k}{T_{n+1}} \right) - 1 \right], \quad (90)$$

где

$$\sum \frac{T_k}{T_{n+1}} = T_k \left(\frac{1}{T_2} + \frac{1}{T_3} + \dots + \frac{1}{T_k} \right),$$

если T_k означает абсолютную (конечную) температуру конденсатора в E и $T_2, T_3, \dots$ — абсолютные температуры в $A_2, A_3, \dots$ (рис. 93).

Но при многих ступенях эти способы очень сложны. Веверка²⁾ вывел поэтому приближенную формулу для турбин высокого давления в области перегрева. При условии одинаковых тепловых перепадов и коэффициентов полезного действия в отдельных ступенях

$$\mu = \frac{(1,1z - 1)(1 - \eta_{ig}) \left[1 - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{2z - (z - 1) \left[1 - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} + 1, \quad (90a)$$

где z означает число ступеней, η_{ig} — внутренний коэффициент полезного действия всей турбины, p — давление перед первой и p_0 — перед последней ступенью; при перегретом паре можно считать $k = 1,3$.

При всех указанных выше способах приходится задаваться числом ступеней, которое в свою очередь надо находить по общему перепаду H посредством деления его на перепад ступени. Поэтому при проектировании новых турбин приходится действовать на глаз.

Практически коэффициент возврата тепла μ колеблется в пределах от 1,03 до 1,08, иными словами, возврат тепла достигает от 3 до 8%.

VIII. Расход пара и расход тепла.

Для оценки экономичности турбин указывают расход пара. При расчете новых установок его определяют вычислением, чтобы рассчитать сечения и указать гарантированные значения; в исполненных же установках его определяют посредством испытаний. Расход пара указывают удельный, т. е. отнесенный к 1 л. с. часу или к 1 квт-ч.

Теоретически расход пара у не имеющей потерь турбины можно определить по работоспособности (адиабатическому перепаду); так как 1 л. с.-час

¹⁾ Thermodynamik der Turbomaschinen, см. сноску на стр. 93.

²⁾ Archiv f. Wärmewirtsch., 1926, № 7.

соответствует $75 \cdot 3600$ кгм/час или $75 \cdot 3600 : 427 = 632,3$ кал/час, а 1 кг пара может совершить работу L кгм/кг или $AL = i - i_0 = H_i$ кал/кг, то для 1 л. с.-часа необходимо израсходовать

$$D_{th} = \frac{75 \cdot 3600}{L} = \frac{632,3}{H_i} \text{ кг/л. с.-час.} \quad (91)$$

Таким образом теоретический расход пара легко определить с помощью диаграммы is ; он обратно пропорционален тепловому перепаду и зависит от тех же величин (см. стр. 15). Чем выше начальное давление, чем ниже конечное давление и чем выше начальная температура, тем меньше расход пара. Теоретический расход пара не зависит от величины мощности.

Внутренний расход пара, т. е. отнесенный к внутренней мощности, равен:

$$D_i = \frac{632,3}{AL_i} = \frac{632,3}{H_i} = \frac{632,3}{H_i \eta_i} = \frac{D_{th}}{\eta_i} \text{ кг/внутр. л. с.-час} \quad (92)$$

и определить его можно, измерив количество пара и внутреннюю мощность. Более важное значение имеет эффективный расход пара, т. е. отнесенный к 1 эфф. л. с.-часу:

$$D_e = \frac{632,3}{AL_e} = \frac{632,3}{H_i \cdot \eta_e} = \frac{D_{th}}{\eta_e} \text{ кг/эфф. л. с.-час} \quad (93)$$

или отнесенный к мощности, отдаваемой генератором:

$$D_e = \frac{632,3}{0,736 H_i \cdot \eta_e \cdot \eta_{dyn}} = \frac{859,5}{H_i \cdot \eta_e \cdot \eta_{dyn}} \text{ кг/квт-час,} \quad (93a)$$

где η_{dyn} означает коэффициент полезного действия генератора. Так как η_e можно для определенной мощности взять по рис. 96, стр. 91, то для проектируемой турбины можно указать расход пара. Расход пара у исполненной турбины, отнесенный к 1 эфф. л. с.-часу, можно определить, измерив конденсат или питательную воду и по ним найдя эффективный коэффициент полезного действия η_e ; тогда нужно еще измерить полезную мощность. Если G_e означает количество пара в час, N_e — полезную мощность, то имеем:

$$D_e \leftarrow G_e : N_e$$

$$\eta_e = \frac{D_{th}}{D_e} = \frac{632,3}{H_i \cdot D_e} \quad (94)$$

Наоборот, для располагаемого количества пара можно определить достижимую мощность, задавшись величиною η_e .

Для конденсационных турбин можно также указывать расход пара, включая работу, расходуемую на конденсацию. Если конденсация обслуживается электродвигателем, расходуемая мощность которого равна N_k эфф. л. с., то расход пара, включая конденсацию, равен:

$$D'_e = \frac{(N_e + N_k)}{N_e} D_e \text{ кг/эфф. л. с.-час.} \quad (95)$$

При паровом приводе конденсационной установки мятый пар турбины, обслуживающей конденсацию, может поступать в главную турбину или в конденсатор, и тогда его учитывает измерение конденсата; в противном случае расход пара на привод конденсационной установки подлежит отдельному

измерению. Если он равен G_k кг/час, то расход пара, включая конденсацию, равен:

$$D'_e = \frac{D_e N_e + G_k}{N_e} \text{ кг/эфф. л. с.-час.} \quad (95a)$$

Величина расхода мощности на конденсацию зависит от вакуума, количества охлаждающей воды и высоты ее нагнетания, составляя около 2—5% от полезной мощности.

Расход тепла на 1 эфф. л. с.-час можно указывать вместо расхода пара, особенно для сравнения с двигателями внутреннего горения. Если $i - i_w$ означает подведенное к 1 кг пара количество тепла (полную теплоту парообразования), где i представляет собою теплосодержание пара и $i_w (= i'_0)$ теплосодержание 1 кг питательной воды, то расход тепла на 1 эфф. л. с.-час в турбине равен:

$$Q_e = D_e (i - i_w) \text{ кал/эфф. л. с.-час}$$

или при величине D_e по уравнению (93) и $H_i: (i - i_w) = \eta_{th}$ [уравнение (93), стр. 95]:

$$Q_e = \frac{632,3}{H_i \eta_e} (i - i_w) = \frac{632,3}{\eta_{th} \eta_e} \text{ кал/эфф. л. с.-час.} \quad (96)$$

Например, при $p = 20$ атм. абс., 350°C , $p_0 = 0,66$ атм. абс. имеем по таблице II (в приложении) $i = 750,2$ кал/кг, $i_w = 35,8$ кал/кг (что соответствует $p_0 = 0,06$) и при $\eta_e = 0,80$:

$$Q_e = \frac{632,3 \cdot 714,4}{238 \cdot 0,8} = 2370 \text{ кал/эфф. л. с.-час.}$$

Расход тепла сам по себе позволяет судить о хорошей работе машины не лучше, чем расход пара, так как он представляет собою всего лишь число, кратное этому последнему, и тоже зависит от состояния пара. Для сравнения с двигателями внутреннего горения следует указывать расход тепла в топливе, т. е. израсходованное в котле на 1 кг пара тепло:

$$Q_{\text{топл}} = \frac{Q_e}{\eta_k},$$

где η_k означает коэффициент полезного действия котла, или в связи с уравнением (96),

$$Q_{\text{топл}} = \frac{632,3}{\eta_{th} \cdot \eta_e \eta_k} = \frac{632,3}{\eta_w} \text{ кал/эфф. л. с.-час,} \quad (97)$$

где η_w представляет собой экономический коэффициент полезного действия, т. е. отношение превращенной в полезную работу теплоты к подведенной в топливо.

Например, при $\eta_k = 0,75$ расход тепла во всей установке равен в вышеприведенном примере:

$$Q_{\text{топл}} = \frac{2370}{0,75} = 3160 \text{ кал/эфф. л. с.-час}$$

и экономический коэффициент полезного действия

$$\eta_w = \frac{632,3}{3160} = 0,20, \text{ т. е. } 20\%.$$

Удобно можно определять расход пара по диаграмме is и величине η_e , зная перепад H_i .

При изменениях нагрузки турбины относительно полной (нормальной) нагрузки изменяется также удельный расход пара; он возрастает при меньших нагрузках, потому что работа холостого хода остается прежнею, а внутренние потери изменяются незначительно. Увеличение расхода пара при частичных нагрузках зависит от способа регулирования (см. стр. 261). При перегрузке расход пара тоже увеличивается (сперва, впрочем, незначительно), потому что давление, а значит, также перепад и скорость пара, если не говорить о первой ступени, возрастают, так что $\frac{u}{c_1}$ становится менее благоприятным.

Увеличение удельного расхода пара составляет у конденсационных турбин с регулированием посредством торможения пара:

при	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	нагрузки
	3	9	21%	{ при неизменном количестве охлаждающей воды при неизменном вакууме
	4	11	24%	
при перегрузке на	10	15	20	25%
	0	1	2	30%

у турбин с противодавлением:

при	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	нагрузки
	7	21	%

Часовой расход пара при холостом ходе составляет около 10% от полного расхода пара.

При изменениях режима расход пара и эффективный коэффициент полезного действия изменяются. Эти изменения важны для эксплуатации, так как наряду с нагрузкою часто изменяются и условия режима, а турбина рассчитана только на определенные условия режима. Число оборотов мы при этом считаем неизменным.

По мере роста начального давления тепловой перепад увеличивается, и расход пара, правда, уменьшается, но и эффективный коэффициент полезного действия η_e уменьшается, так как увеличиваются потери, и менее

выгодным становится отношение $\frac{u}{c_1}$ (возрастает c_1). В среднем можно считать, что в пределах от 10 до 15 атм. расход пара при возрастании давления на каждую атм. уменьшается при насыщенном паре на 1,7%, при перегретом до 300°С—на 1,0%.

По мере роста температуры (в случае перегрева) тепловой перепад возрастает, так что расход пара уменьшается, но при этом увеличивается η_e , так как использование улучшается. Объясняется это не только сокращением внутренних потерь (на трение колеса, на неплотности) вследствие уменьшения удельного веса, но и меньшей влажностью пара при расширении в область насыщения.

Расход пара изменяется на каждые $\pm 7^\circ \text{C}$ в размере $\pm 1,0\%$ между 225° и 350°С.

При изменении вакуума тепловой перепад тоже изменяется; расход пара убывает при повышении вакуума, т. е. понижении давления, но вместе с тем убывает и η_e вследствие менее благоприятного отношения $\frac{u}{c_1}$.

Можно считать, что расход пара на каждый 1% лучшего вакуума уменьшается на 1,5%, а на каждый 1% худшего вакуума увеличивается на 1,6% вплоть до вакуума 85%.

Может возникнуть сомнение, способна ли турбина вообще использовать более высокий вакуум, нежели положенный в основу расчета, так как для

этого слишком малы сечения сопел. Лёзель¹⁾ доказал, что она на это способна.

Когда вакуум ухудшается, то у многоступенчатых турбин это не влияет на количество протекающего пара; уменьшается только перепад, так что последние ступени в конце концов начинают работать вхолостую. Когда вакуум совершенно уничтожается, так что турбина работает на выхлоп, тепловой перепад сокращается примерно до 0,5—0,6 первоначального, мощность убывает приблизительно в той же степени, иными словами, удельный расход пара возрастает немного больше, чем вдвое; эффективный коэффициент полезного действия η_e ухудшается, ибо возрастает работа трения колес.

Наконец, изменение числа оборотов влечет за собой изменение окружной скорости u , а значит, и $\frac{u}{c_1}$. Когда число оборотов понижается, то уменьшается мощность — вначале, правда, незначительно; количество пара остается почти без изменения; коэффициент полезного действия на ободу η_e убывает, работа трения колес становится меньше, потеря от удара — несколько больше. Изменять число оборотов в смысле уменьшения можно в широких пределах без значительного ухудшения. При повышении числа оборотов вместе с мощностью возрастает сперва η_e вследствие более благоприятного отношения $\frac{u}{c_1}$, но тогда могут легко возникать удары о спинки лопаток (см. стр. 63), и это кладет предел повышению числа оборотов. Изменять в широких пределах число оборотов приходится только применительно к насосам, воздуходувкам и компрессорам.

IX. Изменение распределения давлений и количества пара при изменении нагрузки.

Распределение давлений при изменении нагрузки у определенной турбины, когда число оборотов не изменяется, играет роль в отношении регулирования мощности. Так как сечения не изменяются (за исключением первой ступени при сопловом регулировании), то сообразно с протекающим количеством пара должны установиться другие давления в ступенях.

Если начальное состояние перед направляющим аппаратом известно, то для определенного часового количества пара G_{st} или количества пара в секунду $G_{сек}$ можно определить конечное состояние расширения, как это указал Церкович²⁾, по двум условиям: по уравнению непрерывности $G_{сек} v_1 = F \cdot c_1$ и по уравнению энергии $\frac{Ac_1^2}{2g} = i - i_1$, где i означает теплосодержание при начальном состоянии A , а i_1 — теплосодержание при искомом конечном состоянии A_1 (рис. 97). Оба уравнения можно изобразить в диаграмме $i-s$ как геометрические места точек, удовлетворяющих уравнению энергии и уравнению непрерывности. Геометрическое место точек, удовлетворяющих уравнению энергии, представляет собою кривую, проходящую через начальную точку A ; для нахождения других точек за-

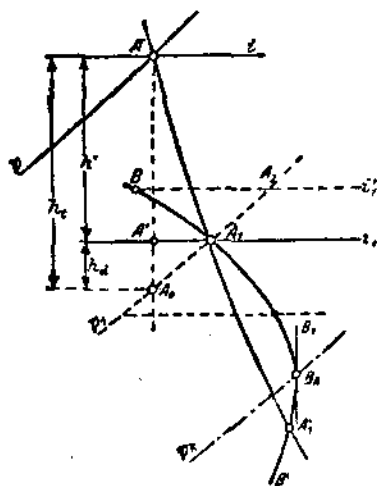


Рис. 97. Определение изменения давления.

¹⁾ Z. V. d. I., 1912, стр. 995. Ausnutzung hoher Zuströmungen in Dampfturbinen.

²⁾ Thermodynamik der Turbomaschinen. R. Oldenbourg 1913.

даются значением i_1 и определяют соответственный адиабатический перепад h_d , так как $i - i_1 = h_i - h_d$ или в связи с уравнением (55а), стр. 62,

$$h_d = h_i(1 - \varphi^2), \quad h_i = \frac{i - i_1}{\varphi^2}.$$

Так находят давление p_1 и на нем с помощью i_1 — точку A_1 . Для других значений i_1 получаются остальные точки кривой AA_1 (достаточно найти две или три точки).

Геометрическое место точек, удовлетворяющих уравнению непрерывности, находят, приняв во внимание, что $\frac{c_1}{v_1} = \frac{G_{\text{сек}}}{F}$ имеет определенное значение, так как $G_{\text{сек}}$ и F заданы. Для некоторого допущенного значения i_1 , как конечного теплосодержания, c_1 следует определить по действительному преобразуемому перепаду $h' = AA'$, $c_1 = 91,5 \sqrt{h'}$, а отсюда $v_1 = \frac{c_1 F}{G_{\text{сек}}}$. Затем на линии $i_1 = \text{const}$ можно найти ту точку, которая имеет объем v_1 . Наконец, найденные для других значений i_1 точки дают кривую BB' , и в точке ее пересечения с кривою AA_1 лежит искомая конечная точка A_1 на давлении p_1 , с которым пар выходит из направляющего аппарата. Если затем принять еще во внимание другие потери (в лопатках, при выходе, на трение колеса и на неплотности), то получается начальное состояние следующей ступени, для которой можно подобным же образом найти конечное состояние.

При использовании скорости выхода c_2 нужно для вычисления c_1 подставить, как перепад, величину $h' + \frac{Ac_2^2}{2g}$. Вообще кривая BB' пересекает линию расширения AA_1 в двух точках: первая (верхняя) точка A_1 соответствует многоступенчатым турбинам с умеренной скоростью пара, вторая точка пересечения A'_1 соответствует сверхкритической скорости. Точка соприкосновения B_k кривой BB' с вертикальной касательной соответствует критическому отношению давлений.

У реактивных турбин для рабочей лопатки тоже нужно начертить кривую для условия непрерывности.

Другие способы отрезделения кривой давления см. у Бэра ¹⁾, Лошге ²⁾, Форнера ³⁾, Стодола ⁴⁾ и Ренфордта ⁵⁾.

Можно также найти изменение давления, ведя расчет в обратном порядке, т. е. от конечного состояния последней ступени. Для этого нужно задаться конечным состоянием [при сопловом регулировании — с несколько меньшим конечным давлением (вакуум) и несколько больше вправо, чем при полной нагрузке; при регулировании торможением — по торможенному перепаду и задавшись худшим коэффициентом полезного действия при несколько более низком вакууме]. Задавись потерями в последней ступени, принимают некоторую конечную точку расширения и находят c_1 , так как F , $G_{\text{сек}}$ и v_1 известны; отсюда h' , h_d и h_i дают начальное состояние последней и в то же время конечное состояние предыдущей ступени. Если продолжать расчет подобным же образом, то построение должно привести к начальной точке,

¹⁾ Z. V. d. I., 1909, стр. 1056, и Forsch.-Arb., № 36.

²⁾ Z. ges. Turbinenw., 1918.

³⁾ Z. V. d. I., 1909, стр. 674.

⁴⁾ I. c.

⁵⁾ Archiv f. Wärmewirtsch., 1927, № 10, и 1928, № 1.

в противном же случае надо избрать другую конечную точку и еще раз повторить построение; обычно оно удается на второй раз.

Стодола посредством испытаний с различными начальными давлениями и противодавлениями установил закон зависимости протекающего количества пара от давлений. Этот закон можно представить в виде „конуса весовых количеств пара“. Если в системе трех координат на оси x -ов отложить часовое количество пара, на оси y -ов — противодавление и на оси z -ов — начальное давление (рис. 98), то получается коническая поверхность, основная линия которой в плоскости xz представляет собою эллипсоидальную кривую. Если, например, начальное давление поддерживать неизменным, $p = OA$, а противодавление повышать от $p_1 = 0$ до $p_0 = p = OA$, то веса пара, начиная от $G_{st} = AB$, убывают по эллиптической кривой $BEDC$ (эллиптичность формы можно доказать и теоретически)¹⁾. Эта кривая определяет собою все точки конической поверхности $OBEDC$. При меньшем, но неизменном начальном давлении, например OA_1 , кривая проходит по $C_1F_1B_1$.

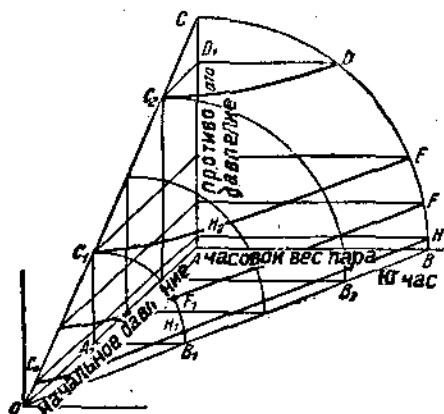


Рис. 98. Конус весов пара.

При неизменном противодавлении, например AD_1 , часовое количество пара G_{st} изменяется заодно с начальным давлением по гиперболической кривой C_2D , получающейся от пересечения конуса с горизонтальной плоскостью. Чем ниже противодавление, тем ближе к прямой кривая пересечения, например C_0H_1H при противодавлении AN_2 .

Масштабы для G_{st} и p можно выбрать так, чтобы получилось расстояние $G_{st} \equiv p$, тогда в качестве основной фигуры получаются окружности вместо эллипсов (см. рис. 273, стр. 263).

Для низкого противодавления (разрежения) и меняющегося (вследствие тормо-

жения) начального давления отсюда вытекают следующие, подтвержденные опытом положения:

1. Часовое (или секундное) количество пара у определенной турбины с неизменными сечениями изменяется приблизительно пропорционально начальному давлению.

2. Полезная мощность возрастает линейно вместе с начальным давлением.

3. Расход пара при холостом ходе составляет около 10% от расхода при полной нагрузке.

4. При низком разрежении давления в ступенях, за исключением последней ступени, меняются пропорционально начальному давлению (и количеству пара).

Если сечения изменяются, то первые три положения уже не действительны. При значительных противодавлениях эти положения действительны только вплоть до определенного начального давления (считая вниз), так как кривая пересечения все больше отклоняется от прямой.

Если начальное давление тормозится, то i остается неизменным, $i = \text{const}$, и кривая торможения приблизительно совпадает с кривой $pv = \text{const} = k$. Согласно положению 1, $G_{сек} = C/p$, где C — некоторая постоянная, или

$$G_{сек} = \frac{C}{p} \text{ и } G_{сек} v = \text{const.}$$

¹⁾ Stodola, l. c., стр. 266 в 5-м издании.

Следовательно при торможении пара проходящий через турбину в секунду объем пара не изменяется.

Так как

$$G_{сек} = C \sqrt{p \cdot p} = C \sqrt{p \frac{k}{v}} = C' \sqrt{\frac{p}{v}},$$

то

$$G_{ст} = 3600 C' \sqrt{\frac{p}{v}} = C_1 \sqrt{\frac{p}{v}}. \quad (98)$$

Измеряя количество пара, можно для каждой турбины найти ее постоянную C_1 .

Этими положениями пользуются при расчете и исполнении регулировочных устройств.

1. Выбор конструкции.

Вообще говоря, мощность не ставит выбора главных размеров для турбины в такие тесные пределы, как при расчете поршневых машин. Размеры эти зависят от выбора диаметра колеса и числа ступеней, и, следовательно, от перепада в отдельной ступени и от скорости пара. Выбор конструкции определяется следующими точками зрения: максимальный коэффициент полезного действия, наименьшая стоимость изготовления и наибольшая надежность эксплуатации.

Последнее из этих требований должно быть соблюдено во всяком случае, тогда как первое и второе должны сочетаться так, чтобы получилась максимальная экономичность установки. Эти два требования противоречат друг другу, ибо максимальный коэффициент полезного действия достигается для крупных мощностей только в многоступенчатых турбинах, т. е. в дорогих установках; дешевые турбины хуже используют теплоту. В каждом отдельном случае приходится решать, на какой конструкции остановиться.

По мере эволюции турбостроения изменялись также предъявляемые к турбинам требования. Первые турбины со ступенями давления были многоступенчатыми, т. е. дорогими; затем, для сокращения первоначальных затрат, конструкторы начали значительно уменьшать число ступеней, увеличивая при этом диаметр до предела, полагаемого прочностью материала, с чем сопряжено было худшее использование тепла. Возникшее после войны стремление к максимальному использованию топлива и применение высоких давлений потребовали возвращения к многоступенчатым турбинам („Брюннская турбина“) с малыми диаметрами и умеренными скоростями пара.

Нельзя, однако, считать, что многоступенчатая турбина уместна всегда. Все зависит от обстоятельств и от условий эксплуатации, причем решают дело не только стоимость установки или эксплуатационного материала, но и минимальные общие расходы. Выбор конструкции главным образом зависит от мощности: турбину малой мощности следует строить как можно дешевле, т. е. проще, так как коэффициент полезного действия у нее все равно не может быть высок и стоимость расходуемого на нее топлива незначительна; зато при крупных мощностях ухудшение коэффициента полезного действия хотя бы на несколько процентов влечет за собою значительно большие расходы на топливо, и тогда оправдывается дорогая установка. Вот почему малые турбины строятся только с одной, максимально — с двумя ступенями давления, в сочетании со ступенями скорости, и только в виде активных турбин: реактивные турбины требуют полного подвода пара, невыполнимого при малых количествах пара. При мощностях, начиная, примерно, от 500 л. с., можно применить одни только ступени давления или, лучше, первую ступень снабдить ступенями скорости, а другие выполнить в виде активных или реактивных ступеней.

Для сокращения потерь движения пара стремятся и у активных турбин к полному подводу пара. Это приводит при малых количествах пара к небольшим диаметрам и, следовательно, к большому числу ступеней, что, разумеется, зависит также от располагаемого перепада. Число ступеней

можно уменьшить посредством большого числа оборотов турбины и последующего понижения его до требуемого числа оборотов с помощью зубчатой передачи. Тогда уменьшаются и диаметры, так что полный подвод пара становится осуществимым и турбина удешевляется. Кроме того становятся меньше внутренние потери, в частности — потеря от трения колес, между тем как механические потери увеличиваются незначительно, благодаря достижимым в настоящее время высоким коэффициентам полезного действия зубчатой передачи (98%). Такие турбины с зубчатыми передачами применяются и при высоких давлениях.

При большом числе ступеней турбины строятся многокорпусными с соединенными при помощи муфт валами, а при самых крупных мощностях иногда и многовальными (корпуса расположены рядом).

Так как конструктор совершенно свободен в выборе конструкции, то для расчета турбин требуются навык и опыт; вести расчет можно нижеследующим образом.

II. Ход расчета.

а) Определение располагаемого перепада. Этот перепад при заданном начальном состоянии пара перед турбиною p, t или p, x и конечном давлении p_0 берут из диаграммы is ; при этом рекомендуется предполагать при входе в турбину падение давления в размере около 10%, имея в виду торможение пара в запорном или регулировочном вентиле, а также некоторое колебание давления. Если для конденсационных турбин вакуум или давление в конденсаторе не заданы, а заданы температура и количество охлаждающей воды, то по этим данным надо определить достижимый вакуум.

б) Эффективный коэффициент полезного действия η_e берут согласно рис. 96, стр. 91. Если турбина должна работать особенно экономично, то выбрать надо более высокое значение η_e ; если же она должна быть дешева в изготовлении, то надо выбрать более низкое значение η_e и затем учесть это обстоятельство при исполнении.

с) Расход пара на 1 эфф. л. с.-час равен тогда по уравнению (93), стр. 95,

$$D_e = \frac{632,3}{H_i \cdot \eta_e} \text{ кг/эфф. л. с.-час,}$$

и расход пара в секунду равен:

$$G_{\text{сек}} = \frac{D_e \cdot N_e}{3600} \text{ кг/сек.}$$

Знать расход пара нужно прежде всего для определения потерь на трение колес и от протечек; в основу расчета сечений нужно класть точный расход пара, получающийся из теплового расчета.

д) Выбор формы исполнения зависит, как мы уже говорили, от различных обстоятельств, главным образом — от мощности турбины. Число оборотов нормально бывает предудказано приводимой машиной; у турбогенераторов оно в большинстве случаев составляет 3000 в минуту, у крупных агрегатов — 1500 или 1000, у турбонасосов — примерно 1500, у турбокомпрессоров — от 3000 до 6000. Если решено применить зубчатую передачу, то число оборотов турбины может составлять от 5000 до 9000 в минуту.

Для малых турбин мощностью примерно до 300 л. с. применяют одноступенчатую конструкцию, как равно и для турбин с противодавлением при небольшом перепаде. Турбина Лавала применима только при малых перепадах, ибо в противном случае, вследствие ограниченной окружной скорости, отношение $\frac{u}{c_1}$ становится неблагоприятным (турбины Лавала строятся всегда

с зубчатой передачей); при небольшом отношении $\frac{u}{c_1}$ многовенцовые колеса (со ступенями скорости) имеют лучший коэффициент полезного действия (см. рис. 57, стр. 57). Поэтому в большинстве случаев применяют ступени скорости, 2, 3 или 4, смотря по перепаду, числу оборотов и мощности (чем больше перепад, тем меньше число оборотов, и чем меньше мощность, тем больше ступеней).

Для мощностей, превышающих примерно 500 л. с., применимы также ступени давления, из которых первая часто исполняется со ступенями скорости, так как при незначительных количествах пара потери в части высокого давления можно тогда сократить; но эту конструкцию применяют и при крупных мощностях, ибо тогда легко осуществить количественное регулирование (см. стр. 269).

При мощностях, превышающих 1000 л. с., применимы также реактивные турбины, если возрастающий объем допускает полный подвод пара при достаточной длине лопаток; чтобы этого достигнуть, ступень высокого давления исполняют как при средних, так и при крупных мощностях, вплоть до максимальных, со ступенями скорости, т. е. в виде активной ступени, благодаря чему количественное регулирование применимо и к реактивным турбинам. В части высокого давления реактивный принцип несколько менее выгоден, чем активный, в виду относительно больших потерь от протечек при коротких лопатках.

е) Выбор диаметра ступеней. У одноступенчатых турбин наивыгоднейший диаметр зависит от перепада и числа ступеней скорости, а это число — от числа оборотов и мощности; 3 и 4 ступени скорости применяются только при небольших мощностях, обычно достаточно иметь 2 ступени скорости. Вместе с тем диаметр должен быть выбран так, чтобы внутренний коэффициент полезного действия был по возможности высок (см. стр. 130).

При многоступенчатых турбинах, в сущности, можно быть свободным в выборе диаметра; число ступеней определяется тогда из наивыгоднейшего перепада ступени. Но и у активных турбин стремятся к полному подводу пара, а тогда, как и у реактивных турбин, нужно определить диаметр, который приводит при данном объеме пара к достаточно большим длинам лопаток (см. стр. 145).

г) Подразделение перепада и определение числа ступеней должны быть произведены после определения диаметра таким образом, чтобы скорость пара, соответствующая перепаду отдельной ступени, по отношению к окружной скорости, определяемой диаметром, дала наивыгоднейший внутренний коэффициент полезного действия, как это мы покажем в примерах расчета.

Если H , означает общий адиабатический перепад, то вследствие возврата тепла (см. стр. 93) подлежащий подразделению перепад становится равным $H = \mu H_0$, причем $\mu = 1,02 - 1,08$; если отдельные перепады равны $h_1, h_2 \dots$, то получается

$$h_1 + h_2 + \dots = H,$$

а отсюда выводится число ступеней.

Обычно для некоторого числа z_1 ступеней выбирают одинаковые диаметры, т. е. одинаковый перепад, и диаметр увеличивают лишь тогда, когда длина лопаток получилась бы чрезмерною; при таких условиях

$$z_1 h_1 + z_2 h_2 + \dots = H.$$

Но можно также, особенно у реактивных турбин, задаться качественным коэффициентом турбины (характеристическим числом Парсонса, стр. 92)

вместо η , и отсюда вывести число ступеней. По уравнению (88), на стр. 92, имеем:

$$X = \frac{\sum u^2}{\rho H_i} = \frac{z_1 u_1^2 + z_2 u_2^2 + \dots}{\rho H_i}$$

или

$$z_1 u_1^2 + z_2 u_2^2 + \dots = X \rho H_i,$$

где $u_1, u_2, \dots$ означают окружные скорости u групп ступеней. Если

$$Z = z_1 + z_2 + z_3 + \dots$$

означает общее число ступеней и $(u^2)_m$ — средний квадрат скорости, так что

$$Z (u^2)_m = z_1 u_1^2 + z_2 u_2^2 + \dots = X H_i,$$

то имеем:

$$Z = \frac{X H_i}{(u)_m}.$$

Подробнее см. в расчете реактивных турбин.

г) Расчет ступеней заключается в составлении диаграмм скоростей, определении потерь и нахождении состояния пара на диаграмме is .

Этот расчет отдельных ступеней несколько затруднителен при большом их числе, а поэтому предложен ряд графических и аналитических способов в целях его упрощения. Однако мы рекомендуем начинающему сперва вычислять ступени в отдельности или, при реактивных турбинах, по группам из нескольких ступеней. Это научит его оценивать влияние различных величин, потерь и т. д. Так как ход расчета повторяется в каждой ступени, то при известном навыке рассчитывать отдельные ступени можно довольно быстро. У реактивных турбин потери не поддаются порошью столь же точному определению, как у активных; поэтому в большей мере приходится оценивать их приблизительно.

h) Определение внутреннего общего перепада H_i на основании достигнутого конечного состояния в диаграмме is (см. рис. 93, стр. 86) и внутреннего общего коэффициента полезного действия $\eta_{ig} = H_i : H_r$. Задав-шись механическим коэффициентом полезного действия (см. рис. 95, стр. 89), мы получаем эффективный коэффициент полезного действия турбины $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$, который должен по возможности точно совпадать с первоначально допущенным (см. п. „b“); небольшие расхождения имеют мало влияния.

На основании получившегося таким путем значения η_e определяют затем точный расход пара и кладут его в основу расчета сечений. Гарантируемый расход пара обычно указывают с известной надбавкой к получившемуся из расчета (приблизительно 2% у турбин с конденсацией и 5% у турбин с противодавлением), или же указывают получившееся из расчета значение с допуском от 2 до 5%, чтобы при случайных отклонениях от расчета гарантия могла быть все же соблюдена.

Далее можно еще проверить величину коэффициента возврата тепла как отношение суммы адиабатических отдельных перепадов к первоначальному адиабатическому общему перепаду. Определять эту величину рекомендуется для того, чтобы собирать материал для аналогичных расчетов. Равным образом можно определять характеристическое число Парсона для сравнения с другими исполнениями.

и) Расчет сечений направляющих и рабочих лопаток. У активных турбин этот расчет всегда производится отдельно для каждой ступени,

у реактивных же можно по группам допускать одинаковое сечение, т. е. равные длины лопаток, но исполняются также непрерывно увеличивающиеся диаметры и сечения (подробнее см. на стр. 113 и 115).

Так как расчет активных и реактивных турбин ведется различным образом, то мы укажем его отдельно для этих обоих типов, хотя в новейшем турбостроении между ними не всегда можно провести границу.

III. Расчет активных турбин.

А. Одноступенчатые турбины.

1. Одна простая ступень давления (турбина Лавала). По заданному начальному состоянию и конечному давлению определяют адиабатический перепад на диаграмме is , причем, как это указано было на стр. 103, для падения давления при входе можно положить около 10%. Задавшись эффективным коэффициентом полезного действия η_e , находят расход пара на 1 эфф. л.с. час и расход пара в секунду; по перепаду определяют теоретическую скорость пара $c_0 = 91,5 \sqrt{h_t}$ м/сек и действительную скорость $c_1 = \varphi c_0$, где φ означает коэффициент скорости у сопла (см. стр. 62). Далее нужно выбрать окружную скорость, а значит, и диаметр рабочего колеса таким образом, чтобы внутренний коэффициент полезного действия был максимален. Для числа оборотов у турбин Лавала выбирают от 6000 до 30000 в мин. и всегда понижают его посредством зубчатой передачи до числа оборотов приводимой машины.

Чтобы определить наивыгоднейший диаметр, нужно найти внутреннюю мощность h_i для нескольких значений $\frac{u}{c_1}$, более низких, чем это соответствует наивыгоднейшему коэффициенту полезного действия на ободе. С этой целью строят диаграмму скоростей, причем угол наклона сопла можно считать равным $\alpha_1 = 20^\circ$, и вычисляют по диаграмме скоростей мощность на ободе

$$h_u = u (\omega_{1u} + \omega_{2u}) : g \text{ кал/кг}$$

(см. стр. 42). Угол входа в лопатку β_1 получается из направления ω_1 , причем в предотвращение удара о спинку (стр. 63) этот угол выбирают несколько большим (приблизительно на $2-5^\circ$), чем угол ω_1 , получающийся построением; угол выхода из лопатки β_2 обычно выбирают равным углу входа $\beta_2 = \beta_1$. Затем определяют еще потерю на трение колеса и вентиляцию h_{rv} , для чего приходится задаваться длиной лопатки, а в случае применения формулы Стодола — еще и степенью парциальности. Удельный вес определяется состоянием на диаграмме is после нанесения потерь или h_u (точка A_2 на рис. 80, стр. 68); тогда имеем $h_i = h_u - h_{rv}$ и $\eta_i = h_i : h_u$. Исполнив этот расчет для нескольких значений $u : c_1$ и отложив найденные значения в зависимости от $\frac{u}{c_1}$ или диаметра D , находят наивыгоднейшее значение там, где кривая коэффициента полезного действия достигает максимума. Этот максимум приходится на тем меньшее значение $\frac{u}{c_1}$, чем меньше мощность.

Расчет сопел см. на стр. 113, расчет рабочих лопаток — на стр. 115.

Пример расчета см. на стр. 117.

2. Одна ступень давления со ступенями скорости (колесо Кертиса). Задавшись эффективным коэффициентом полезного действия, согласно рис. 96 на стр. 91, определяют перепад, скорость пара и количество, пара так же, как в п. 1; затем нужно определить число ступеней скорости. При большом

перепаде и мощностях, превышающих примерно 100 л. с., надо остановиться на 2 или 3 ступенях, смотря по числу оборотов; при 3000 об. в мин. нормально нужны только 2 ступени. При небольших мощностях и в тех случаях, когда главную роль играют дешевизна исполнения и малые размеры, применяют 3, реже 4 ступени.

Так как доля участия следующих венцов в образовании общей мощности быстро убывает, тем быстрее, чем выше $\frac{u}{c_1}$, то иногда последний венец уже не стоит ставить; отказавшись от него, лучше выбрать несколько больший диаметр.

Для построения диаграмм скоростей нужно задаться углом сопла α_1 . Практически пригодные значения его таковы:

для двухвенцовых колес	$\alpha_1 = 20^\circ$,	что соответствует наклону	35%
• трехвенцовых	$\alpha_1 = 22^\circ$,	•	40%
• четырехвенцовых	$\alpha_1 = 24-25^\circ$	•	45%

Углы входа в лопатку β_1 определяются из диаграммы скоростей сообразно с направлением относительной скорости пара w_1 , причем угол лопатки увеличивают на несколько градусов для предотвращения удара о спилку. Угол выхода из лопатки можно взять равным углу входа; но можно также выбрать для углов выхода, как это показали практически благоприятные результаты, еще следующие значения:

для двухвенцовых колес:

1. Венец рабочих лопаток $\beta_2 = 25^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 0,45$, т. е. 45%
- Венец направляющих лопаток . . . $\beta_2 = 33^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 0,65$
2. Венец рабочих лопаток $\beta_2 = 45^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 1,00$

для трехвенцовых колес:

1. Венец рабочих лопаток $\beta_2 = 26^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 0,49$
- I. Венец направляющих лопаток . . $\beta_2 = 30^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 0,58$
2. Венец рабочих лопаток $\beta_2 = 34^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 0,68$
- II. Венец направляющих лопаток . . $\beta_2 = 40^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 0,84$
3. Венец рабочих лопаток $\beta_2 = 45^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 1,00$

для четырехвенцовых колес:

1. Венец рабочих лопаток $\beta_2 = 26^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 0,49$
- I. Венец направляющих лопаток . . $\beta_2 = 28^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 0,54$
2. Венец рабочих лопаток $\beta_2 = 31^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 0,59$
- II. Венец направляющих лопаток . . $\beta_2 = 33^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 0,65$
3. Венец рабочих лопаток $\beta_2 = 36^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 0,72$
- III. Венец направляющих лопаток . . $\beta_2 = 40^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 0,84$
4. Венец рабочих лопаток $\beta_2 = 45^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 1,00$

Если углы выхода сделать меньшими, чем углы входа, то получаются значительно большие коэффициенты полезного действия на ободе, чем согласно рис. 57, на стр. 57; впрочем, тогда лопатки становятся длиннее.

Далее нужно так выбрать окружную скорость или диаметр колеса, чтобы внутренний коэффициент полезного действия был максимальным; с этой целью производят расчет для нескольких значений $\frac{u}{c_1}$, более низких, чем наивыгоднейшее для η_u значение (см. рис. 57), например

для двухвенцовых колес	$\frac{u}{c_1} = 0,11, 0,14, 0,17, 0,20$
• трехвенцовых	$\frac{u}{c_1} = 0,06, 0,08, 0,10, 0,12$
• четырехвенцовых	$\frac{u}{c_1} = 0,04, 0,06, 0,08, 0,10$

Если для этих значений $\frac{u}{c_1}$ или для соответственных диаметров разделить мощность на обод по диаграмме скоростей и потери на трение колеса (для этого удобно воспользоваться уравнением Форнера, см. стр. 70), то получается внутренняя мощность $h_i = h_u - h_{\text{тр}}$ кал/кг и внутренний коэффициент полезного действия $\eta_i = h_i : h_u$; отложив этот коэффициент полезного действия в зависимости от $\frac{u}{c_1}$ или D , находят, где расположен максимум η_i .

Обычно выбирают несколько меньший диаметр, так как вблизи максимума η_i коэффициент полезного действия изменяется мало, и при убывании скорости пара или увеличении окружной скорости он понизился бы (так как кривая снова понижается).

Когда таким образом диаметр выбран, то на его основе ведут дальнейший расчет; задаются механическим коэффициентом полезного действия (см. стр. 89) и получают эффективный коэффициент полезного действия $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$, который должен в достаточной мере совпасть с первоначально допущенным. Тем самым найден более точный расход пара, сообразно с которым должны быть рассчитаны сопла и лопатки, как это указано на стр. 113 и 115.

Если отложить на диаграмме is состояния с учетом потерь в лопатках, то получается конечное состояние при выходе пара из турбины.

В. Многоступенчатые турбины.

1. Простые ступени давления (турбины Рат6-Целли). Для заданного начального состояния и конечного давления находят адиабатический перепад H_a по диаграмме is (считая около 10% на падение давления вследствие торможения пара при входе в турбину), задаются эффективным коэффициентом полезного действия по рис. 96 на стр. 91 и определяют расход пара на 1 эфф. л. с.-час в секунду. На основании механического коэффициента полезного действия, согласно рис. 95, стр. 89, определяют внутренний коэффициент полезного действия $\eta_i = \eta_e : \eta_m$ и внутреннюю общую мощность H_p , после чего предположительное конечное состояние можно нанести на диаграмму is , как равно и приблизительно изменение состояния (рис. 93, стр. 86) в виде несколько изогнутой или почти прямой линии AE .

Вследствие возврата тепла (стр. 93) подлежащий подразделению перепад H становится больше первоначального адиабатического перепада H_a ; $H = \mu H_a$, где μ означает коэффициент возврата тепла, находящийся в пределах от 1,02 до 1,08 в зависимости от перепада и числа ступеней.

Далее, надо подразделить этот перепад на отдельные перепады в ступенях таким образом, чтобы турбина имела как можно более высокий коэффициент полезного действия.

Если диаметр и число оборотов заданы (диаметр может быть предписан для определенных единиц в видах применения одинаковых моделей), то тем самым определена окружная скорость u , и надо найти соответственный наиболее выгодный тепловой перепад ступени h_p , иными словами, тот перепад, который дает наилучший внутренний коэффициент полезного действия. Но он зависит от мощности или от количества и состояния пара, влияющих на величину потерь от трения колеса и от протечек; следовательно, этот перепад надлежало бы определять в каждом отдельном случае. Однако для предварительной ориентировки можно задаться перепадом в зависимости от $\frac{u}{c_1}$,

определяя для различных значений $\frac{u}{c_1} = \chi$ окружную скорость, соответству-

ющую выбранному или предписанному диаметру D , $u = \pi D n : 60$ м/сек, отсюда $c_1 = \frac{u}{\chi}$, далее $c_0 = \frac{c_1}{\varphi}$ и, наконец, $h_i = A c_0^2 : 2g$ кал/кг.

На рис. 99 отложены соответствующие диаметрам D тепловые перепады при $n = 3000$ об. в минуту и $\varphi = 0,95$ для различных значений $\frac{u}{c_1}$ в зависимости от диаметров и u ; по этим кривым легко находить перепады. Наоборот, для заданного перепада можно найти диаметр, соответствующий определенному отношению $\frac{u}{c_1}$; для других чисел оборотов диаметры при одной и той же окружной скорости изменяются обратно пропорционально числам оборотов, а для других η — как это показано на рисунке.

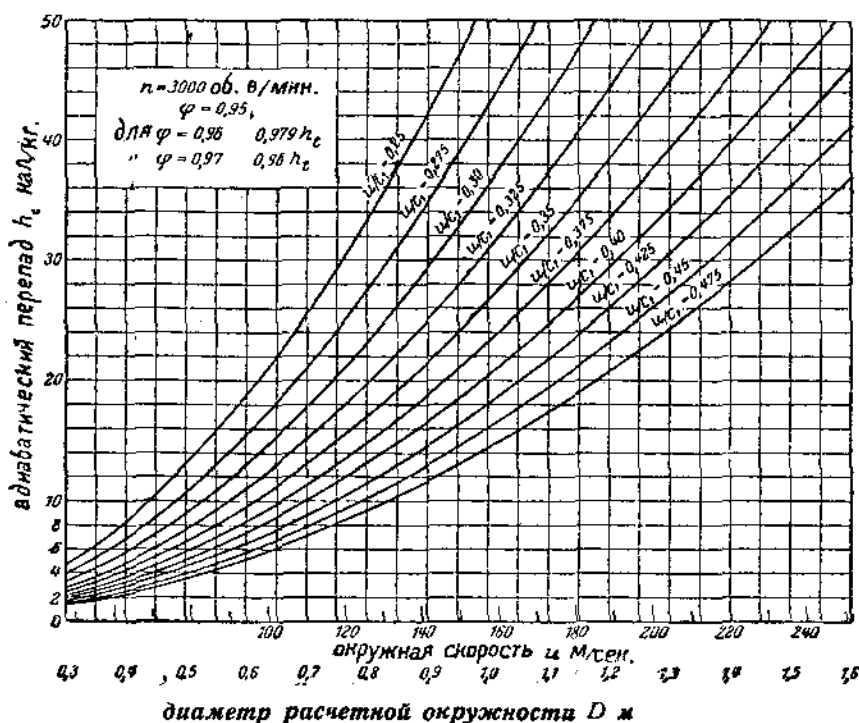


Рис. 99. Тепловые перепады при различных диаметрах рабочего колеса.

Далее надлежит определить внутренний коэффициент полезного действия для нескольких значений $\frac{u}{c_1}$ или h_p , построив диаграмму скоростей, определить мощность на ободе h_u (см. стр. 43) и работу трения колеса h_{tr} , откуда $h_i = h_u - h_{tr}$ и $\eta_i = h_i : h_p$.

Когда η_i отложен в зависимости от h_p , то становится ясно, при каком перепаде достигается максимальный коэффициент полезного действия.

Если все ступени должны иметь одинаковый диаметр, как это осуществимо у турбин с противодавлением и у турбин средней мощности, имеющих не слишком длинные лопатки в последних ступенях, то число ступеней равно $z = H : h_p$, причем перепад последней ступени можно несколько увеличить, чтобы z оказалось целым числом.

Если же в первой ступени требуется достигнуть по возможности полного подвода пара, то диаметр следует выбрать так, чтобы радиальная вы-

сота направляющего канала a (рис. 101, стр. 114) была не слишком мала, а именно, по практическим соображениям, не меньше

при фрезерных каналах $a = 4$ мм
при залитых направляющих лопатках $a = 7$ мм.

Из условия непрерывности $Fc_1 = G_{\text{сек}} v_1$, где F означает сечение канала в м^2 и v_1 — удельный объем при выходе из направляющего канала в $\text{м}^3/\text{кг}$, следует при $F = a\delta z$, согласно рис. 101, где z означает число направляющих каналов на ободу, причем $z = \pi D : t$, где t означает шаг и $\delta = t \sin \alpha_1 - s = (t - s/\sin \alpha_1) \sin \alpha_1$:

$$Fc_1 = a\delta z c_1 = \frac{t - s/\sin \alpha_1}{t} \sin \alpha_1 \cdot a\pi D c_1 = G_{\text{сек}} v_1$$

Так как коэффициент сужения при толщине лопатки s равен

$$\frac{t - s/\sin \alpha_1}{t} = \tau, \quad (99)$$

$c_1 = \frac{n}{\chi}$ и $u = \pi D n : 60$, то имеем

$$\frac{\tau a \pi D \pi D n \sin \alpha_1}{60 \chi} = G_{\text{сек}} v_1,$$

откуда

$$D = \sqrt{\frac{G_{\text{сек}} v_1 60 \chi}{\pi^2 \tau a n \sin \alpha_1}} \text{ м.} \quad (100)$$

Отношение скоростей χ , увеличиваясь заодно с мощностью, равно $\chi = 0,3 - 0,45$; коэффициент сужения при $\alpha_1 = 14^\circ$ (см. стр. 115) и $s = 2$ мм равен:

$$\begin{array}{ccc} \text{при } t = & 35 & 43 & 50 \text{ мм} \\ \tau = & 0,751 & 0,81 & 0,835 \end{array}$$

Если задаться значениями χ и τ , то можно определить для наименьшей допустимой высоты канала a тот наибольший диаметр, который делает осуществимым полный подвод пара для данного секундного объема $G_{\text{сек}} v_1$ $\text{м}^3/\text{сек}$ при выходе из направляющего аппарата.

На рис. 100 эти диаметры отложены в зависимости от секундного объема для $n = 3000$ об. в мин. при различных отношениях скоростей χ и при $\tau = 0,75$ и $0,84$. Чтобы получить диаметр, нужно знать секундн. объем, т. е. удельный объем при выходе из направляющего колеса. Для нахождения же этого объема нужно сперва задаться диаметром на удачу, взять перепад из рис. 99, на стр. 109, задавшись величинами χ и τ , и определить $h_1 = h_i \cdot \varphi^2$. Если затем отложить h_1 на диаграмме is , начиная от начального состояния, то в точке A_1 (рис. 89, стр. 77) можно найти объем v_1 ; на основании вытекающего отсюда значения $G_{\text{сек}} \cdot v_1$ получается диаметр из рис. 100. Если он недостаточно сходится с допущенным диаметром, то надо повторить расчет, задавшись другим диаметром.

Пример. $p = 20$ атм. абс., $t = 400^\circ \text{ С}$, $n = 3000$, $G_{\text{сек}} = 5$ кг/сек; допущено $\chi = 0,40$, $\tau = 0,75$, $\varphi = 0,95$. Предположено $D \approx 0,9$ м, чему соответствует, согласно рис. 99, $h_i = 16,5$ кал/кг; $h_1 = h_i \cdot \varphi^2 = 16,5 \cdot 0,95^2 = 14,9$ и из диаграммы is , если отложить h_1 , $v_1 = 0,185$ $\text{м}^3/\text{кг}$; следовательно $G_{\text{сек}} v_1 = 5 \cdot 0,185 = 0,925$, а отсюда по рис. 100 $D \approx 0,88$ м. Таким образом предположенное значение было почти правильно; если бы получилось большее значение, нежели предположенное, то понадобилось бы повторить расчет, предположив другое значение D .

Наоборот, если длина лопатки оказывается слишком большой (см. стр. 115), то нужно увеличить диаметр; часто и без чрезмерной длины лопатки диаметр

диаметр расчетной окружности



Рис. 100. Диаметры рабочего колеса в зависимости от секундного объема.

Когда выбор диаметра сделан, то на его основании нужно произвести точный расчет, чтобы определить наивыгоднейший в отношении η , перепад

Для этого снова необходимо построить диаграмму скоростей и найти h_u и h_{ro} для различных перепадов. Практически останавливаются обычно на несколько большем перепаде, нежели наивыгоднейший, т. е. на несколько меньшем $\frac{u}{c_1}$, так как коэффициент полезного действия вблизи своего максимума изменяется мало. Начиная от второй ступени, нужно еще считаться с потерями от протечек (см. стр. 74), вследствие чего наивыгоднейший перепад может несколько увеличиться по сравнению с первой ступенью. Но так как этот перепад выбран с надбавкой, то перепады можно делать одинаковыми.

Когда перепад найден, то можно подразделить общий перепад $H = H_{\text{ср}}$ и определить число ступеней. При больших количествах пара длины лопаток могут стать чрезмерными, если сохранить прежний диаметр. Чтобы определить, вплоть до какого давления применим прежний диаметр без чрезмерного удлинения лопаток, можно вычислить по уравнению (100), стр. 110, объем v , для максимально допустимой высоты канала a , которая в части высокого давления не должна превосходить $\frac{1}{10}$, а в части низкого давления $\frac{1}{7}$ диаметра; на кривой этого объема в диаграмме is получается тогда (несколько ниже кривой состояния) то давление и та точка состояния, начиная от которой нужно взять больший диаметр. Вычислить этот последний опять-таки можно по уравнению (100) на основании допустимой высоты канала a .

Диаметр одной ступени, минимально необходимый для того, чтобы не получились слишком длинные лопатки (например у последней ступени), получается по уравнению (100), если для $a = D : \vartheta$ (при $\vartheta \geq 7$) подставить

$$D = \sqrt[3]{\frac{G_{\text{сек}} v_1 \cdot \vartheta \cdot 60\chi}{\tau \cdot \pi^2 n \sin \alpha_1}} \quad (100a)$$

Далее расчет отдельных ступеней ведется по указанному выше способу; начиная от второй ступени, нужно еще определять потери через неплотности (зазоры) согласно стр. 74, для нахождения внутренней мощности $h_i = h_u - h_{ro} - h_{sp}$ кал/кг. Если на диаграмме is соответственным образом отложить потери для каждой ступени, то получается начальное состояние следующей ступени и т. д., пока не будет достигнуто конечное давление. При использовании энергии выхода, к которому следует по возможности стремиться, расчет ступеней должен это обстоятельство учитывать (стр. 46).

Когда конечное состояние достигнуто, то можно определить внутренний общий коэффициент полезного действия $\eta_{ig} = H_i : H_p$, а также, задавшись величиною η_m , эффективный коэффициент полезного действия $\eta_e = \eta_{ig} \cdot \eta_m$; его совпадение с первоначально допущенным к. п. д. должно быть достаточным, но расхождение между ними в размере нескольких процентов не играет особой роли, так как зависящие от количества пара потери по мере роста мощности вообще убывают и имеют небольшое влияние. Можно также сопоставить предположенное изменение состояния с окончательным.

На основании вычисленного η_e определяют точный расход пара и кладут его в основу расчета сечений, см. стр. 113 и пример расчета на стр. 128.

2. Ступени давления и ступени скорости. Первая ступень содержит обычно 2 ступени скорости, остальные являются простыми ступенями давления. Такое устройство выгодно в том отношении, что вследствие использования большего перепада в первой ступени объем увеличивается и делает возможным полный подвод пара к следующим ступеням; кроме того сокращается число ступеней. Правда, при наличии ступеней скорости коэффициент полезного действия на ободе меньше, чем при ступенях давления, но и потери на трение колеса уменьшаются, так что при небольших мощностях внутренний коэффициент полезного действия может быть даже выше, чем

при ступенях давления. При больших мощностях потери относительно меньше, так что при простых ступенях давления коэффициент полезного действия выше, но многие заводы сохраняют ступени скорости даже при максимальных мощностях, так как тогда при сопловом регулировании (см. стр. 269) легче справляться с перегрузкой.

Определение перепада и расхода пара производится так же, как и при простых ступенях давления; задавшись эффективным и механическим коэффициентами полезного действия, можно и здесь нанести на диаграмму is предположительное изменение состояния.

Выбор диаметра, а значит, и перепада первой ступени можно в сущности произвести по усмотрению. Если только для определенных мощностей диаметр не задан. Иногда задано давление за первой ступенью (например у турбин с отъемом пара или при подогреве отъемным паром), а значит, и перепад; в таком случае диаметр нужно определить как у одноступенчатой турбины со ступенями скорости (стр. 106). Диаметр простых ступеней давления вытекает тогда из требования полного подвода пара, как это объяснено на стр. 109.

Если ни диаметр, ни перепад первой ступени не заданы, то по уравнению (100), стр. 110, можно для наименьшего допустимого диаметра простых ступеней давления определить сперва объем v_1 и найти на диаграмме is , на нанесенной кривой состояния, в точке ее пересечения с кривой v_1 , то давление, до которого пар должен расшириться в первой простой ступени давления, чтобы получился полный подвод пара. Если соответствующий диаметру перепад согласно рис. 99, стр. 109, и $h_u = \eta_u h_t$ с η_u по рис. 57, стр. 57, отложить на диаграмме is , то получают начальное состояние первой простой ступени давления и конечное давление первой ступени, а также ее перепад, сообразно с которым можно найти для нее наивыгоднейший диаметр. При небольших мощностях перепад первой ступени получается при этом очень большим; его надо выбрать в соответствии с допустимым наибольшим диаметром, и тогда, при простых ступенях давления не сразу достигается полный подвод пара особенно при высоких давлениях; в этих случаях может возникнуть вопрос о применении предвключенной турбины.

Дальнейший расчет ведется совершенно так же, как при простых ступенях давления. Пример расчета см. на стр. 138.

С. Расчет направляющих аппаратов.

1. Расширяющиеся сопла. Если критическое отношение давлений (см. стр. 24) оказывается превзойденным, то направляющий аппарат должен быть исполнен в виде расширяющегося сопла.

Наименьшее сечение, согласно уравнениям (36a) и (36b), стр. 27, равно: для перегретого пара

$$F_{\min} = \frac{100 G_{\text{сек}}}{2,09 \sqrt{\frac{p}{v}}} \text{ см}^2,$$

для сухого насыщенного пара

$$F_{\min} = \frac{100 G_{\text{сек}}}{1,99 \sqrt{\frac{p}{v}}} \text{ см}^2,$$

где $G_{\text{сек}}$ выражено в кг/сек, p — в кг/см, v — в м³/кг.

Это сечение надо подразделить на несколько сопел, число которых обозначим через z . Сечение каждого из них, $f_{\min} = F_{\min} : z$ см², при литых соплах

по технологическим соображениям не должно быть ниже примерно $7-7 \text{ мм} \approx 0,5 \text{ см}^2$ и при фрезерованных соплах — $4-4 \text{ мм}$. При достаточно большом сечении $F_{\text{мб}}$ достигим полный подвод пара, но необходимо принять в соображение требующееся для регулировки выключение сопел (см. регулирование, стр. 269, и пример расчета, стр. 271).

Конечное сечение определяется из уравнения непрерывности:

$$F_1 = G_{\text{сек}} v_1 : c_1 \text{ м}^2 = 10000 G_{\text{сек}} v_1 : c_1 \text{ см}^2,$$

так что для каждого сопла оно равно:

$$f_1 = F_1 : z.$$

Так как при выходе выгодно иметь небольшое избыточное давление (см. стр. 26), то практически сечение делают несколько меньшим, чем это требуется для действительного конечного давления. Иной раз при незначительном превышении критического отношения давлений сопло исполняют в виде направляющего канала без расширения. Отклонение струи (стр. 34) нужно при этом принять во внимание, но оно в большинстве случаев невелико и может быть учтено посредством некоторого увеличения угла входа в лопатки β_1 .

Расширяющиеся сопла применяются вообще говоря, только для турбин Лаваля и при ступенях скорости.

Угол сопла см. на стр. 107.

2. Нерасширяющиеся направляющие каналы. Обусловленное уравнением непрерывности общее сечение равно:

$$F_1 = G_{\text{сек}} v_1 : c_1 \text{ м}^2 = 10000 G_{\text{сек}} v_1 : c_1 \text{ см}^2.$$

Так как, за исключением первой ступени, часть пара проходит через зазор между диафрагмой и ступицей рабочего колеса (см. потери от протечек, стр. 74), то сечение каналов нужно соответственным образом уменьшить. Если протекающее через зазор количество пара равно G_{sp} кг/сек (см. стр. 75), то требующееся сечение равно:

$$F = (G_{\text{сек}} - G_{sp}) v_1 : c_1 \text{ м}^2$$

или, если F_{sp} означает сечение зазора и φ — коэффициент сужения,

$$F = F_1 - \varphi F_{sp} \text{ при } \varphi = 0,6-0,8.$$

Далее нужно все сечение подразделить на z каналов; если предусмотрен полный подвод пара, то надо выбрать шаг t , и число z определяется выражением $\pi D = z t$. Если диаметр был выбран на основе других соображений, то число каналов надо выбрать так, чтобы подвод пара был по возможности по всей окружности, но радиальная высота канала a (рис. 101) не должна быть меньше 7 мм при залитых направляющих лопатках и 4 мм при фрезерованных со всех сторон каналах.

Сечение одного канала равно, согласно рис. 101,

$$f = F : z = a \cdot \delta \text{ см}^2,$$

причем $\delta = t \sin \alpha_1 - s$, где t означает шаг и s — толщину лопатки, в большинстве случаев равную 2 мм. Радиальная высота канала равна тогда

$$a = f : \delta = F : (\delta z).$$

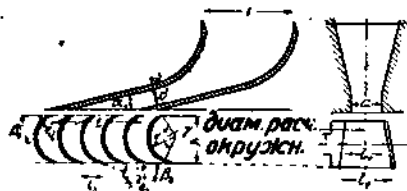


Рис. 101. Расчет направляющего канала.

При залитых лопатках шаг t равен от 42 до 50 мм, при очень крупной мощности — иногда и больше, а при фрезерованных лопатках — примерно от 30 до 40 мм. Шаг нужно, разумеется, выбрать так, чтобы длина окружности была ему кратна, причем число шагов определяется существующим приспособлением (формовочной машиной) для формовки сердечников (шишек) с заливаемыми лопатками и должно делиться на 2, ибо диафрагма делится на две половины, но часто принимается кратной 4; например для

$D = 500$	600	800	1000	1200	1500	мм
$z = 40$	48	64	80	96	120	
$t = 39,27$	39,27	39,27	39,27	39,27	39,27	мм
$z = 36$	44	56	72	84	100	
$t = 43,64$	42,84	44,88	43,63	44,88	47,12	мм

Угол направляющей лопатки α_1 обычно делают равным 14° , реже 12° (при отклонении струи). В случае надобности его увеличивают в последних ступенях, чтобы избежать слишком высоких каналов, до 16° , 18° или 20° .

Конструкцию направляющего аппарата см. на стр. 163.

Д. Расчет длины рабочих лопаток.

Углы лопаток β_1 и β_2 определяются диаграммой скоростей, причем β_1 для предотвращения удара о спинку берут несколько большим, чем это соответствует направлению относительной скорости w_1 ; β_2 делают равным β_1 , или несколько меньшим, или же, при ступенях скорости, как это указано на стр. 107.

Ширина лопатки b обусловлена прочностью (см. стр. 177). В настоящее время, вообще говоря, предпочитают широкие лопатки, от 25 до 35 мм. Ширина лопатки влияет на радиус кривизны, а этот последний — на шаг и число лопаток, ибо согласно уравнению (56), стр. 65, наивыгоднейший шаг равен

$$t_s = \frac{0,5r}{\sin \beta_1};$$

так как $z = \pi D : t_s$ должно быть целым числом, то в точности шаг равен

$$t_s = \pi D : z.$$

Для определения r нужно построить профиль лопатки (см. конструкцию лопаток на стр. 177).

Высота (длина) лопатки при входе l_1 (рис. 101) могла бы быть равна высоте канала a , так как вызываемое входною кромкой рабочей лопатки сужение меньше, чем вызываемое направляющей лопаткой (кромка эта обычно еще заострена). Однако к центру и к периферии лопатку делают примерно на 0,5—1 мм (при большой длине лопаток на 2—5 мм) больше высоты канала a , чтобы струя улавливалась надежно (утечка) и чтобы учесть небольшие неточности производства и температурное расширение, так что $l_1 = a + 1$ до 2 мм (при длинных лопатках больше).

Высота лопатки при выходе l_2 должна дать необходимое сечение с учетом меньшей скорости пара w_2 и увеличившегося объема v_2 ; по условию непрерывности сечение равно:

$$F_2 = G_{\text{сек}} v_2 : w_2$$

или в связи с рис. 101

$$e_2 l_2 z = G_{\text{сек}} v_2 : w_2$$

и так как

$$e_2 = t_s \sin \beta_2 - s_s = (t_s - s_s / \sin \beta_2) \sin \beta_2$$

и

$$z = \pi D : t_s,$$

то

$$l_2 = \frac{G_{\text{сек}} v_2}{e_2 z w_2} = \frac{G_{\text{сек}} v_2 t_s}{\pi w_2 \sin \beta_2 D (t_s - s_s / \sin \beta_2)}$$

или, наконец,

$$l_2 = \frac{G_{\text{сек}} v_2}{w_{2a} \pi D \tau_s}, \quad (101)$$

где $\tau_s = (t_s - s_s / \sin \beta_2) : t_s$ означает коэффициент сужения, обусловленный наличием стенок лопаток и имеющий при определенном профиле лопатки определенное значение, а w_{2a} — осевую составляющую относительной скорости выхода w_2 , которую можно взять из диаграммы скоростей (см. стр. 42, рис. 44).

При парциальном подводе пара подлежит учету степень подвода (парциальность), т. е. отношение суммы ширины всех каналов к длине дуги, занятой всеми соплами; это представляет неудобство, когда окружность не кратна шагу, что часто случается при соплах. Поэтому рекомендуется применять другой способ расчета, основанный на том, что выходящее из направляющих лопаток количество пара должно также пройти через выходное сечение рабочих лопаток. Согласно условию непрерывности имеем по рис. 101, стр. 114, если z и z_s соответственно означают число направляющих и рабочих лопаточных каналов, к которым подводится пар,

$$G_{\text{сек}} = \frac{z \delta a c_1}{v_1} = \frac{z_s e_2 l_2 w_2}{v_2};$$

отсюда

$$l_2 = a \frac{z}{z_s} \cdot \frac{\delta c_1}{e_2 w_2} \cdot \frac{v_2}{v_1}.$$

Дуга подвода пара должна быть равна $zt = z_s t_s$, откуда $\frac{z}{z_s} = \frac{t_s}{t}$; далее

имеем

$$\delta = t \sin \alpha_1 - s = (t - s / \sin \alpha_1) \sin \alpha_1$$

и

$$e_2 = t_s \sin \beta_2 - s_s = (t_s - s_s / \sin \beta_2) \sin \beta_2,$$

следовательно

$$l_2 = a \frac{t_s (t - s / \sin \alpha_1)}{t (t_s - s_s / \sin \beta_2)} \cdot \frac{c_1 \sin \alpha_1 v_2}{w_2 \sin \beta_2 v_1},$$

или, так как коэффициент сужения в направляющем аппарате выражается через

$$\frac{t - s / \sin \alpha_1}{t} = \tau$$

[см. уравнение (99), стр. 110] и

$$\frac{t_s - s_s / \sin \beta_2}{t_s} = \tau_s,$$

а также $c_1 \sin \alpha_1 = w_1 \sin \beta_1 = w_{1a}$, $w_2 \sin \beta_2 = w_{2a}$ (см. рис. 44, стр. 42), то

$$l_2 = a \frac{\tau}{\tau_s} \cdot \frac{w_{1a}}{w_{2a}} \cdot \frac{v_2}{v_1}. \quad (102)$$

Отношение $\frac{w_{1a}}{w_{2a}}$ можно взять из диаграммы скоростей как отношение двух отрезков.

Уравнение (102) применимо также к расчету длин лопаток при ступенях скорости, но только, начиная со второго ряда лопаток, надо вместо a подставлять длину l'_2 при выходе из предыдущей лопатки и вместо τ — коэффициент сужения в ней τ'_s , так что

$$l_2 = l'_2 \cdot \tau'_s \cdot \frac{w_{1a}}{w_{2a}} \cdot \frac{v_2}{v_1}. \quad (102a)$$

Мы видим (рис. 44), что небольшой угол β_2 дает небольшую составляющую w_{2a} , т. е. большое отношение $w_{1a} : w_{2a}$ и, следовательно, большое уширение, иными словами, большой прирост длины лопатки, с чем надлежит особенно считаться при длинных лопатках; далее прирост высоты каналов и длины лопаток в следующих друг за другом ступенях должен быть по возможности непрерывным (см. рис. 112, стр. 132), что следует принимать в соображение, назначая угол выхода β_2 , а также угол направляющей лопатки α_1 .

Так как объем в лопатке изменяется мало, то обычно можно допустить $v_2 : v_1 = 1$.

После того как высоты каналов и длины лопаток определились, можно начертить разрез по лопаткам и при этом заодно проверить целесообразность сделанных допущений.

Е. Примеры расчета.

1. Расчет одноступенчатой активной турбины (Лавала), мощностью 25 эфф. л. с. при $n = 15000$ об. в мин., понижаемых до 3000 об. в мин.

Пар при впуске: 10 атм. изб., сухой насыщенный.

Противодавление: 2 атм. абс.

Адиабатический перепад, если считать, что при впуске давление понижается на 1 атм., т. е. равно $p = 10$ атм. абс. при 180°C , оказывается по диаграмме is (рис. 102) равным $h_i = i - i_0 = 665,2 - 597,2 = 68$ кал/кг; эффективный (термодинамический) коэффициент полезного действия принимаем равным

$$\eta_e = 0,37$$

и, следовательно, расход пара равен:

$$D_e = \frac{632,3}{h_i \eta_e} = \frac{632,3}{68 \cdot 0,37} = 25,1 \text{ кг/эфф. л. с. час,}$$

а количество пара в секунду:

$$G_{\text{сек}} = \frac{N_e \cdot D_e}{3600} = \frac{25 \cdot 25,1}{3600} = 0,174 \text{ кг/сек.}$$

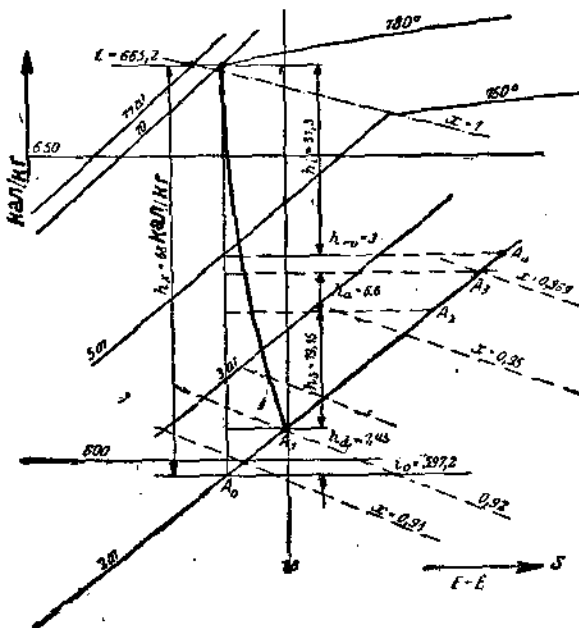


Рис. 102. Диаграмма is , пример расчета.

Теоретическая скорость истечения:

$$c_0 = 91,5 \sqrt{h_i} = 91,5 \sqrt{68} = 754 \text{ м/сек,}$$

действительная скорость при $\varphi = 0,94$ (литые сопла):

$$c_1 = \varphi c_0 = 0,94 \cdot 754 = 710 \text{ м/сек.}$$

Для угла наклона сопла допустим $\alpha_1 = 20^\circ$; максимальный коэффициент полезного действия на ободу приходится, согласно сказанному на стр. 46, на

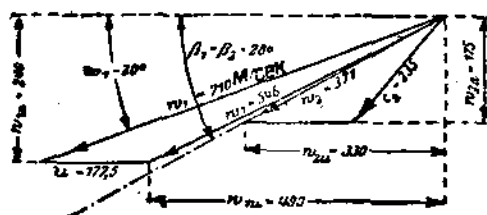
$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} = \frac{0,9397}{2} = 0,4698.$$

Но выбор u или диаметра определяется внутренним коэффициентом полезного действия, который вследствие потерь на трение колеса зависит в свою очередь от его диаметра. Поэтому нужно найти для различных диаметров или $\frac{u}{c_1}$ внутренний коэффициент полезного действия. Так, например, получается для

$$\frac{u}{c_1} = 0,25, \quad u = 0,25 \cdot 710 = 177,5 \text{ м/сек.};$$

$$D = 60u : \pi \cdot n = 60 \cdot 177,5 : \pi \cdot 15000 = 0,226 \text{ м.}$$

Из диаграммы скоростей (рис. 103, треугольник у выхода повернут вокруг вертикали), при $\beta_1 = \beta_2$ и $\psi = 0,68$ (узкая лопатка и небольшой радиус кривизны), получается мощность на ободу:



$$h_u = \frac{u}{g} (w_{1a} + w_{2a}) = \frac{177,5}{9,81} (490 + 330) = 34,3 \text{ кал/кг,}$$

следовательно

$$\eta_u = \frac{h_u}{h_i} = 34,3 : 68 = 0,505.$$

Рис. 103. Диаграмма скоростей.

Если отложить h_u на диаграмме is , то получается состояние A_2 при выходе из лопатки с $x = 0,969$ и $v = xv'' = 0,969 \cdot 0,903 = 0,875 \text{ м}^2/\text{кг}$ (v'' взят из таблиц для пара), $\gamma = \frac{1}{v} = 1,142 \text{ кг/м}^3$.

Работа трения колеса и вентиляции равна по уравнению (59), стр. 69, при $\alpha = 1,3$, предположенной степени подвода пара $\epsilon = 0,2$ и длине лопатки $l = 1,5 \text{ см}$:

$$N_{rv} = \alpha [1,46 \cdot D^2 + 0,83 (1 - \epsilon) D l^{1,5}] u^3 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \text{ л. с.} = \\ = 1,3 [1,46 \cdot 0,226^2 + 0,83 (1 - 0,2) 0,226 \cdot 1,5^{1,5}] 1,775^3 \cdot 1,142 = 2,94 \text{ л. с.};$$

отсюда [уравнение (63), стр. 73]:

$$h_{rv} = \frac{N_{rv}}{5,7 G_{\text{сск}}} = \frac{2,94}{5,7 \cdot 0,174} \approx 3,0 \text{ кал/кг}$$

и

$$h_i = h_u - h_{rv} = 34,3 - 3 = 31,3 \text{ кал/кг,}$$

$$\eta_k = \frac{h_i}{h_i} = \frac{31,3}{68} = 0,461, \text{ т. е. } 46,1\%.$$

Если произвести этот расчет для других отношений $\frac{u}{c_1}$, например для $\frac{u}{c_1} = 0,20, 0,3, 0,35$, то получаются значения, приведенные в следующей таблице:

ТАБЛИЦА 5.

$\frac{u}{c_1} =$	0,2	0,25	0,3	0,35
$u =$	142	177,5	213	248,5 м/сек.
$D =$	181	226	271	316,5 мм
$h_a =$	29,7	34,3	38,6	41,5 кал/кг
$\eta_a =$	43,6	50,5	56,8	61,6%
$N_{rv} =$	1,15	2,94	6,35	12,25 л. с.
$h_{rv} =$	1,16	3,0	6,4	12,3 кал/кг
$h_i =$	28,1	31,3	32,2	29,2 кал/кг
$\eta_i =$	41,3	46,1	47,3	42,9%

Отложив η_i в зависимости от $\frac{u}{c_1}$ или D (рис. 104), мы получаем кривую, максимум которой приходится на $\frac{u}{c_1} = 0,285$ или $D = 238$ мм. Если бы применить этот диаметр, то при уменьшении c_1 , т. е. большем $\frac{u}{c_1}$, коэффициент полезного действия быстро убывал бы, тогда как перед максимумом кривой η_i изменение незначительно; по этой причине представляется целесообразным выбрать несколько меньший диаметр. В данном случае положим $\frac{u}{c_1} = 0,25$ и $D = 226$ мм, для которого расчет выше уже произведен.

Оценив механическую потерю в 15% в виду малой мощности и наличия зубчатой передачи, а потери на излучение и охлаждение в 4%, итого в 19%, так что $\eta_m = 0,81$, имеем:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,461 \cdot 0,81 = 0,374,$$

что хорошо согласуется с нашим допущением.

Потери в лопатках составляют в отдельности:

потери в сопле

$$h_d = A(c_0^2 - c_1^2) : 2g = (1 - \varphi^2) h_i = (1 - 0,94^2) \cdot 68 = 7,45 \text{ кал/кг}$$

потери в лопатке

$$h_s = (1 - \psi^2) \frac{A w_1^2}{2g} = (1 - 0,68^2) \frac{546^2}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} = 19,14$$

потери при выходе

$$h_o = A c_2^2 : 2g = 235^2 : 8377 = 6,59$$

Σ лопаточных потерь	= 33,18 кал/кг
Потери на трение колеса	= 3,00 "
Внутренняя мощность	= 31,3 "

$$\text{Итого} = 67,48 \text{ кал/кг}$$

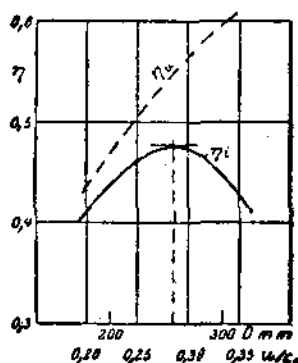


Рис. 104. Внутренние коэффициенты полезного действия.

Небольшое расхождение с $h_t = 68$ кал/кг объясняется небольшими неточностями, присущими диаграмме скоростей и расчету.

Отложив потери на диаграмме is (рис. 102), мы получаем характеризующие состояние пара точки $A_1 - A_4$, из которых можно взять объемы или вычислить их.

Сопла. Так как критическое отношение давлений (стр. 24) превзойдено, то сопла должны быть расширяющимися.

Самое узкое сечение равно (см. стр. 27):

$$F_{\min} = \frac{100 \cdot G_{\text{сек}}}{1,99 \sqrt{\frac{p}{v}}} = \frac{100 \cdot 0,174}{1,99 \sqrt{\frac{10}{0,1985}}} = 1,235 \text{ см}^2 = 123,5 \text{ мм}^2,$$

конечное сечение

$$F_1 = \frac{G_{\text{сек}} v_1}{c_1} \text{ м}^2;$$

при $v_0' = 0,903$ и $x = 0,921$ в точке A_1 ,

$$v_1 = 0,921 \cdot 0,903 = 0,832 \text{ м}^3/\text{кг}$$

и

$$F_1 = \frac{0,174 \cdot 0,832}{710} \cdot 10000 = 2,045 \text{ см}^2 = 204,5 \text{ мм}^2.$$

Так как небольшое избыточное давление при выходе из сопла благоприятно (см. стр. 26), то возьмем несколько меньшее сечение выхода, а именно:

$$F_1 = 200 \text{ мм}^2.$$

При столь небольшой мощности применяется регулирование торможением (см. стр. 261), но можно также поставить выключаемые порознь вручную сопла. Если взять 5 сопел, то для каждого

$$f_{\min} = F_{\min} : 5 = 123,5 : 5 = 24,7 \text{ мм}^2$$

и при круглом сечении

$$d_{\min} = 5,61 \text{ мм } \varnothing$$

$$f_1 = F_1 : 5 = 200 : 5 = 40 \text{ мм}^2;$$

при круглом конечном сечении мы имели бы

$$d_1 = 7,14 \text{ мм } \varnothing,$$

но предпочтительно прямоугольное сечение, так как тогда струя лучше заполняет рабочие лопатки (см. потери в лопатках, стр. 63); примем

$$f_1 = 5,8 \cdot 6,9 \text{ мм}.$$

При выключении отдельных сопел удельный расход пара будет расти, так как потери холостого хода остаются без изменения. Если при выключении одного сопла, т. е. при 4 работающих соплах, оценить коэффициент полезного действия в $\eta_e = 0,35$, а при 3 работающих соплах в $\eta_e = 0,30$, то имеем, так как в первом случае через турбину проходит $\frac{4}{6}$, а во втором $\frac{3}{6}$ количества пара, — при 4 соплах:

$$D'_e = \frac{632,3}{68 \cdot 0,35} = 26,55 \text{ кг/эфф. л. с.-час}$$

и

$$N_e = \frac{4}{5} \cdot \frac{(N_e D_e)}{D_e'} = \frac{4}{5} \cdot \frac{25 \cdot 25,1}{26,55} = 19 \text{ эфф. л. с., т. е. } \sim \frac{3}{4} \text{ нагрузки;}$$

при 3 соплах имеем:

$$D_e'' = 632,3 : (68 \cdot 0,30) = 31 \text{ кг/эфф. л. с.-час}$$

и

$$N_e' = \frac{3}{5} \cdot \frac{(25 \cdot 25,1)}{31} = 12,2 \text{ эфф. л. с., т. е. } \sim \frac{1}{2} \text{ нагрузки.}$$

Форма сопла показана на рис. 105. Лопатки должны быть спроектированы для $\beta_1 = \beta_2 = 28^\circ$ по диаграмме скоростей; для ширины допустим $b = 10$ мм, тогда радиус кривизны равен $r = 6$ мм (рис. 105) и шаг лопатки по уравнению (56), стр. 65:

$$t_s = 0,5r : \sin \beta_2 = 0,5 \cdot 6 : 0,4695 = 6,39 \text{ мм,}$$

так что число лопаток равно:

$$z = \pi D : t_s = \pi \cdot 226 : 6,39 \approx 111,$$

и точный шаг равен:

$$t_s = \pi D : z = 6,396 \text{ мм.}$$

Коэффициент сужения по уравнению (99), стр. 110, равен:

$$\tau_s = \frac{6,396 - 0,5}{6,396} = 0,834,$$

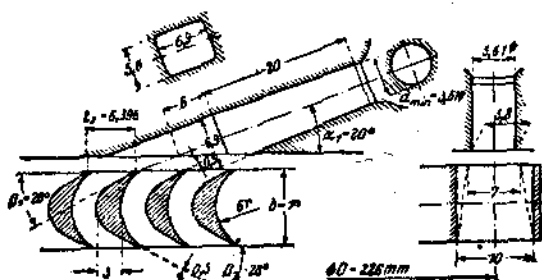


Рис. 105. Разрез через лопатки.

и при осевых составляющих $w_{1a} = 240$ и $w_{2a} = 175$ по диаграмме скоростей длина лопаток при выходе равна по уравнению (102), стр. 116 (мы пренебрегаем коэффициентом сужения сопла, $\tau = 1$ и $v_2 \sim v_1$):

$$l_2 = a \frac{\tau}{\tau_s} \cdot \frac{w_{1a}}{w_{2a}} = \frac{5,8}{0,834} \cdot \frac{240}{175} = 9,6 \sim 10 \text{ мм;}$$

при входе можно допустить

$$l_1 = 5,8 + 1,2 = 7 \text{ мм.}$$

При таких узких лопатках можно было бы, однако, взять также 10 мм в виду затруднительности изготовления лопатки с переменной высотой; обусловленное этим ухудшение движения пара учтено пониженным коэффициентом скорости ψ . Разрез по лопаткам представлен на рис. 105.

2. Расчет одноступенчатой активной турбины со ступенями скорости для $N_e = 80$ эфф. л. с., $n = 4000$ об. в мин., состояние пара перед соплом $p = 12$ атм. изб., 300°C , противодавление $p_0 = 2$ атм. абс.

Допустив для падения давления перед соплами, вследствие торможения, 1 атмосферу, т. е. для давления перед соплами 12 атм. абс. (298°C), получаем адиабатический перепад по диаграмме is (рис. 106):

$$h_i = i - i_0 = 728,5 - 638,5 = 90 \text{ кал/кг,}$$

так что

$$c_0 = 91,5 \sqrt{h_i} = 91,5 \sqrt{90} = 868 \text{ м/сек}$$

и при $\varphi = 0,95$ (тщательно отлитые и немного обработанные сопла):

$$c_1 = \varphi c_0 = 0,95 \cdot 868 = 825 \text{ м/сек.}$$

Эффективный коэффициент полезного действия оценим в $\eta_e = 0,42$ (см. рис. 96, стр. 91), тогда удельный расход пара

$$D_e = \frac{632,3}{h_i \cdot \eta_e} = \frac{632,3}{90 \cdot 0,42} = 16,75 \text{ кг/эфф. л. с.-час}$$

или

$$G_{\text{сек}} = \frac{N_e D_e}{3600} = \frac{80 \cdot 16,75}{3600} = 0,372 \text{ кг/сек.}$$

Чтобы получить небольшие размеры, остановимся на трех ступенях скорости (трехвенцовом колесе). Коэффициент полезного действия на

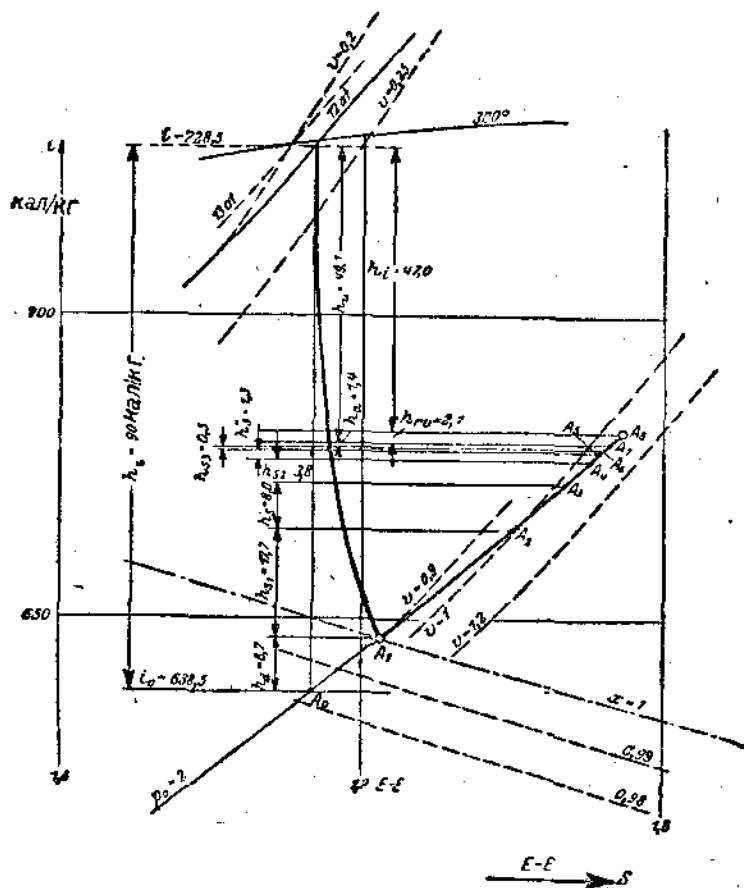


Рис. 106. Диаграмма h_s , ступени скорости.

ободе η_e , согласно рис. 57, стр. 57, имеет максимальное значение при $\frac{\kappa}{c_1} \approx 0,15^1$, наилучший внутренний коэффициент полезного действия приходится

¹⁾ Остановившись на уменьшенном угле выхода, согласно сказанному на стр. 107, можно ждать лучшего коэффициента полезного действия.

на меньшее значение $\frac{u}{c_1}$; чтобы найти это последнее, определим η_i для нескольких значений $\frac{u}{c_1}$ или D . Например, для $D=0,5$ м, $u=\pi D n : 60 = 104,6$ м/сек и $\frac{u}{c_1} = 104,6 : 825 = 0,1269$ при угле наклона сопла по сказанному на стр. 107 $\alpha_1 = 22^\circ$, т. е. при наклоне $\sim 40\%$, и при там же указанных

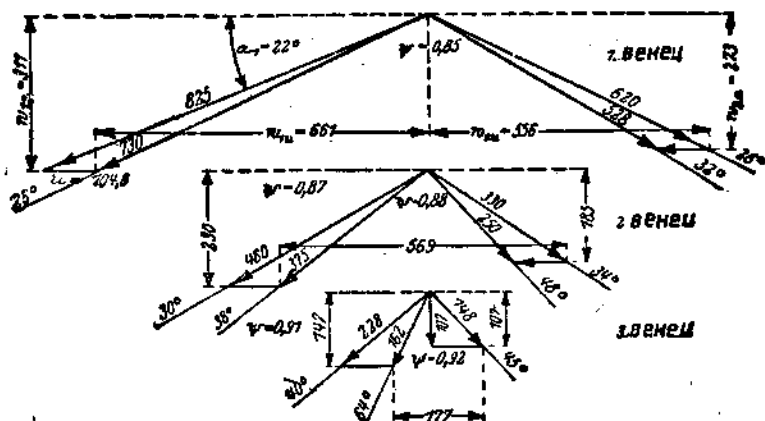


Рис. 107. Диаграмма скоростей.

углах выхода лопаток $\beta_2 = 26, 34, 40$ и 45° и при коэффициентах скорости по рис. 79, стр. 66, диаграмма скоростей (рис. 107) дает мощность на ободе:

$$\begin{aligned}
 h_u &= A \cdot \frac{u}{g} (w_{1u} + w_{2u} + w'_{1u} + w'_{2u} + w''_{1u} + w''_{2u}) = \\
 &= \frac{104,6}{427 \cdot 9,81} (661 + 556 + 297 + 272 + 71 + 106) = \\
 &= \frac{104,6 \cdot 1963}{4189} = 49,1 \text{ кал/кг.}
 \end{aligned}$$

Работа трения колеса и вентиляции вычисляется по уравнению (61), стр. 70,

$$N_{rv} = \beta D^4 l_m n^3 10^{-10} \gamma \text{ л. с.};$$

при $\beta = 3,8$, выбранной длине $l_m = 3,0$ см и $\gamma = \frac{1}{v} = 0,95$ по диаграмме z в точке A_7 , если отложить величину h_u , получается

$$N_{rv} = 3,8 \cdot 0,5^4 \cdot 3 \cdot 4000^3 \cdot 10^{-10} \cdot 0,95 = 4,4 \text{ л. с.}$$

и

$$h_{rv} = \frac{N_{rv}}{5,7 \cdot G_{сек}} = \frac{4,4}{5,7 \cdot 0,372} = 2,1 \text{ кал/кг.}$$

Внутренняя мощность равна тогда

$$h_i = h_u - h_{rv} = 49,1 - 2,1 = 47 \text{ кал/кг}$$

и

$$\eta_i = h_i : h_i = 47 : 90 = 0,522.$$

Вычисленные подобным же образом для других диаметров значения приведены в нижеследующей таблице; если отложить η_i в зависимости от D (рис. 108), то оказывается, что максимальный внутренний коэффициент полезного действия приходится на $D=0,55$ и $\frac{u}{c_1} \approx 0,14$.

ТАБЛИЦА 6.

$D =$	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6 м
$u =$	83,8	94,3	104,6	115,1	125,66 м/сек
$\frac{u}{c_1} =$	0,1015	0,1142	0,1274	0,1396	0,152
$h_u =$	43,3	46,1	49,1	51,3	52,2 кал/кг
$\eta_u =$	0,481	0,512	0,545	0,57	0,58
$N_{ro} =$	1,7	2,7	4,4	6,5	10,5 л. с.
$h_{vr} =$	0,8	1,2	2,1	3,1	4,9 кал/кг
$h_i =$	42,5	44,9	47,0	48,2	47,3 "
$\eta_i =$	0,472	0,499	0,522	0,537	0,526

Так как при большом отношении $\frac{u}{c_1}$ углы выхода, выбранные согласно сказанному на стр. 107, значительно меньше углов входа (см. диаграмму скоростей), и поэтому получилось бы значительное увеличение длины в последних рядах лопаток, так что последняя ступень весьма мало участвовала бы в образовании мощности, и так как η_i мало изменяется вблизи максимума, а к тому же потери на трение колеса не поддаются точному определению, то практически представляется целесообразным взять меньший диаметр. Мы остановимся на $D=0,5$ м, для которого расчет сделан выше.

Оценив механический коэффициент полезного действия в 0,9 (см. рис. 95, стр. 89) и потери на охлаждение в 2% имеем:

$$\eta_o = \eta_i \cdot \eta_m \cdot 0,98 = 0,522 \cdot 0,9 \cdot 0,98 = 0,455;$$

отсюда

$$D_o = \frac{632,5}{90 \cdot 0,455} \approx 15,5 \text{ кг/эфф. л. с. час}$$

и

$$G_{\text{сек}} = \frac{80 \cdot 15,5}{3600} = 0,345 \text{ кг/сек.}$$

Тепловой баланс (см. диаграмму is, рис. 106):

потери в сопле

$$h_d = (1 - \varphi^2) h_t = (1 - 0,95^2) \cdot 90 = 8,7 \text{ кал/кг}$$

потери в лопатках

венце 1

$$h_{s_1} = A \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{730^2 - 620^2}{8380} = 17,7$$

направляющий венец I

$$h'_s = \frac{528^2 - 460^2}{8380} = 8,0$$

венце 2

$$h_{s_2} = \frac{375^2 - 330^2}{8380} = 3,8$$

направляющий венец II

$$h''_s = \frac{250^2 - 228^2}{8380} = 1,3$$

венце 3

$$h_{s_3} = \frac{162^2 - 148^2}{8380} = 0,5$$

потери при выходе

$$h_a = \frac{107^2}{8380} = 1,4$$

$$= 41,4 \text{ кал/кг}$$

$$\text{Потери на трение колеса} = 2,1$$

$$\text{Внутренняя мощность} = 47,0$$

$$90,5 \text{ кал/кг}$$

Первый венец участвует в образовании мощности в размере 62,0%, второй — в размере 28,98% и третий — в размере 9,02%.

Сопла. Согласно уравнению (36а), стр. 27, при $v = 0,219$ (по таблице III в приложении) самое узкое сечение равно:

$$F_{\min} = \frac{100 G_{\text{сек}}}{2,09 \sqrt{\frac{p}{v}}} = \frac{100 \cdot 0,345}{2,09 \sqrt{\frac{12}{0,219}}} = 2,204 \text{ см}^2 = 220,4 \text{ мм}^2.$$

Остановимся на 6 соплах, так что сечение каждого равно:

$$f_{\min} = F_{\min} : 6 = 220,4 : 6 = 36,73 \text{ мм}$$

и при прямоугольном сечении

$$f_{\min} = 6,0 \cdot 6,13 \text{ мм.}$$

Конечное сечение равно:

$$F_1 = \frac{G_{\text{сек}} v_1}{c_1} \text{ м}^2,$$

причем v_1 означает объем при выходе из сопла, т. е. в точке A_1 (рис. 106) $i_1 = i_0 + h_d = 638 + 8,7 = 646,7 \text{ кал/кг}$; так как пар сухой насыщенный, то

$$v_1 = 0,90$$

$$F_1 = \frac{0,345 \cdot 0,9}{825} \cdot 10000 = 3,26 \text{ см}^2 = 326 \text{ мм}^2.$$

Имея в виду, что при выходе благоприятное действие оказывает некоторое избыточное давление, возьмем несколько меньшее конечное сечение, а именно:

$$F_1 = 306 \text{ мм}^2, f_1 = 306 : 6 = 51 \text{ мм}^2, f_1 = 6,0 \cdot 8,5 \text{ мм}.$$

Форма сопла показана на рис. 109; применимы также залитые фрезерованные сопловые лопатки.

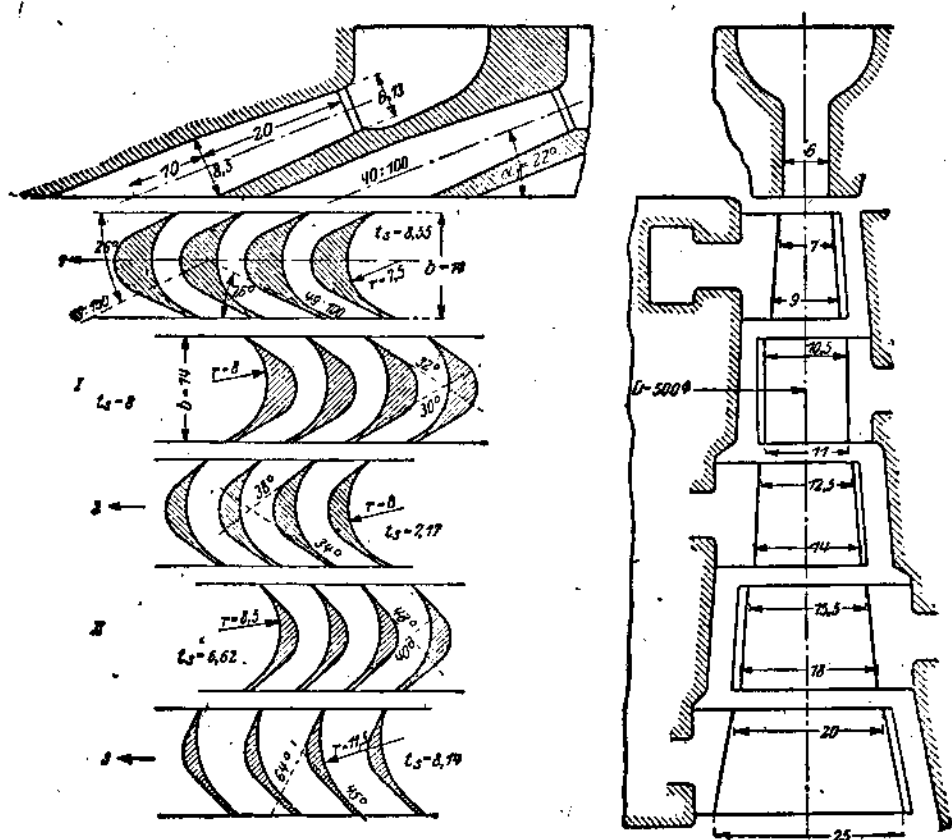


Рис. 109. Разрез через лопатки для ступеней скорости.

Для перегрузки предусмотрим еще 2 сопла; тогда, если допустить тот же коэффициент полезного действия, как при полной нагрузке, достигнутая $\frac{4}{3}$ -кратная мощность равна:

$$N_a = \frac{4}{3} \cdot 80 \approx 106,5 \text{ эфф. л. с.}$$

Если при частичной нагрузке предполагается выключать сопла, то удельный расход пара будет возрастать (стр. 97), а именно при 5 открытых соплах приблизительно на 5%, при 4 соплах — на 10% и при 3 соплах — на 21%. В таком случае при 5 открытых соплах:

$$D'_e = 1,05 \cdot 15,5 = 16,3 \text{ кг/эфф. л. с.-час.}$$

$$N'_e = \frac{5}{6} \cdot \frac{N_e \cdot D_e}{D'_e} = \frac{5}{6} \cdot \frac{80 \cdot 15,5}{16,3} \approx 63,5 \text{ эфф. л. с.,}$$

при 4 открытых соплах:

$$D_s'' = 1,10 \cdot 15,5 = 17,1 \text{ кг/эфф. л. с.-час,}$$

$$N_s'' = \frac{4}{6} \cdot \frac{80 \cdot 15,5}{17,1} \approx 48,3 \text{ эфф. л. с.,}$$

при 3 открытых соплах:

$$D_s''' = 1,21 \cdot 15,5 = 18,8 \text{ кг/эфф. л. с.-час,}$$

$$N_s''' = \frac{3}{6} \cdot \frac{80 \cdot 15,5}{18,8} \approx 33 \text{ эфф. л. с.}$$

Лопатки. Венец 1: Угол на диаграмме скоростей $\beta_1 = \beta_2 = 26^\circ$, согласно эскизу лопатки (рис. 109) $r = 7,5$ мм; следовательно, по уравнению (56), стр. 65,

$$t_s = \frac{r}{2 \sin \beta} = \frac{7,5}{2 \cdot 0,4384} = 8,55 \text{ мм.}$$

Число лопаток $z = \pi D : t_s = 500 \pi : 8,55 \approx 183$, а поэтому точный шаг равен $t_s = \pi \cdot 500 : 183 = 8,59$ мм; коэффициент сужения

$$\tau_s = \frac{t_s - 0,5/\sin \beta}{t_s} = \frac{8,59 - 0,5/0,4384}{8,59} = 0,867;$$

длина лопатки при входе

$$l_1 = a \approx 1 = 6 + 1 = 7 \text{ мм;}$$

длина лопатки при выходе, согласно уравнению (102), стр. 116 (пренебрегаем сужением, обусловленным сопловыми перегородками, $\tau = 1$, так как при столь незначительном числе сопел не приходится ждать равномерного распределения струи):

$$l_2 = \frac{a}{\tau} \cdot \frac{w_{1a}}{w_{2a}} \cdot \frac{v_2}{v_1} = \frac{6}{0,867} \cdot \frac{311}{273} \cdot \frac{1}{0,9} = 6 \cdot 1,46 = 8,77 \sim 9 \text{ мм}$$

(w_{1a} и w_{2a} взяты из диаграммы скоростей, рис. 107, v_2 и v_1 — из диаграммы is , рис. 106).

Направляющий венец I:

$$\beta_1 = 32^\circ, \beta_2 = 30^\circ;$$

$$r = 8 \text{ мм; } t_s = \frac{8}{2} \cdot \sin 30^\circ = \frac{8}{2} \cdot 0,5 = 8 \text{ мм;}$$

$$\tau_s = \frac{8 - 0,5/0,5299}{8} = 0,883; \quad l_1 = 9 + 1,5 = 10,5 \text{ мм;}$$

$$l_2 = \frac{8,77 \cdot 0,867}{0,883} \cdot \frac{273}{230} \cdot \frac{1,04}{1,0} = 8,77 \cdot 1,21 = 10,6 \approx 11,0 \text{ мм.}$$

Венец 2:

$$\beta_1 = 38^\circ, \beta_2 = 34^\circ;$$

$$r = 8 \text{ мм; } t_s = \frac{8}{2 \cdot 0,559} = 7,15 \text{ мм; } z = \pi \cdot 500 : 7,15 \approx 219 \text{ лопаток.}$$

Точный шаг

$$t_s = \pi \cdot 500 : 219 = 7,17 \text{ мм; } \tau_s = \frac{7,15 - 0,5/0,61566}{7,15} = 0,887;$$

$$l_1 = 11 + 1,5 = 12,5 \text{ мм;}$$

$$l_2 = \frac{11 \cdot 0,883}{0,887} \cdot \frac{230}{185} = 11,0 \cdot 1,236 = 13,6 \sim 14,0 \text{ мм}$$

(увеличение объема незначительно и потому во внимание не принимается).

Направляющий венец II:

$$\beta_1 = 48^\circ; \beta_2 = 40^\circ; r = 8,5 \text{ мм};$$

$$t_s = \frac{8,5}{2 \cdot 0,6428} = 6,63 \text{ мм}; \tau_s = \frac{6,63 - 0,5/0,6428}{6,63} = 0,894;$$

$$l_1 = 14 + 1,5 = 15,5 \text{ мм}; l_2 = \frac{14 \cdot 0,887}{0,894} \cdot \frac{185}{147} = 14 \cdot 1,247 = 17,5 \sim 18 \text{ мм}.$$

Венец 3:

$$\beta_1 = 64^\circ; \beta_2 = 45^\circ;$$

$$r = 11,5 \text{ мм}; t_s = \frac{11,5}{2 \cdot 0,707} = 8,13 \text{ мм}; z_s = \pi \cdot 500 : 8,93 \sim 193 \text{ лопаток}.$$

Точный шаг

$$t_s = \pi \cdot 500 : 193 = 8,14 \text{ мм}; \tau_s = \frac{8,13 - 0,5/0,707}{8,13} = 0,913;$$

$$l_1 = 18 + 2 = 20 \text{ мм}; l_2 = \frac{18 \cdot 0,894}{0,913} \cdot \frac{147}{107} = 18 \cdot 1,345 = 24,3 \sim 25 \text{ мм}.$$

Разрез по лопаткам представлен на рис. 109.

3. Расчет многоступенчатой активной турбины (Целли). $N_e = 6000$ эфф. л. с., $n = 3000$ об. в мин.

Пар при впуске: 20 атм. абс., 380°C .

Конечное давление: 0,05 атм. абс. (вакуум 95%).

Требования: хороший коэффициент полезного действия, полный подвод пара (фрезерованные направляющие каналы до радиальной высоты ~ 20 мм), использование выходных скоростей пара. Адиабатический перепад по диаграмме is (рис. 110):

$$H_i = i - i_s = 765,7 - 514,5 = 251,2 \text{ кал/кг},$$

эффективный коэффициент полезного действия по рис. 96 (стр. 91) оцениваем в $\eta_e = 0,8$, так что расход пара [уравнение (93), стр. 95] равен:

$$D_e = \frac{6323}{H_i \eta_e} = \frac{632,3}{251,2 \cdot 0,8} = 3,15 \text{ кг/эфф. л. с.-час},$$

часовой расход пара $G = 6000 \cdot 3,15 = 18900$ кг/час, и количество пара в секунду

$$G_{\text{сек}} = \frac{18900}{3600} = 5,25 \text{ кг/сек}.$$

Оценив η_m в 0,98 (рис. 95), имеем $\eta_i = 0,8 : 0,98 = 0,817$, и ожидаемое конечное состояние можно найти на диаграмме is , отложив $H_i = \eta_i \cdot H_r$.

Задавшись диаметром расчетной окружности $D = 0,9$ м, приходим к выводу, что при $\chi = \frac{n}{c_1} = 0,45$ по рис. 99 и при $\varphi = 0,95$ перепад равен $h_i = 13$ кал/кг, а при $\varphi = 0,96$ (для фрезерованных каналов):

$$h_i = 0,979 \cdot 13 = 12,71 \text{ кал/кг};$$

преобразуемый в направляющем канале перепад равен:

$$h_i = h_i \cdot \varphi^2 = 12,71 \cdot 0,96^2 = 11,47;$$

будучи отложен на диаграмме is , он дает на определившемся из h_i давлении удельный объем при выходе из направляющего канала $v_i = 0,174$.

„Сообразно с этим объем выходящего пара в секунду равен:

$$G_{\text{сек}} \cdot v_1 = 5,25 \cdot 0,174 = 0,913 \text{ м}^3/\text{сек},$$

и из рис. 100, если задаться коэффициентом сужения $\tau = 0,75$ (см. стр. 110), получается диаметр $D = 1,0$ м, который при минимально допустимой высоте канала $a = 4$ мм дал бы полный подвод пара (так как $0,9$ м было значением преуменьшенным, то диаметр будет больше, чем $1,0$ м).

В виду того, что требуется хороший коэффициент полезного действия, выберем меньший диаметр, а именно:

$$D = 0,85 \text{ м.}$$

ТАК ЧТО

$$u = \frac{\pi D n}{60} =$$

$$= \frac{\pi \cdot 0,85 \cdot 3000}{60} = 133,52 \text{ м/сек}$$

(больше ступеней, большая высота канала). Для этих условий определим наиболее выгоднейший перепад, найдя внутренний коэффициент полезного действия для нескольких

перепадов или $\frac{u}{c_1}$. Из диаграммы скоростей, при $\alpha_1 = 14^\circ$, находим мощность на ободу по уравнению (44), или коэффициент полезного действия на ободу по уравнению (46), стр. 45 [или по уравнению (48), стр. 47]. Работу трения колеса вычислим по формуле Стодола [уравнение (59), стр. 69], приняв $\alpha = 1,0$ (высоко перегретый пар); так как $\epsilon = 1$, то в этом случае

$$N_s = \alpha \cdot A \cdot \gamma \text{ л. с.,}$$

причем A можно взять из рис. 82 (стр. 70) (для $D=0,85$ получается $A=2,5$); тогда потеря на трение равна:

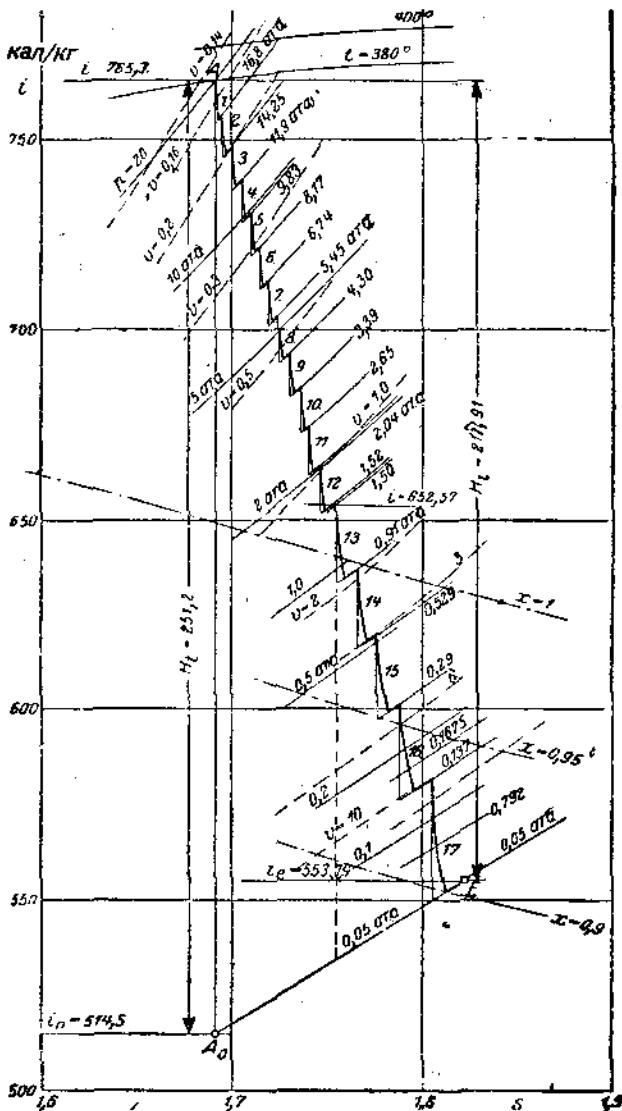


Рис. 110. Диаграмма *із* многоступенчатой активной турбины.

$$h_r = \frac{N_r}{5,7G_{\text{сек}}} \text{ кал/кг,}$$

и при

$$\eta_i = h_{ii} - h_{ij}$$

получается

$$\eta_i = \frac{h_i}{h_t}$$

Результаты расчета приведены в следующей таблице:

ТАБЛИЦА 7.

$\frac{u}{c_1} =$	0,375	0,4	0,425	0,45	0,475	0,5
$c_1 =$	365	334	314,5	297	281,4	267 м/сек.
$c_0 =$	371,5	348	328	309,4	293,2	278,2 "
$h_1 =$	16,47	14,46	12,81	11,41	9,64	9,23 кал/кг
$\eta_a =$	78,1	79,9	81,2	82	82,6	82,7%
$h_{\pi} =$	12,86	11,55	10,40	9,37	7,96	7,63 кал/кг
$N_r =$	13,7	13,9	14,4	14,7	15,0	15,4 д. с.
$h_r =$	0,46	0,47	0,48	0,49	0,51	0,52 кал/кг
$h_i =$	12,40	11,08	9,92	8,88	0,45	7,11 "
$\eta_i =$	75,3	76,7	77,4	77,8	77,3	77,0%

Если значения η_i отложить в зависимости от h_i или $\frac{u}{c_1}$, то оказывается, что максимум η_i приходится на $\frac{u}{c_1} = 0,44$ и $h_i = 11,5$ кал/кг. Этот перепад положим в основу расчета для первых ступеней. Начиная от второй ступени, сюда еще присоединяются потери от протечек, но вместе с тем начинается использование энергии выхода пара.

Углы выхода из лопаток для начала выбраны небольшими ($\beta_2 = 18^\circ$); там, где высота лопаток начинает возрастать сильнее (начиная от 7-й ступени), выбран угол $\beta_2 = 20^\circ$, и диаметр расчетной окружности увеличивается для каждой ступени на 10 мм. Коэффициент скорости ϕ взят в соответствии с верхними значениями рис. 79 (стр. 66). Начиная от 7-й ступени, выбран сообразно с диаметрами больший перепад вплоть до 12-й ступени; начиная от этой последней, длина лопаток возрастала бы скорее, поэтому, начиная от 13-й ступени, выбран значительно больший диаметр (1200 мм), и часть низкого давления перенесена во второй корпус. Так получилась двухкорпусная конструкция. Для перехода пара из части высокого в часть низкого давления предусмотрено небольшое понижение давления (от 1,52 до 1,50 атм. абс.).

Если положить

$$D : a = 0 \approx 7, \quad \chi = \frac{u}{c_1} = 0,475, \quad \tau = 0,85, \quad \alpha_1 = 18^\circ$$

и взять для v_1 по диаграмме is , немного ниже определяющей из η_i конечной точки, $v_1 = 26 \text{ м}^2/\text{кг}$, то согласно уравнению (100а), стр. 112, диаметр последней ступени получается равным:

$$D = \sqrt[3]{\frac{G_{\text{сек}} \cdot v_1 \cdot 60 \cdot \chi}{\tau \cdot \pi^2 n \sin \alpha_1}} = \sqrt[3]{\frac{5,25 \cdot 26 \cdot 7 \cdot 60 \cdot 0,475}{0,85 \cdot 9,86 \cdot 3000 \cdot 0,309}} = 1,525 \text{ м.}$$

Остановимся на диаметре 1,5 м; тогда пробное подразделение дает нам отдельные диаметры ступеней и перепады, сообразно с чем часть низкого давления распределяется на 5 ступеней.

Возможно, разумеется, и другое подразделение, с большим числом ступеней в части высокого давления, или же с немногими ступенями; диаметр можно было бы взять одинаковым для всех ступеней в части высокого давления или же непрерывно растущим. Чтобы читатель познакомился с обеими возможностями, мы остановились на предлагаемом исполнении.

После расчета одной ступени наносим на диаграмму is перепады h_u , h_r , а также $h_i = h_u \varphi^2$ или потерю в сопле $h_d = (1 - \varphi^2) h_i$ для расчета высот направляющих лопаток a . Если для нескольких ступеней взяты одинаковые диаметры и перепады, как для ступеней 2—6, то расчет упрощается, так как диаграмма скоростей остается без изменения (рис. 111).

Рекомендуется в связи с тепловым расчетом сразу же определить сечения направляющих каналов, высоты каналов a и длины лопаток, и начертить разрез по лопаткам (рис. 112 и 113), чтобы тут же проверить целесообразность выбранных углов. Приведем ход расчета для нескольких ступеней в отдельности.

Ступень 1. Перепад $h_i = 11,5$ кал/кг, конечное давление 16,8 атм.

$$i_0 = i - h_i = \\ = 765,7 - 11,5 = 754,2 \text{ кал/кг;}$$

$$u = 133,52 \text{ м/сек;}$$

$$c_0 = 91,5 \sqrt{h_i} = \\ = 91,5 \sqrt{11,5} = 310,2;$$

$$c_1 = 0,96 \cdot 310,2 = 298 \text{ м/сек;}$$

$$\frac{u}{c_1} = 0,4485.$$

По диаграмме скоростей имеем (рис. 111):

$$h_u = \frac{Au}{g} (w_{1u} + w_{2u}) = \\ = \frac{133,52}{427 \cdot 9,81} \cdot 299 = 9,43 \text{ кал/кг;}$$

$$\eta_u = 9,43 : 11,5 = 0,82.$$

Работа трения колеса (см. выше):

$$N_r = \frac{1 \cdot 2,5}{0,175} = 14,7 \text{ л. с.}$$

при $\gamma = \frac{1}{\varphi}$ из диаграммы is (рис. 110) [или по уравнению (3), стр. 6], если сложить h_u .

Потеря на трение колеса:

$$h_r = \frac{14,7}{5,7 \cdot 5,25} = 0,49 \text{ кал/кг,}$$

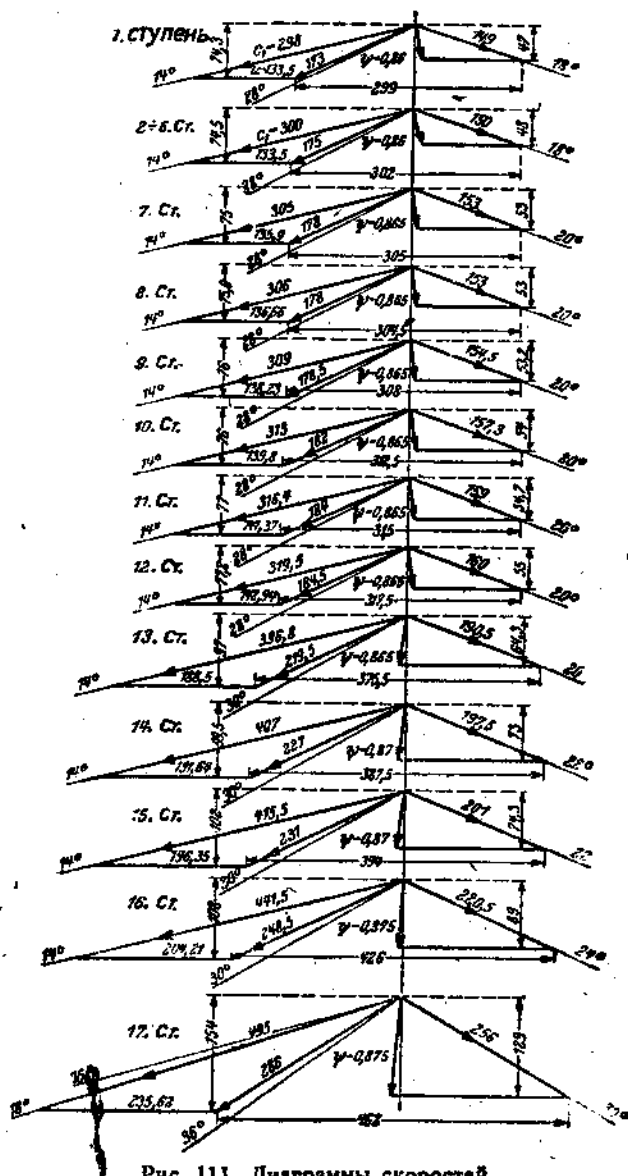


Рис. 111. Диаграммы скоростей.

внутренняя мощность:

$$h_i = h_u - h_r = 9,43 - 0,49 = 8,94 \text{ кал/кг}$$

и

$$\eta_i = 8,94 : 11,5 = 0,777.$$

Конечное состояние, являющееся в то же время начальным состоянием ступени 2:

$$i_2 = i - h_i = 765,7 - 8,94 = 756,76 \text{ кал/кг.}$$

$$\text{Сопла: } \alpha_1 = 14^\circ,$$

потеря в сопле:

$$h_d = (1 - \varphi^2) h_i = (1 - 0,9216) \cdot 11,5 = 0,902 \text{ кал/кг,}$$

$$i_1 = i_0 + h_d = 754,2 + 0,9 = 775,1 \text{ кал/кг}$$

и

$$v_1 = 0,173 \text{ м}^3/\text{кг} \quad (t = 357,5^\circ).$$

Сообразно с этим и согласно сказанному на стр. 114, сечение сопел [при количестве пара, определяющемся из расчета турбины (см. ниже)]:

$$F_1 = \frac{G_{\text{сек}} \cdot v_1}{c_1} \cdot 10000 = \frac{5,08 \cdot 0,173 \cdot 10000}{298} = 29,5 \text{ см}^2 = 2950 \text{ мм}^2.$$

Так как направляющие каналы фрезерованы, то выберем шаг в пределах от 30 до 40 мм; он будет равен при $z = 80$ каналов:

$$t = \pi D : 80 = \pi \cdot 850 : 80 = 33,38 \text{ мм.}$$

По рис. 101, стр. 114, при толщине перегородок $s = 2$ мм:

$$\delta = t \sin \alpha_1 - s = 33,38 \cdot 0,2419 - 2 = 8,075 - 2 = 6,075 \text{ мм,}$$

и коэффициент сужения равен:

$$\tau = \frac{\delta}{t \sin \alpha_1} = \frac{6,075}{8,075} = 0,7525.$$

Радиальная высота сопла равна:

$$a = \frac{F_1}{z \cdot \delta} = \frac{2950}{80 \cdot 6,075} = 6,07 \text{ мм.}$$

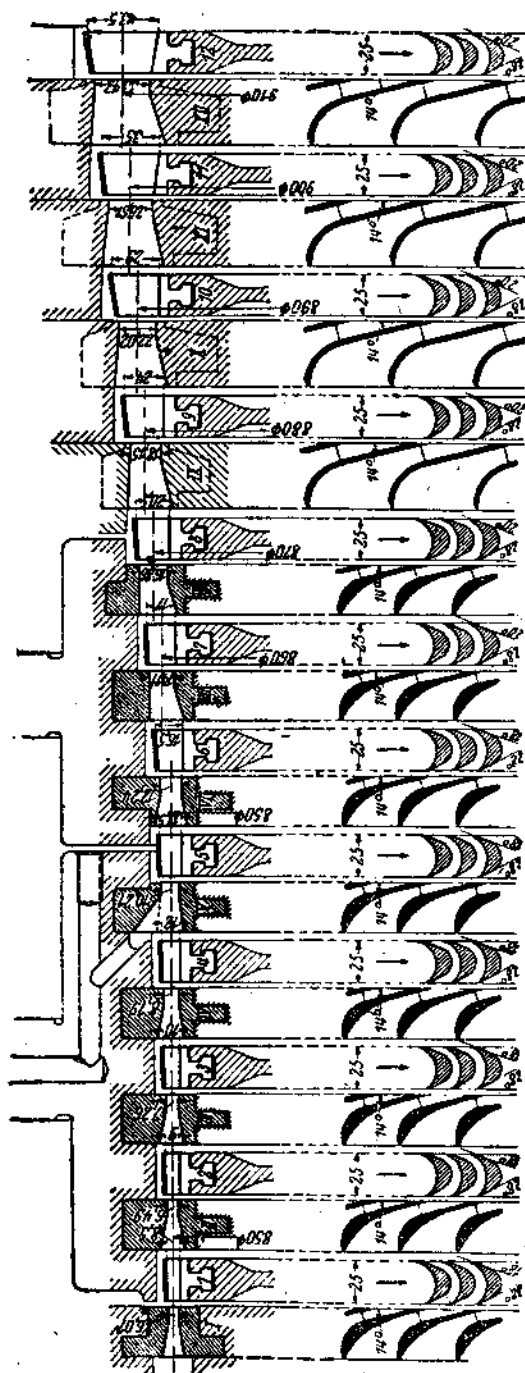


Рис. 112. Разрез через лопатки в части ВД многоступенчатой активной турбины.

Рабочие лопатки: $\beta_1 = 28^\circ$ (по диаграмме скоростей), $\beta_2 = 18^\circ$ (по выбору), ширина 25 мм; из построения профиля (рис. 112) получается радиус кривизны $r = 14$ мм и по уравнению (56), стр. 65, шаг равен $t_s = r : 2 \sin \beta_1 = 14,90$ мм, а число лопаток $z_s = \pi D : t_s = 179$, так что точный шаг равен

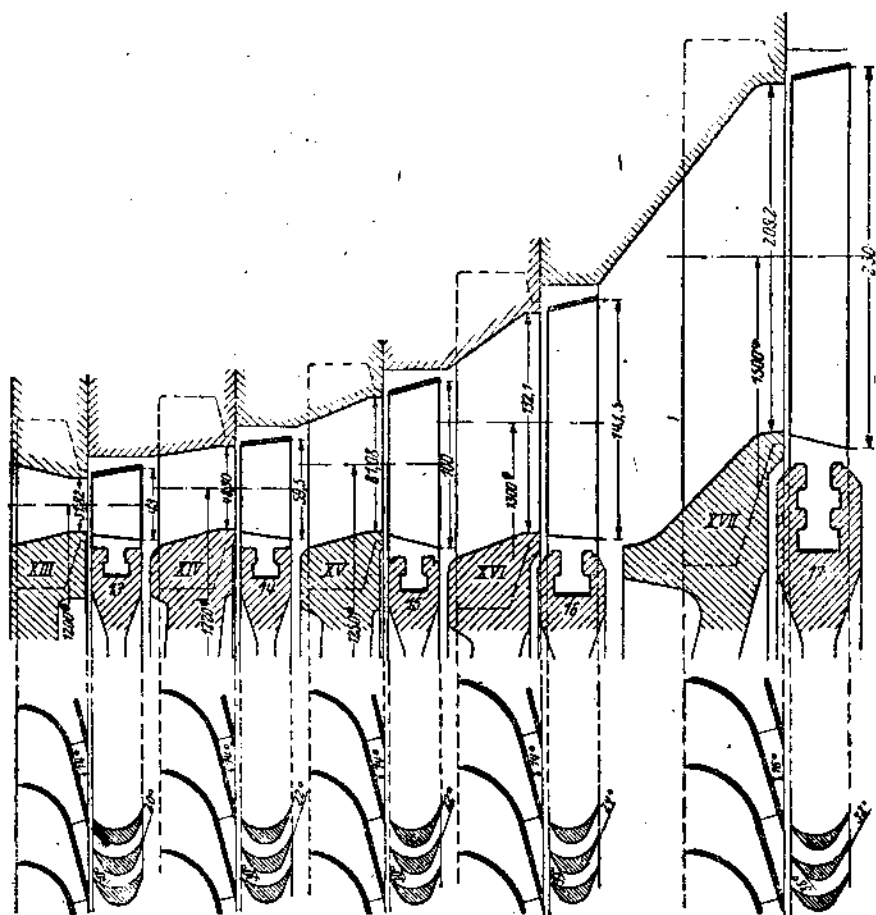


Рис. 113. Разрез через лопатки в части НД многоступенчатой активной турбины.

$t_s = \pi \cdot 850 : 179 = 14,92$ мм, и коэффициент сужения при толщине лопатки $s_s = 0,5$ при выходе:

$$\tau_s = \frac{t_s - 0,5/\sin \beta_2}{t_s} = 0,892.$$

Длина лопаток при входе равна:

$$l_1 = a + \sim 1,5 = 6,07 + 1,43 = 7,5 \text{ мм},$$

и при $w_{1a} : w_{2a} = 1,58$ по диаграмме скоростей, если пренебречь незначительной разностью объемов, длина лопатки при выходе по уравнению (102) равна:

$$l_2 = a \frac{\tau}{\tau_s} \cdot \frac{w_{1a}}{w_{2a}} \cdot \frac{v_2}{v_1} = 6,07 \cdot \frac{0,7525}{0,892} \cdot 1,58 = 8,10 \text{ мм},$$

практически берем $l_2 = 8,5$ мм.

Ступень 2. Перепад $h_i = 11,5$ кал/кг, конечное давление $p_e = 14,25$ атм. абс., $i_e = i - h_i = 756,76 - 11,5 = 745,26$ кал/кг; скорость при выходе, равная 48 м/сек, пусть используется почти полностью, тогда по уравнению (47), стр. 46:

$$c_0 = 91,5 \sqrt{h_i + \frac{Ac_2^2}{2g}} = 91,5 \sqrt{11,5 + \frac{48^2}{8379}} = 312,5 \text{ м/сек},$$

$$c_1 = 0,96 \cdot 312,5 = 300 \text{ м/сек}, \quad \frac{u}{c_1} = 0,445,$$

$$h_a = 9,62 \text{ кал/кг}, \quad \eta_a = 0,836, \quad v_r = 0,198 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$N_r = \frac{1 \cdot 2,5}{0,198} = 12,6 \text{ л. с.}, \quad h_r = 0,43 \text{ кал/кг}.$$

Если для диаметра ступицы задаться размером 200 мм и для зазора вокруг ступицы допустить 0,5 мм, то площадь сечения зазора равна:

$$F_{sp} = \pi d_a \cdot s = \pi \cdot 200 \cdot 0,5 = 314 \text{ мм}^2,$$

и активный зазор равен:

$$\varphi \cdot F_{sp} = 0,65 \cdot 314 \approx 200 \text{ мм}^2.$$

Следовательно протекающее через зазор количество пара равно:

$$G_{sp} = \frac{F_{sp}^{(см)} c_1}{10000 \cdot v_1} = \frac{2 \cdot 300}{10000 \cdot 0,198} = 0,303 \text{ кг/сек},$$

и потеря через зазор по уравнению (66), стр. 77, равна:

$$h_{sp} = \frac{G_{sp}}{G_{сек}} (h_a - h_r) = \frac{0,303}{5,25} (9,62 - 0,43) = 0,53 \text{ кал/кг};$$

в таком случае внутренняя мощность равна:

$$h_i = h_a - h_r - h_{sp} = 9,62 - 0,43 - 0,53 = 8,66 \text{ кал/кг},$$

и получается

$$\eta_i = 8,66 : 11,5 = 0,753.$$

Конечное состояние этой ступени и в то же время начальное состояние третьей ступени определяется выражением:

$$i_e = i - h_i = 756,76 - 8,66 = 748,10 \text{ кал/кг}.$$

Сопла: $\alpha_1 = 14^\circ$, потеря в сопле, как выше, $h_a = 0,9$ кал/кг, $i_1 = 745,26 + 0,9 = 746,16$ кал/кг, $v_1 = 0,1976$ м³/кг, следовательно сечение

$$F_1 = \frac{5,08 \cdot 0,196 \cdot 10000}{300} = 33,54 \text{ см}^2 = 3354 \text{ мм}^2.$$

Так как мы считали активное сечение зазора равным $\varphi F_{sp} = 200$ мм, то согласно сказанному на стр. 114 необходимое сечение сопла:

$$F = F_1 - \varphi F_{sp} = 3354 - 200 = 3154 \text{ мм}^2.$$

При том же числе каналов и том же шаге, как у первой ступени, радиальная высота канала равна:

$$a = \frac{F}{z \cdot b} = \frac{3154}{80 \cdot 6,075} = 6,49 \text{ мм}.$$

Рабочие лопатки надо рассчитать так же, как для первой ступени.

Так можно продолжать расчет, переходя от ступени к ступени. Результаты приведены в нижеследующих таблицах в том виде, в каком их рекомендуется группировать, чтобы получать наглядные картины. Таблица 8 содержит тепловой расчет, таблица 9 — расчет сопел и таблица 10 — расчет рабочих лопаток. Обе последние ступени работают при сверхкритическом отношении давлений, но сопла нерасширяющиеся. Угол α_1 для ступени 16 принят еще равным 14° , незначительное отклонение струи оставлено без внимания или учтено увеличением угла входа в лопатку. У последней ступени принят угол $\alpha_1 = 16^\circ$ и отклонение струи на 18° . Для расчета сечений сопел надо считаться с критической скоростью, соответственным давлением (в таблице 8 взятым в скобки) и соответственным объемом, а поэтому пришлось рассчитать также длины лопаток независимо от a . Для этого служит уравнение (101), стр. 116, причем v_2 было взято из диаграммы is .

Разрез по лопаткам в части высокого давления (ступени 1—12) представлен на рис. 112, в части низкого давления — на рис. 113.

Когда весь расчет закончен, то конечное состояние E определяется из диаграммы is с $i_2 = 533,79$ кал/кг, а отсюда $H_2 = 211,91$ кал/кг (ту же величину должно дать сложение всех h_i) и

$$\eta_{tg} = \frac{211,91}{251,2} = 0,843.$$

Сумма отдельных адиабатических перепадов дает $\Sigma(h_i) = 263,89$, так что коэффициент возврата тепла равен:

$$\mu = \frac{\Sigma(h_i)}{H_1} = \frac{263,89}{251,2} = 1,046.$$

Сумма квадратов окружных скоростей дает:

$$\Sigma(u^2) = 430430,$$

и качественный коэффициент (характеристическое число Парсонса):

$$X = \frac{\Sigma(u^2)}{H_1} = \frac{430430}{251,2} = 1712.$$

Оценив, согласно рис. 95, η_m в 0,98, мы получаем эффективный коэффициент полезного действия:

$$\eta_e = \eta_t \cdot \eta_m = 0,843 \cdot 0,98 = 0,827,$$

т. е. лучший, нежели первоначально допущенный.

Отсюда удельный расход пара:

$$D_e = \frac{632,3}{251,2 \cdot 0,827} = 3,05 \text{ кг/эфф. л. с. час},$$

и количество пара в секунду

$$G_{сек} = \frac{6000 \cdot 3,05}{3600} = 5,08 \text{ кг/сек}$$

вместо 5,25. На основании этого более точного значения рассчитывают сечения. Далее, в таблице 8 приведены внутренние мощности отдельных ступеней:

$$N_i = \frac{h_i \cdot G_{сек} \cdot 427}{75} = 5,7 \cdot 5,08 \cdot h_i = 28,95 \cdot h_i.$$

Ступень	p атм. абс.	p_0 атм. абс.	i кал/кг	i_0 кал/кг	h_i кал/кг	D мм $\varnothing$	u м/сек	$\frac{u}{c_1}$	c_0 м/сек	c_1 м/сек
1	20,0	16,8	765,7	754,2	11,5	850	133,52	0,449	310,2	298
2	16,8	14,25	756,76	745,26	11,5	850	133,52	0,446	312,2	300
3	14,25	11,90	740,10	736,6	11,5	850	133,52	0,446	312,5	300
4	11,9	9,83	739,32	727,82	11,5	850	133,52	0,446	312,5	300
5	9,83	8,17	730,42	718,92	11,5	850	133,52	0,446	312,5	300
6	8,17	6,74	721,42	709,92	11,5	850	133,52	0,446	312,5	300
7	6,74	5,45	712,33	700,51	11,82	860	135,9	0,446	317	305
8	5,45	4,30	702,99	691,04	11,95	870	136,66	0,447	318,5	306
9	4,30	3,39	693,46	681,24	12,22	880	138,23	0,448	322	309
10	3,39	2,65	683,66	671,15	12,51	890	139,8	0,447	326	313
11	2,65	2,04	673,54	660,76	12,78	900	141,37	0,447	329,5	316,4
12	2,04	1,52	663,17	650,10	13,07	910	142,94	0,448	333	319,5
13	1,50	0,91	652,57	632,17	20,4	1 200	188,5	0,475	413,4	397
14	0,91	0,529	636,10	614,90	21,2	1 210	191,64	0,471	424,0	407
15	0,529	0,29	618,69	596,57	22,12	1 250	196,85	0,473	433	415,5
		(0,1675)							(400)	(389)
16	0,290	0,137	600,44	575,42	25,02	1 300	204,21	0,473	460	441,5
		(0,0792)							(387,6)	(376)
17	0,137	0,05	579,96	548,16	31,8	1 500	235,6	0,476	516	495
			553,79	$\Sigma = 263,89$						

Сложение их дает

$$N_i = 6129,5 \text{ внутр. л. с. и } N_e = 0,98 \cdot 6129,5 = 6006 \text{ эфф. л. с.,}$$

т. е. в точности необходимую мощность.

4. Расчет активной турбины с противодавлением со ступенями скорости и давления (ступень высокого давления — двухвенцовое колесо Кертиса, далее — простые ступени давления).

$N_e = 2000$ эфф. л. с., $n = 3000$, состояние пара перед турбиной — 30 атм. абс., 400° С, противодавление — 6 атм. абс.

Требования: диаметр колеса не должен превышать 800 мм, так как лужно воспользоваться существующими моделями; по возможности — высокий коэффициент полезного действия.

Если бы диаметр не был задан, то можно было бы исходить из того требования, чтобы был осуществлен полный подвод пара. Так как первая ступень исполняется в виде регулировочной ступени с выключаемыми соплами, потому что у турбин с противодавлением желательна количественная регулировка, то первая ступень не нуждается в полном подводе пара, который к тому же не был бы осуществим при таком малом удельном объеме.

Если исходить из заданного диаметра 800 мм, которому соответствует окружная скорость $u = 125,66$ м/сек, то можно определить требующийся перепад для первой ступени, которая должна быть снабжена ступенями скорости. Остальной перепад должен быть затем подразделен на ступени давления, число которых подлежит установлению сообразно с перепадом отдельной ступени.

Адиабатический общий перепад по диаграмме i_s , рис. 114, оказывается равным:

$$H_i = i - i_0 = 772,2 - 679,4 = 92,8 \text{ кал/кг,}$$

причем допущено, что в клапанах давление понижается на 2 атм. Если оценить, согласно рис. 96, стр. 91, эффективный коэффициент полезного действия

h_n кал/кг	η_n %	v_r м/сек	N_r л. с.	h_r кал/кг	G_{sp} кг/сек	h_{sp} кал/кг	h_t кал/кг	η_t %	N_t внутр. л. с.
9,43	82,0	0,175	14,7	0,49	0	0	8,94	77,7	258,5
9,62	83,6	0,198	12,6	0,43	0,303	0,53	8,66	75,3	250,4
9,62	83,6	0,218	11,1	0,37	0,270	0,48	8,78	76,3	253,9
9,62	83,6	0,267	9,4	0,314	0,228	0,41	8,90	77,4	257,4
9,62	83,6	0,310	8,1	0,27	0,197	0,35	9,00	78,3	260,3
9,62	83,6	0,366	6,8	0,23	0,165	0,30	9,09	79,0	262,9
9,82	83,1	0,435	6,6	0,22	0,142	0,26	9,34	79,0	270,1
9,94	83,2	0,525	5,8	0,19	0,118	0,22	9,53	79,7	275,6
10,16	83,2	0,637	5,0	0,17	0,099	0,19	9,80	80,3	283,4
10,42	83,3	0,782	4,2	0,14	0,079	0,16	10,12	80,9	292,7
10,62	83,2	0,965	3,7	0,12	0,065	0,13	10,37	81,2	300,0
10,83	82,9	1,24	3,1	0,10	0,052	0,13	10,6	81,2	306,6
16,9	82,9	1,894	8,9	0,30	0,042	0,133	16,47	80,8	476,5
17,72	83,6	3,05	6,6	0,22	0,0267	0,09	17,41	82,2	503,7
18,45	83,5	5,30	4,3	0,145	0,0158	0,055	18,25	82,5	528,0
20,6	82,4	10,5	2,6	0,09	0,0076	0,03	20,48	81,9	592,5
26,26	82,6	26,2	2,1	0,07	0,003	0,014	26,17	82,3	757,0
			115,6	3,73		3,44	211,91		6129,5

η_t в 0,73, то предположительный расход пара будет:

$$D_s = \frac{632,3}{92,8 \cdot 0,73} = 9,33 \text{ кг/эфф. л. с.-час,}$$

так что

$$G_{сек} = \frac{2000 \cdot 9,33}{3600} = 5,19 \text{ кг/сек.}$$

Перепад первой ступени (Кертиса) надо определить на основании наимыгоднейшего отношения $\frac{u}{c_1}$. При данной мощности устраиваются только 2 ступени скорости; при этом для заданного u нужно вычислить при различных $\frac{u}{c_1}$ (стр. 139) скорость c_1 , отсюда $c_0 = \frac{c_1}{\varphi}$ и $h_t = \frac{Ac_0^2}{2g}$, далее η_n , h_r и η_t .

Отложив η_t в зависимости от $\frac{u}{c_1}$, следует найти, где расположено наивыгод-

нейшее значение $\frac{u}{c_1}$. Тем самым будут определены перепад и конечное давление первой ступени (см. пример расчета, стр. 121). В данном случае, сообразно с этими точками зрения, для конечного давления выбрано 16 атм. абс., а поэтому $h_t = 772,2 - 735,0 = 37,2$ кал/кг, по рис. 114. Сообразно с этим $c_0 = 91,5 \sqrt{37,2} = 558$ м/сек и $c_2 = \varphi c_0 = 0,96 \cdot 558 = 536$ м/сек. При $\alpha_1 = 20^\circ$ и углах выхода у лопаток, указанных на стр. 107, получается диаграмма скоростей (рис. 115) с урегулированными на безударный вход углами входа и ψ по рис. 79, стр. 66. Отсюда мощность на ободе, согласно сказанному на стр. 56, равна:

$$h_s = \frac{Au}{g} (w_{1a} + w_{2a} + w'_{1a} + w'_{2a}) = \frac{125,66}{427 \cdot 9,81} (720 + 158) = 26,33 \text{ кал/кг.}$$

Работа трения колеса и вентиляции вычислена была по формуле Стодола [уравнение (59а), стр. 69]:

$$N_{rp} = \lambda [A + (1 - \varepsilon) B] \gamma \text{ л. с.}$$

ТАБЛИЦА 9.

Сопла.

Степень	Расчетн. окруж- ность $\varnothing$ мм	α_1 °	Потери в сопле h_d кал/кг	$i_0 + h_d$ $= i_1$ кал/кг	v_1 м³/кг	F_1 мм²	F мм²	Число каналов z	Шаг t мм	Ширина канала в свету δ мм	Коеф. суже- ния τ	Радналь- ная высота канала α мм
1	850	14	0,90	755,1	0,173	2 950	2 950	80	33,38	6,075	0,7525	6,07
2	850	14	0,90	746,16	0,196	3 354	3 154	80	33,38	6,075	0,7525	6,49
3	850	14	0,90	737,5	0,220	3 726	3 526	80	33,38	6,075	0,7525	7,26
4	850	14	0,90	728,72	0,254	4 470	4 270	80	33,38	6,075	0,7525	8,79
5	850	14	0,90	719,82	0,305	5 165	4 965	80	33,38	6,075	0,7525	10,21
6	850	14	0,90	710,82	0,363	6 150	5 950	80	33,38	6,075	0,7525	12,24
7	860	14	0,93	701,44	0,430	7 170	6 970	80	33,77	6,17	0,755	14,11
8	870	14	0,94	691,98	0,52	8 640	8 440	80	34,165	6,26	0,758	16,86
9	880	14	0,96	682,20	0,627	10 300	10 100	56	49,37	9,94	0,833	18,15
10	890	14	0,98	672,13	0,778	12 620	12 420	56	49,93	10,08	0,835	22,02
11	900	14	1,00	661,76	0,960	15 410	15 210	56	50,49	10,21	0,837	26,61
12	910	14	1,02	651,12	1,23	19 560	19 360	56	51,05	10,35	0,839	33,42
13	1 200	14	1,60	633,77	1,885	24 100	23 900	80	47,124	9,40	0,824	31,82
14	1 220	14	1,66	616,56	8,02	37 700	37 500	80	47,91	9,59	0,827	48,90
15	1 250	14	1,73	598,30	5,25	64 200	64 000	80	49,09	9,87	0,831	81,08
16	1 300	14	1,96	577,38	8,4	109 400	109 200	80	51,05	10,34	0,839	132,1
17	1 500	16	2,49		17,34	233 600	233 400	92	51,22	12,12	0,859	209,2

ТАБЛИЦА 10.

Рабочие лопатки.

Степень	Расчетн. окруж- ность $\varnothing$ мм	β_1 °	β_2 °	ψ	Число лопат- ток z_s	Шаг t_s мм	Ширина δ мм	Коеф. суже- ния τ_s	w_{1a}/w_{2a}	v_2 м³/кг	Длина		
											у входа l_1 мм	у выхода	
												расчет.	исполн. l_2 мм
1	850	28	18	0,86	179	14,92	25	0,892	1,58	—	7,5	8,10	8,5
2	850	28	18	0,86	179	14,92	25	0,892	1,556	—	8	8,53	9,0
3	850	28	18	0,86	179	14,92	25	0,892	1,556	—	8,5	9,55	10,0
4	850	28	18	0,86	179	14,92	25	0,892	1,556	—	10,5	11,55	12,0
5	850	28	18	0,86	179	14,92	25	0,892	1,556	—	12,5	13,42	13,5
6	850	28	18	0,86	179	14,92	25	0,892	1,556	—	14,5	16,08	16,5
7	800	28	20	0,865	175	15,44	25	0,906	1,415	—	16	16,63	17,0
8	870	28	20	0,865	177	15,44	25	0,906	1,425	—	18,5	20,1	20,5
9	880	28	20	0,865	179	15,45	25	0,906	1,427	—	20	23,8	24
10	890	28	20	0,865	181	15,45	25	0,906	1,407	—	24	28,55	29
11	900	28	20	0,865	183	15,45	25	0,906	1,406	—	28	34,56	35
12	910	28	20	0,865	185	15,45	25	0,906	1,402	—	35	43,2	43,5
13	1 200	30	20	0,865	210	17,95	30	0,92	1,507	—	33,5	42,9	43
14	1 220	30	22	0,87	213	17,99	30	0,928	1,362	—	51	59,3	59,5
15	1 250	30	22	0,87	218	18,01	30	0,928	1,375	—	84	99,9	100
16	1 300	30	24	0,875	226	18,07	30	0,932	(1,214)	10,3	135	143,1	143,5
17	1 500	36	32	0,89	260	18,12	35	0,945	(1,193)	26,0	213	229,7	230

η_a , η_i и h_i в зависимости от $\frac{u}{c_1}$ (рис. 116), то оказывается, что максимум η_i приходится на $\frac{u}{c_1} = 0,485$. Так как подразделение перепада должно дать целое число ступеней, то на рис. 116 указаны перепады, которые при 4, 5, 6, 7, 8 и 9 ступенях поглотили бы весь перепад. Отсюда можно также определить соответственное отношение $\frac{u}{c_1}$. Мы видим, что наивыгоднейшее значение $\frac{u}{c_1}$ расположено между 6 и 7 ступенями, сообразно с чем нужно

остановиться на 6 ступенях, тем более, что коэффициент полезного действия η_i между этими двумя числами ступеней изменяется мало. Тогда перепад отдельной ступени равен $59,4 : 6 = 9,9$ кал/кг, но мы остановились только

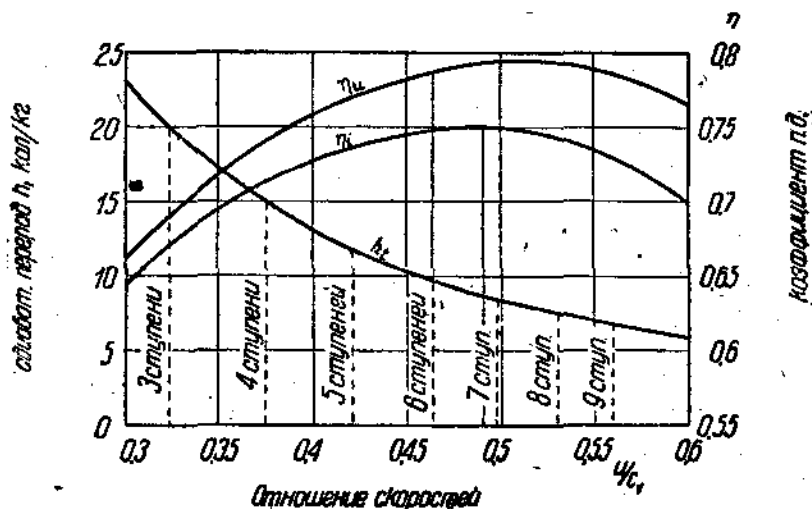


Рис. 116. Коэффициенты полезного действия, выбор числа ступеней.

на $h_i = 9,8$ кал/кг, чтобы у последней ступени не получился слишком низкий перепад в том случае, если возврат тепла был оценен неправильно. На основании этого перепада отдельной ступени исполнен расчет. Диаграммы скоростей для ступеней 2—6 одинаковы (рис. 115), перепад ступени 7 равен $h_i = 10,1$ кал/кг. Чтобы получить внутренний перепад h_p нужно еще определить потерю h_{sp} через зазоры. Если положить для диаметра ступицы 200 мм, для зазора 0,5 мм, то площадь сечения зазора $f_{sp} = 314$ мм², и количество пара, проходящего через зазор, если сечение активного зазора равно $\varphi_{sp} f_{sp} \approx 180$ мм при $\varphi_{sp} \sim 0,6$, получается равным по уравнению (64), стр. 75:

$$G_{sp} = \frac{\varphi_{sp} \cdot f_{sp} \cdot c_1}{10000 v_1} \text{ кг/сек,}$$

а потеря через зазор [уравнение (66), стр. 77] равна:

$$h_{sp} = \frac{G_{sp}}{G_{сек}} (h_a - h_{rv}),$$

так что

$$h_i = h_a - h_{rv} - h_{sp} \text{ кал/кг.}$$

Удельный объем v_1 получаем по диаграмме is , отложив на ней потерю в сопле h_c .

Найденные значения приведены в таблице 11 и нанесены на диаграмме is рис. 114. Таким образом использованный для внутренней мощности общий перепад равен:

$$H_i = 772,2 - 700,68 = 71,52 \text{ кал/кг}$$

и

$$\eta_i = 71,52 : 92,8 = 0,771, \text{ т. е. } 77,1\%.$$

Если, согласно рис. 95, стр. 89, оценить механический коэффициент полезного действия η_m , включая потерю через сальники, в 0,98, то

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,754,$$

и расход пара:

$$D_e = \frac{632,3}{92,8 \cdot 0,754} \approx 9,1 \text{ кг/эфф. л. с.-час; } G_{\text{сек}} = \frac{2000 \cdot 9,1}{3600} = 5,06 \text{ кг/сек.}$$

На основании этого значения ведется расчет сечений направляющих каналов и длин рабочих лопаток.

Ступень 1. Так как критическое отношение давлений не превзойдено, то в уширении нет надобности.

$$F_1 = G_{\text{сек}} \cdot \frac{v_1}{c_1} = \frac{5,06 \cdot 0,173 \cdot 10000}{536} = 16,36 \text{ см}^2 = 1636 \text{ мм}^2.$$

Шаг $t = \frac{\pi D}{z} = 20,27$ при $z = 124$ (выбранном), внутренняя ширина канала (см. рис. 101) при толщине перегородок 2 мм:

$$\delta = t \sin \alpha_1 - 2 = 6,93 - 2 = 4,93 \text{ мм.}$$

Открытые каналы: $z_1 = 62$; радиальная высота канала: $a = \frac{F_1}{z_1 \cdot \delta} = 5,36 \text{ мм.}$

Длины лопаток. Венец 1: согласно эскизу лопатки, при определившихся из диаграммы скоростей углах лопатки:

$$z_2 = 203, t_2 = 12,38 \text{ мм, } \tau_2 = 0,897, l_2 = a \cdot \frac{w_{1a}}{w_{2a}} \cdot \frac{\tau}{\tau_2}$$

по уравнению (102); так как подвод пара неполный, то коэффициент сужения в направляющих лопатках не принят во внимание ($\tau = 1$).

$$l_2 = 5,36 \frac{180}{147} \cdot \frac{1}{0,897} = 7,35 \sim 7,5 \text{ мм.}$$

Направляющий венец: $t_2 = 10,92, \tau_2 = 0,913,$

$$l_2 = 7,35 \frac{147}{120} \cdot \frac{0,897}{0,913} = 8,85 \sim 9 \text{ мм.}$$

Венец 2: $z_2 = 251, t_2 = 10,05 \text{ мм, } \tau_2 = 0,932,$

$$l_2 = 8,85 \cdot \frac{120}{92} \cdot \frac{0,913}{0,932} = 11,3 \sim 11,5 \text{ мм.}$$

Ступень 2.

$$F_1 = \frac{G_{\text{сек}} \cdot v_1}{c_1} = \frac{5,06 \cdot 0,201}{275} = 3700 \text{ мм}^2;$$

в виду наличия зазора $F_{\text{испр}} = F_1 - \varphi_{\text{сп}} \cdot f_{\text{сп}} = 3700 - 180 = 3520 \text{ мм}^2$,

каналов 76, $t = 33,07 \text{ мм}$, $\delta = t \sin \alpha_1 - 2 = 8,3 - 2 = 6,3 \text{ мм}$,
 $\tau = 0,759$,

радиальная высота канала:

$$a = \frac{F_1 - 180}{z \cdot \delta} \text{ мм} = \frac{3520}{76 \cdot 6,3} = 7,36 \text{ мм}.$$

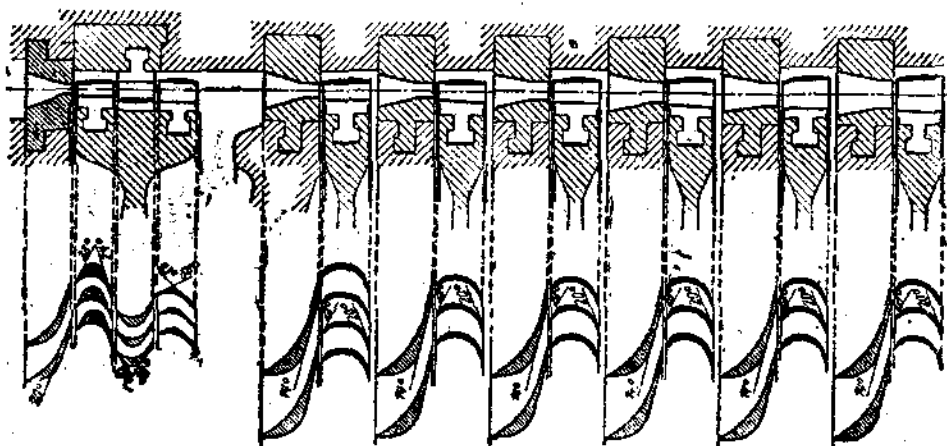


Рис. 117. Разрез через лопатки активной турбины с противодавлением.

Длина лопатки у выхода при $z_s = 168$, $t_s = 14,96 \text{ мм}$, $\tau_s = 0,903$ (толщина выходной кромки 0,5 мм):

$$l_3 = a \cdot \frac{w_{1a}}{w_{2a}} \cdot \frac{\tau}{\tau_s} = 7,36 \cdot 1,54 \cdot \frac{0,759}{0,903} = 9,5 \text{ мм}.$$

Таков же ход расчета сопел и длин рабочих лопаток для остальных ступеней давления; результаты расчета приведены в таблице 11, стр. 143.

План лопаток (продольный разрез и разрезы по лопаткам) представлен на рис. 117.

IV. Расчет реактивных турбин.

А. Подразделение перепада, выбор диаметра.

Так как наивыгоднейший коэффициент полезного действия на ободе получается при $u = c_1 \cos \alpha_1$ (стр. 51) и, значит, требует большой окружной скорости, то реактивные турбины исполняются только в виде многоступенчатых турбин. В виду необходимого полного подвода пара чисто реактивные турбины применяются только при больших количествах пара, в большинстве же случаев предвключаются одна или несколько активных ступеней, хотя бы только в качестве регулировочных ступеней при сопловом (количественном) регулировании. Чаще всего применяется конструкция с двухвенцовым колесом.

ТАБЛИЦА 11.

С т у п е н ь	1	2	3	4	5	6	7
Начальное давление кг/см ²	28	16	13,75	11,84	10,06	8,5	7,2
Начальное теплосодержание t кал/кг	772,2	746,71	739,3	731,84	724,25	716,62	708,93
Конечное теплосодержание i_0 кал/кг	735,0	736,9	729,5	722,01	714,45	706,82	698,83
Адиаб. перепад $h_i = t - i_0$ кал/кг	37,2	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8	10,1
Диаг. расчеты окружн. D для всех ступеней 800 мм, Окружная скорость u для всех ступеней 123,66 м/сек							
Теорет. скорость пара c_0 м/сек	558	286,4	286,4	286,4	286,4	286,4	290,8
Действ. скорость пара c_1 м/сек	536	275	275	275	275	275	279
Отношение скоростей $\frac{c_0}{c_1}$	0,234	0,457	0,457	0,457	0,457	0,457	0,451
Мощность на ободе h_a кал/кг	26,33	8,08	8,08	8,08	8,08	8,08	8,56
Уд. объем для трения колеса м ³ /кг	0,1785	0,202	0,2285	0,26	0,299	0,342	0,395
Трение колеса $N_{тр}$ л. с.	25	9,2	8,1	7,1	6,19	5,35	4,7
" " $h_{тр}$ кал/кг	0,84	0,31	0,27	0,24	0,21	0,18	0,16
Расход пара через зазор $G_{сп}$ кг/сек.	—	0,246	0,218	0,190	0,167	0,147	0,129
Потеря в зазоре $h_{зр}$ кал/кг	—	0,37	0,32	0,28	0,24	0,21	0,20
Внутренний перепад h_i кал/кг	25,49	7,40	7,49	7,56	7,63	7,69	8,20
Внутренний к. п. д. η_i %	68,5	75,5	76,4	77,1	77,9	78,5	81,2
Мощность ступени N_i л. с.	734,5	213	215,7	217,8	219,7	221,5	236,1
$\Sigma h_i = 71,46$ кал/кг $\Sigma N_i = 2058,3$ внутр. л. с.							
Направляющий угол α_1	20	14	14	14	14	14	14
Потеря в сопле h_d кал/кг	2,91	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	0,82
Теплосодержание при выходе $i_1 = i_0 + h_d$ кал/кг.	737,91	737,66	730,26	722,77	715,21	707,58	699,65
Уд. объем при выходе v_1	0,173	0,201	0,227	0,26	0,296	0,337	0,390
Сечение F_1 мм ²	1636	3700	4176	4785	5450	6200	7080
Сечение исправл. F	1636	3520	3996	4605	5270	6020	6900
Число каналов z	62/124	76/76	76	76	76	76	76
Шаг t мм	20,27	33,07	33,07	33,07	33,07	33,07	33,07
Ширина канала в свету δ мм	4,93	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3
Коэффициент сужения ϵ	0,712	0,759	0,759	0,759	0,759	0,759	0,759
Радиальная высота канала a мм	5,36	7,36	8,35	9,62	11,0	12,56	14,61
Угол входа β_1 %	28/38/64	28	28	28	28	28	28
Угол выхода β_2 %	21/22/45	20	20	20	20	20	20
Коэффициент скорости ψ	—	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86
Число лопаток z_s	—	168	168	168	168	168	168
Шаг t_s мм	—	14,96	14,96	14,96	14,96	14,96	14,96
Ширина лопатки b мм	20	25	25	25	25	25	25
Коэффициент сужения ϵ_s	—	0,903	0,903	0,903	0,903	0,903	0,903
Отношение скоростей $\frac{w_{1a}}{w_{2a}}$	—	1,54	1,54	1,54	1,54	1,54	1,54
Длина лопатки у входа l_1 мм	—	9,0	9,5	11,0	12,5	14,0	16,5
Длина лопатки у выхода, расчетная мм	—	9,5	10,76	12,4	14,2	16,2	18,85
Длина лопатки у выхода l_2 , исполненная мм	—	9,5	11,0	12,5	14,5	16,5	19,0

в части высокого давления и с реактивными ступенями в части низкого давления.

Коэффициенты полезного действия η_e и η_m таковы же, как у активных турбин (см. рис. 96, стр. 91, и рис. 95, стр. 89), стало быть, и коэффициент

полезного действия η_i таков же. Таким образом нельзя в общей форме признать за какую-нибудь из этих систем преимущество. У реактивных турбин внутренний коэффициент полезного действия в отдельных ступенях изменяется в большей степени, ибо он зависит главным образом от потери в лопатках и от значительной при малых длинах лопаток потери через зазоры. В отношении этой последней потери приходится в большей мере руководствоваться приблизительными допущениями, чем у активных турбин, а поэтому расчет требует большего навыка и опыта. В виду большого числа ступеней рассчитывать их в отдельности — работа кропотливая; существуют упрощенные способы, но начинающему рекомендуется вести расчет по отдельным небольшим группам или по отдельным ступеням, что применительно к последним ступеням и без того необходимо.

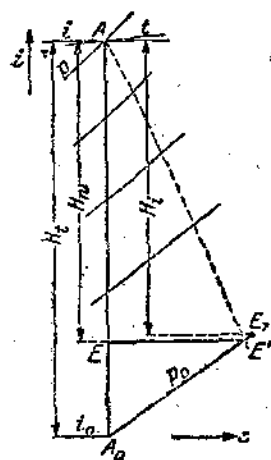


Рис. 118. Используемый перепад.

Влияние потерь через зазоры уже выяснено было на стр. 76; работа трения колеса на уступах барабана (торцевых сторонах) и на некоторой части цилиндрической поверхности барабана (между лопатками), а также на бандажах относительно невелика, и ею можно в большинстве случаев пренебрегать, особенно когда в виде реактивной турбины исполнены только части среднего и низкого давления.

Для расчета нужно прежде всего определить по диаграмме is адиабатический общий перепад H_a , при помощи которого, задавшись эффективным коэффициентом полезного действия, согласно рис. 96, стр. 91, можно определить расход пара. Если затем задаться механическим коэффициентом полезного действия по рис. 95, стр. 89, то можно вычислить внутренний коэффициент полезного действия $\eta_i = \eta_e : \eta_m$. Тем самым будет определен внутренний перепад $H_i = H_a \cdot \eta_i$. Чтобы найти активный перепад, т. е. преобразуемый в скорость, нужно приблизительно оценить потерю при выходе из последней ступени и прибавить ее к H_i , ибо

$$H_w = H_i + \frac{Ac_2^2}{2g}.$$

Чтобы сразу же получить активный перепад, оценивают потерю в лопатке ζ , включая потери через зазоры, в 0,2—0,3 в среднем (она растет по мере уменьшения мощности), и получают

$$H_w = (1 - \zeta) H_i.$$

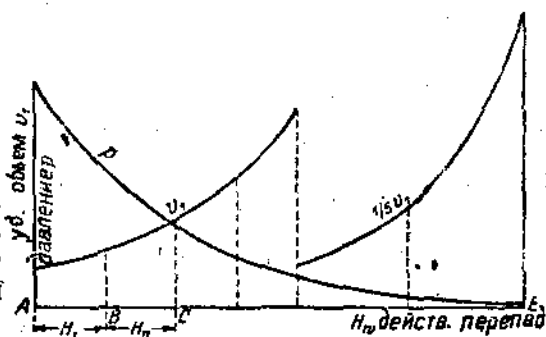


Рис. 119. Подразделение перепада.

Отложив H_w на диаграмме is (рис. 118), можно нанести приблизительную кривую состояния AE' , причем представляется целесообразным изобразить ее вначале несколько прогибающейся вправо, а ниже — в виде почти прямой линии; по этой кривой можно определить объем для предварительного нахождения диаметра и длин лопаток.

Для точного расчета нужно принять в соображение неодинаковость лопаточных потерь в отдельных ступенях.

Для большей наглядности и для подразделения перепада можно, по предложению Стодола, характеризующие состояние величины, особенно объем

по диаграмме is , отложить на допущенной кривой состояния AE' , а скорости, как функции от перепада H , в зависимости от этого последнего (рис. 119 и 120); затем нужно выбрать n и D либо так, чтобы они для каждой группы ступеней увеличивались в одинаковой мере и скачками, либо постепенно, от ступени к ступени. В первом случае перепад для одной группы ступеней выбирают так, чтобы увеличение объема в одной группе составляло примерно от 1,3 до 1,5, а при превосходящем $6 \text{ м}^3/\text{кг}$ объеме — примерно от 1,6 до 1,8, дабы можно было применить лопатки одинаковой длины. Сообразно с этим получают групповые перепады H_{II} , H_{III} . . . , и, отложив их на диаграмме is , мы получаем на кривой состояния давления адиабатический перепад H_{II} , H_{III} . . . (рис. 122).

Определить диаметр первой ступени нужно в зависимости от минимально допустимой длины лопаток, которая по возможности не должна

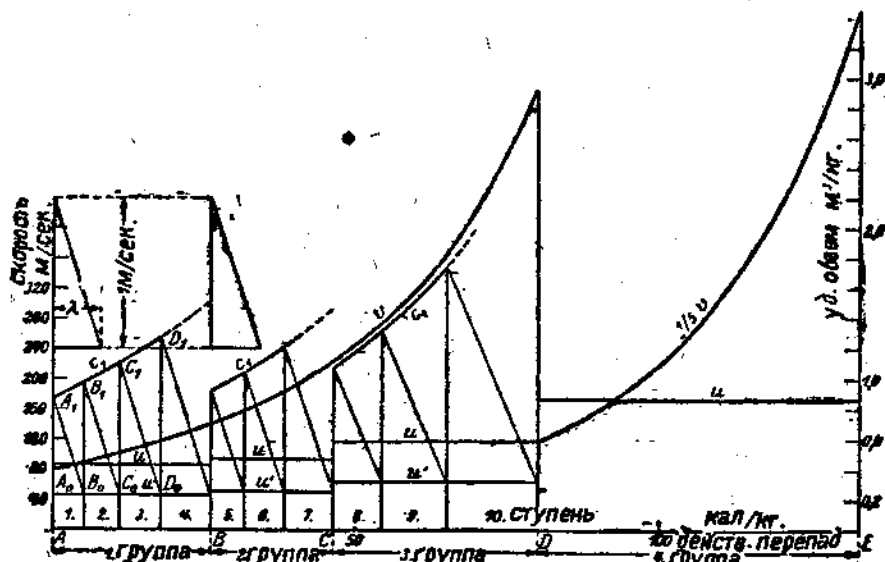


Рис. 120. Подразделение перепада.

быть меньше 25 мм и бывает меньше только при малых мощностях (чрезмерно малая длина лопаток устранима посредством предвключения одного активного колеса).

Если в уравнении (100), стр. 110, подставить для a допущенную длину лопатки l , то имеем:

$$D = \sqrt{\frac{G'_{\text{сек}} v_1 60\phi}{\pi^2 n l \sin \alpha_1}} \text{ м}, \quad (100)$$

где $G'_{\text{сек}}$ означает работающее количество пара, т. е. уменьшенное на количество проходящего через зазор пара $G'_{\text{сек}} = G_{\text{сек}} - G_{\text{зр}}$ (см. ниже).

Наибольший диаметр (последней ступени) должен быть выбран, исходя из максимально допустимой длины лопаток, которая может составлять от $1/7$ до $1/8$ диаметра; иными словами, минимально допустимо отношение:

$$\phi = \frac{D}{l} = 6 + 7^1).$$

¹⁾ В настоящее время для конденсационных машин больших мощностей, пропускающих огромные объемы пара, эта норма невыполнима. Отношение D/l понижают до 3,5 и даже до 3.

Тогда по уравнению (100а), стр. 112, диаметр последней ступени равен:

$$D = \sqrt[3]{\frac{G'_{\text{сек}} v_1 60 \cdot 87}{\tau \cdot \pi^2 \cdot n \cdot \sin \alpha_1}} \text{ м.} \quad (100a)$$

где $G'_{\text{сек}}$ имеет такое же значение, как выше.

Потери пара через зазор можно найти по уравнению $G_{\text{зп}} = \zeta_{\text{зп}} \cdot G_{\text{сек}}$, или же можно положить $\zeta_{\text{зп}} = 2 s/l$, где s означает величину зазора, а l — длину лопатки. Так как s и l нужно оценить сперва приблизительно, то для начала, в первых ступенях, можно допустить $\zeta_{\text{зп}} = 0,065 - 0,1$, причем это значение убывает до $\zeta_{\text{зп}} = 0,012 - 0,025$ в ступенях низкого давления (в вакууме).

Объем v_1 берут из диаграммы is (или кривой, отложенной над H_w), для первой ступени — несколько ниже A (рис. 118), для последней — в E' .

Отношение скоростей $\chi = u/c_1$ практически считают равным от 0,45 до 0,6, редко выше, ибо в противном случае становится чрезмерным число ступеней.

Коэффициент сужения $\tau = (t - s \sin \alpha_1) : t$ [см. уравнение (99), стр. 110] в зависимости от шага равен 0,85 — 0,95.

Угол наклона лопатки α_1 берется для первых ступеней равным $\alpha_1 = 20 - 25^\circ$, для последних — возрастающим до $\alpha_1 = 40 - 50^\circ$, во избежание чрезмерных длин лопаток.

Диаметр первой ступени может быть меньше, чем по уравнению (100), а диаметр последней ступени может быть больше, чем по уравнению (100а). Когда эти оба диаметра выбраны, то можно для промежуточных ступеней выбрать диаметры или соответственные окружные скорости так, чтобы они возрастали либо скачками, либо постепенно, и это лучше (см. ниже); кривую их откладывают в зависимости от H_w .

Для различных диаметров или u определяют затем по отношению скоростей u/c_1 (см. ниже) скорость пара c_1 ; затем преобразуемый в одной ступени отдельный перепад нужно найти по диаграмме скоростей или по выражению

$$h_i = h_u - h_{\text{зп}} = \frac{Au}{g} (2c_1 \cos \alpha_1 - u) - h_{\text{зп}}.$$

Но можно также определить частичный адиабатический перепад по уравнению (49с), стр. 50:

$$h_i = A \left(\frac{c_1^2}{\varphi^2} - w_1^2 \right) g$$

или при $\zeta_s = 1/\varphi^2 - 1$

$$h_i = \frac{A}{g} [(1 + \zeta_s) c_1^2 - w_1^2],$$

причем для $\varphi = \psi$ значения можно взять по рис. 79, стр. 66, а w_2 найти по диаграмме скоростей.

Так как при этом окружные скорости лопатки на периферии и у корня ее разнятся значительно, то для безударного вступления пара на лопатку приходится входной угол лопатки делать переменным, т. е. на периферии он больше, а у корня лопатки меньше; величина входных углов определяется по входным треугольникам скоростей. Такие, так называемые „винтовые лопатки“ имеют, конечно, более высокий коэффициент ψ (если в ψ исключить и удар при входе), но они значительно сложнее для изготовления, так как профиль такой лопатки переменный. Винтовые лопатки ставят обычно тогда, когда отношение D/l меньше 6. Прим. ред

Далее нужно подразделить перепад так, чтобы получилось целое число ступеней. Это подразделение можно исполнить на основании следующих соображений.

1. $u = \text{const}$. а) $u/c_1 = \text{const}$ в каждой группе, значит, и $c_1 = \text{const}$ и $h_1 = \text{const}$, если пренебречь разностью между потерями через зазор. Подразделение на групповые перепады производится на основании кривой объема, как упоминалось на стр. 145. Из всего группового перепада H_{II} получается число ступеней $z_1 = H_{II} : h_{II}$; в случае надобности нужно конец группы несколько передвинуть, чтобы z было целым числом.

Если лопатки одной и той же группы должны иметь одинаковую длину, то углы α_1 и β_2 нужно соответственным образом увеличить, а это невыгодно как с точки зрения изготовления, так и с точки зрения использования энергии пара. Поэтому такого рода подразделение перепада и расчет уже не применяются.

б) u/c_1 меняется в пределах одной группы ступеней, так что при неизменном диаметре изменяется скорость пара c_1 , которую можно выбрать так, чтобы длины лопаток и углы в одной и той же группе оставались одинаковыми. Скорость пара должна тогда возрастать в той же степени, как объем; поэтому перепад для каждой группы выбирают в соответствии с 1,4—1,8-кратным увеличением объема (рис. 119).

Диаметр первой ступени надо определить по уравнению (100), сообразуясь с минимально допустимой длиной лопаток, а диаметр последних ступеней (уже не соединяемых в группы) — по уравнению (100а), стр. 112, для допустимого отношения $D/l = \theta$. Диаметры промежуточных групп надо выбрать соответственно объему, сообразуясь с длиной лопаток и отношением u/c_1 , которое в большинстве случаев убывает от 0,5 до 0,3. Можно также выбрать диаметры нескольких, следующих друг за другом групп увеличивающимися лишь настолько, чтобы барабан мог сохранить для нескольких групп тот же диаметр (см. рис. 383), и состоять, как это обычно бывает, из 3 больших уступов. Последний уступ с наибольшим диаметром перерабатывает тогда приблизительно $1/3$ всего перепада; лопатки исполняются возрастающей длины и с возрастающими углами, сообразно с быстрым увеличением объема.

По кривой c_1 для групп можно вычислить перепад одной ступени h_1 ; потерю через зазоры можно оценить для начала по данным стр. 146. Отдельные перепады в общей сложности должны, разумеется, составить перепад группы; в случае надобности следует произвести небольшие изменения в подразделении перепада.

Вместо того, чтобы графически определять отдельные перепады в ступенях и выстраивать их в один ряд, можно применить следующий практический способ, указанный Стодола.

Использованный перепад ступени равен по уравнению (51), стр. 50:

$$h_1 = A \cdot \frac{u}{g} \cdot (2c_1 \cos \alpha_1 - u) = \left(c_1 - \frac{u}{2 \cos \alpha_1} \right) \frac{Au \cdot 2 \cos \alpha_1}{g}$$

или при $u' = \frac{u}{2 \cos \alpha_1}$ и $\lambda = Au \cdot 2 \cos \alpha_1 : g$

$$h_1 = (c_1 - u') \cdot \lambda.$$

Если на рис. 120 начертить прямоугольный треугольник в значительно увеличенном масштабе скоростей c_1 и u того же чертежа (стократном или двухсоткратном), с вертикальным катетом 1 м/сек и горизонтальным катетом λ , то имеем:

$$\frac{h_1}{c_1 - u'} = \frac{\lambda \text{ (кал.)}}{1 \text{ м/сек.}}$$

и h , можно найти на аналогичных треугольниках, если на рис. 120 отложить u' и провести из A_1 на кривой c_1 параллель к гипотенузе вспомогательного треугольника до пересечения с линией u' ; тогда имеем $A_0B_0 = h$. Повторяя то же построение, начиная от B_1 , мы получаем перепады остальных ступеней, пока не будет поглощен весь перепад группы. Если конечная точка не согласуется с первоначальным подразделением, то ее надо надлежащим образом переместить. Для других групп построение ведут с другими u , c_1 (опять-таки согласно $u/c_1 = 0,5 \div 0,3$) и в случае надобности с другим α_1 . При большем частичном перепаде (в части низкого давления) нужно разделить перепад ступени на перепад в направляющих лопатках $h_1 = (c_1 - u')\lambda'$ и перепад в рабочих лопатках $h_2 = (c_1 - u)\lambda'$, где $\lambda' = \lambda/2$, проведя параллель к гипотенузе для 1 м/сек и λ' .

На рис. 120 это построение исполнено и дает 3 группы лопаток равной длины при одинаковых углах лопаток. Остальная часть перепада может быть подразделена на 4 ступени с почти одинаковыми перепадами; лопатки, вследствие быстрого увеличе-

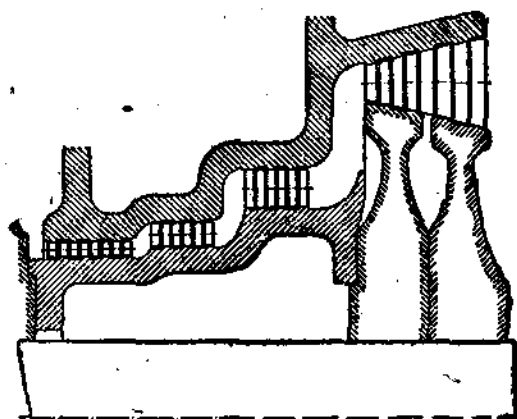


Рис. 121. Изменение диаметра.

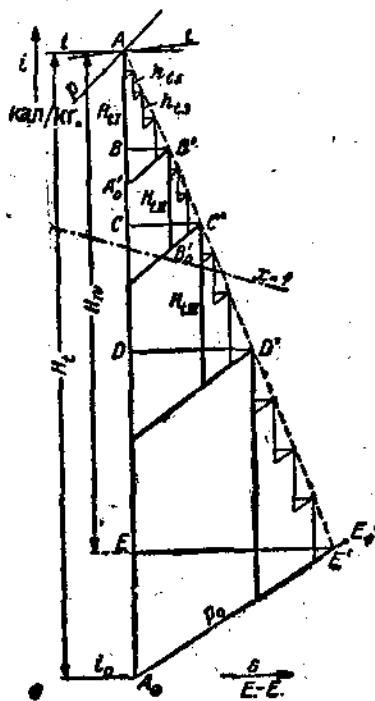


Рис. 122. Подразделение перепада на диаграмме is .

ния объема, уже не могут иметь одинаковую длину и одинаковые углы: и длина и углы должны возрастать. Продольный разрез имел бы вид, представленный на рис. 121.

После того как перепад подразделен, его можно перенести на диаграмму is (рис. 122), и тогда на допущенной кривой состояния AE' получаются начальные точки групп $B', C', \dots$ и соответственные давления. Подобным же образом можно отложить перепады ступеней и определить давления ступеней. Далее можно найти адиабатические групповые перепады $H_1, H_2, \dots$ как вертикальные отрезки $AA_0, B'B_0, \dots$ и адиабатические перепады ступеней $h_1, h_2, \dots$. Вследствие уничтожения скорости выхода на уступах барабана теплосодержание возрастает в размере $h_a = Ac_2^2 : 2g$, так что в кривой состояния появляются небольшие скачки, но этим можно пренебречь при составлении эскизного проекта.

Затем можно исполнить точный расчет на основании найденного адиабатического перепада. Для этого строят диаграмму скоростей для одной средней ступени какой-либо группы и берут из нее углы лопатки, которыми определяется длина лопатки для среднего объема, как это указано на

стр. 151. По перепаду ступени h_i находят c_i согласно уравнению (49с), стр. 50, причем $\varphi = \psi$ можно оценить, согласно рис. 79, стр. 66, и вычислить $\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1$. Потери в лопатках равны $h_{\zeta} = \zeta A c_i^3 / g$, а потеря через зазор, по Андергубу, стр. 76:

$$h_{\text{зп}} = 1,72 \frac{s^{1.4}}{l} \cdot h_i$$

длину лопатки l для этого выражения можно взять приближенно.

Когда ступени рассчитаны, откладывают внутренние перепады на диаграмме is ; эти перепады дают более точную кривую состояния и объемы, действительное конечное состояние и, в связи с потерей при выходе из последней ступени, состояние при выходе из турбины, а значит, и H_i всей турбины; кроме того они дают расход пара, на основании которого затем надо рассчитать, согласно сказанному на стр. 151, длины лопаток, учитывая количество пара, уходящее через зазоры.

2. и изменяется от ступени к ступени. Такое исполнение за последнее время начали предпочитать. Оно имеет то преимущество, что в этом случае используется энергия выхода пара из всех ступеней, вплоть до последней, так как уступов нет. Далее, для всех ступеней можно в этом случае сохранить невыгоднейшее отношение u/c_i . Одинаковая длина лопаток с точки зрения фабрикации не представляет собою столь большого преимущества, как это многие считают, и указанные выше преимущества более ценны.

Диаметр в следующих друг за другом ступенях может возрастать с такой постепенностью, что диаметр барабана можно не изменять на протяжении довольно большого числа ступеней (см. рис. 383), или же он может возрастать сильнее, как это в частности необходимо в вакууме. В последних ступенях очень часто не удается обойтись без внезапного увеличения диаметра. Тут уже нельзя вести расчет для нескольких ступеней одновременно, т. е. по группам, как при предыдущем способе расчета: он должен быть исполнен порознь для каждой ступени. Впрочем, при некотором навыке можно вести расчет одновременно для нескольких ступеней, подсчитав первую и последнюю ступень такой группы, а по ним, путем непрерывного изменения, — средние ступени.

Как уже говорилось на стр. 144, для расчета определяют активный перепад H_a (при предвключенной активной части — только для реактивной части) и, воспользовавшись им, откладывают на диаграмме is предположительную кривую состояния (см. рис. 122 или рис. 124, стр. 152), а по ней — объемы над H_a (рис. 120 или 126). Далее, нужно вычислить наибольший возможный диаметр первой ступени, сообразуясь с минимально допустимой длиной лопатки, по уравнению (100), стр. 110, и наименьший диаметр последней ступени, сообразуясь с максимально допустимой длиной лопатки или с $\psi = D/l$, по уравнению (100а), стр. 112, предварительно задавшись углом α_1 . При этом надо попытаться обойтись с меньшим углом — 35° и только в том случае, если диаметр с точки зрения прочности по отношению к центробежным силам или же с конструктивной точки зрения оказывается слишком большим, нужно останавливаться на больших углах (от 40 до 50°).

Если диаметр последней ступени превышает диаметр первой ступени больше, чем в $1,6—1,7$ раза, то без внезапного увеличения диаметра для последних ступеней обойтись нельзя.

Затем нужно выбрать диаметры промежуточных ступеней. Выбрать их целесообразно так, чтобы вначале диаметры увеличивались очень медленно, а затем — скорее, причем для изменения диаметра, откладываемого

в зависимости от H_m , служит некоторым руководством кривая объема. На основании получившихся окружных скоростей u и отношения u/c_1 , которым надо задаться (от 0,45 до 0,6), получаются скорости пара c_1 . Рекомендуется определить на пробу для нескольких промежуточных значений u длины лопаток, согласно сказанному на стр. 151, чтобы получился плавный прирост длины лопаток; с этой целью из подразделения перепада (рис. 126, стр. 155) берут для нескольких перепадов H_x значения u и v и вычисляют l по уравнению (100), стр. 110.

Затем по скорости c_1 определяют активный перепад ступени

$$h_i = A (2c_1 \cos \alpha_1 - u) \frac{u}{g} - h_{sp},$$

вычислив потерю через зазоры h_{sp} согласно сказанному на стр. 149, или по $h_i = h_c - h_{sp}$, где h_c определяется уравнением (49с), стр. 50, а потеря h_{sp} по выражению $h_{sp} = A \zeta c_1^2 / g$, причем ζ включает также потерю через зазоры ($\zeta = 0,3$ для первых ступеней и понижается до 0,2 для последних ступеней); для h_i надо построить диаграмму скоростей, чтобы получить ω_1 . Когда несколько значений h_i найдено, то их откладывают над H_m при соответственном c_1 , лучше всего — в масштабе большем, чем абсциссы, и соединяют получившиеся точки плавною линией, кривою h_i . Линию эту, т. е. возрастающий диаметр, можно продолжать до того места, где длины лопаток начинают возрастать в недопустимо сильной степени, или же можно, если необходимо внезапно увеличить диаметр, определить по уравнению (100а), вплоть до какого объема v применим наибольший диаметр (последней ступени) при $\Phi = D/d$, равном от 9 до 10 (точка D на рис. 126, стр. 155).

Далее можно с помощью кривой h_i удобно исполнить графически подразделение перепада. Если вычисленный перепад h_{i1} первой ступени отложить на оси абсцисс в виде отрезка AA_1 (рис. 126), то и соответственная ордината $A_1A'_1$ равна h_{i1} ; соединив A с A'_1 и проведя из A_1 параллель к AA'_1 , мы получаем от пересечения с кривою h_i перепад второй ступени на оси абсцисс в виде отрезка A_1A_2 . Продолжая это построение, выстраивают в ряд перепады, пока не окажется поглощенным подлежащий использованию с увеличивающимся диаметром перепад AD . В случае надобности конец перепада немного перемещают или немного изменяют кривую h_i . Остальной перепад DE для неизменного диаметра делят на приблизительно равные части, сообщив иной раз больший перепад последней ступени, причем h_i соответствует величине c_1 из выбранного отношения u/c_1 (в ступенях низкого давления = 0,6 или несколько больше).

Затем переносят перепады на диаграмму is (рис. 124, стр. 152); на кривой состояния получают соответственные давления и между давлениями — адиабатические отдельные перепады h_{ad} .

На основании этих отдельных перепадов производят затем более точный расчет отдельных ступеней, определяя по h_i скорость пара c_1 согласно уравнению (49с), стр. 50, причем надо считаться с изменяемостью $\zeta = 1/\Phi^2 - 1$ (с Φ по рис. 79, стр. 72) в зависимости от углов лопаток (определяющихся из диаграммы скоростей).

На основании потери в лопатках

$$h_l = \zeta A \cdot \frac{c_1^2}{g}$$

и потери через зазор h_{sp} , согласно стр. 149, находят более точное значение h_i . Будучи отложено на диаграмме is , оно дает точную кривую состоя-

ния и значения v . Если от конечной точки еще отложить потерю при выходе из последней ступени, то получается внутренний перепад всей турбины H_i , и тем самым определяется более точно расход пара, если задаться механическим коэффициентом полезного действия, в котором учтены также потери в сальнике. Эти последние могут быть также учтены в виде надбавки. На основании точного расхода пара исполняется расчет длин лопаток. Найденная кривая состояния на диаграмме is должна в достаточной степени совпадать с допущенной; небольшие расхождения не имеют значения.

Наряду с изложенными способами расчета существует ряд других, стремящихся упростить его, дать возможность находить число ступеней без точного расчета и избежать кропотливого подсчета отдельных ступеней. Мы ссылаемся здесь на посвященную этим предложениям литературу¹⁾. Для пользования такими способами нужно, вообще говоря, более или менее подробно знать другие возможные способы расчета и зависимости.

Пример расчета реактивной турбины приводится ниже в пункте С.

В. Расчет длины лопаток.

При половинной степени реакции направляющие и рабочие лопатки имеют одинаковый профиль; только в ступенях низкого давления углы, а значит, и профили направляющих и рабочих лопаток, должны быть в связи с их длинами различны. Углы выхода α_1 и β_2 назначаются приблизительно, углы входа следуют из диаграммы скоростей; на основании этих данных вычерчиваются профили лопаток (см. стр. 179). Эскиз профиля позволяет определить шаг лопаток и коэффициент сужения τ .

Требуемое свободное сечение следует из условия непрерывности и равно:

$$F = Gv_1 : c_1 \text{ и } F = Gv_2 : w_2$$

для направляющей и рабочей лопатки, причем $G = G_{\text{сек}} - G_{\text{зп}}$ означает расход пара через лопатки, если расход через зазор равен $G_{\text{зп}}$. Этот последний может быть, согласно сказанному на стр. 75, определен или принят равным

$$G_{\text{зп}} = 2 \frac{s}{l} G_{\text{сек}} \text{ кг/сек}$$

для ширины зазора s и для длины лопатки l , которую можно для начала выбрать приблизительно по уравнению (100), не учитывая потери через зазор.

Тогда длина лопатки в связи с рис. 123 определяется из выражения

$$F = Gv : w_2 = e l \pi D : t_s,$$

в котором

$$e = t_s \sin \beta_2 - s, = (t_s - s / \sin \beta_2) \sin \beta_2 - s, \text{ и } w_2 \sin \beta_2 = w_{2a} = c_a,$$

и равна

$$l = \frac{G v t_s}{w_{2a} e \pi D} = \frac{G v}{\pi D c_a} \cdot \frac{t_s}{t_s - s / \sin \beta_2} = \frac{G v}{\pi D c_a \tau} \text{ м,} \quad (103)$$

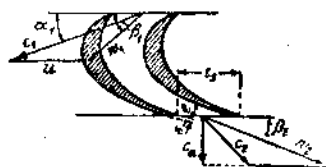


Рис. 123. Расчет сечений.

¹⁾ Zerkowitz G., Thermodynamik der Turbomaschinen. Henne E., Beitrag zur Berechnung der Dampfturbinen auf zeichnerischer Grundlage. Forsch.-Arb., № 260. Fichtner R., Ueber die Anwendung der v -Methode bei der Berechnung von Dampfturbinen. Z. ges. Turbinenw. Oppitz A., Zeichnerische Berechnung der Dampfturbinen, Arch. Wärmewirtsch., 1925, № 10.

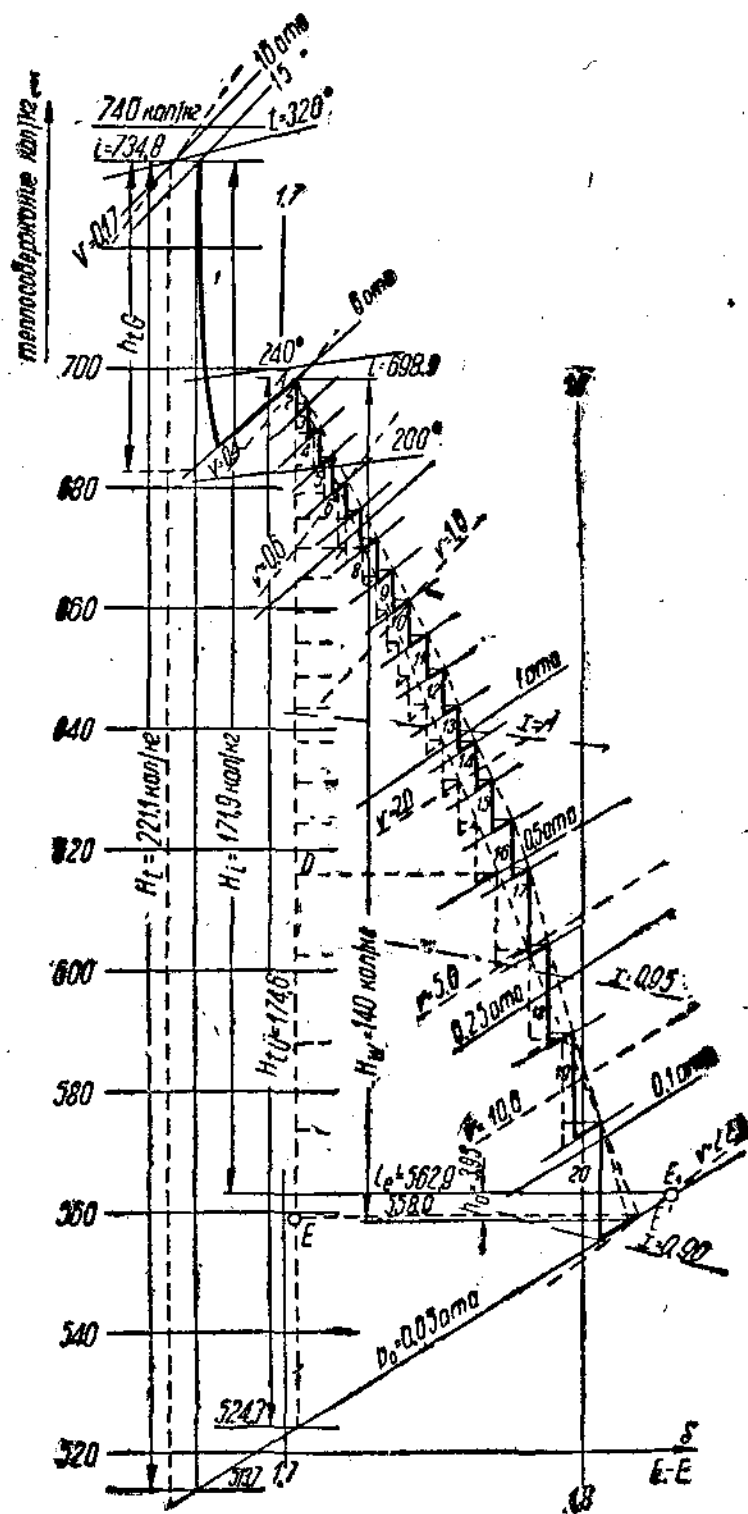


Рис. 124. Диаграмма h_s , расчет реактивной турбины.

где $\tau = (t_s - s_s / \sin \beta_s)$; t_s означает коэффициент сужения, определяемый из профиля лопатки, s_s — осевую составляющую скорости пара, которую можно взять из диаграммы скоростей, и v — удельный объем при выходе из направляющей или из рабочей лопатки.

Величина вазора s может быть значительно уменьшена заостренными гребнями на бандажах лопаток; для нее можно допустить 0,5 мм или меньше.

С. Пример расчета. Реактивная турбина с предвключенной активной ступенью.

Расчет реактивной турбины для $N_s = 5000$ эфф. л. с. при $n = 3000$ об. в мин. с предвключенной активной ступенью, снабженной ступенями скорости, для пара давлением 16 атм. абс., 320°C и вакуума 94% , т. е. $p_0 = 0,06$ атм. абс. Из диаграммы is (рис. 124) получается: перепад без торможения

$$H_i = i - i_0 = 734,8 - 511,5 = 223,3 \text{ кал/кг}$$

при торможении на 1 атм.

$$H_i = i - i_0 = 734,8 - 513,7 = 221,1 \text{ кал/кг,}$$

эффективный к. п. д., согласно рис. 96, стр. 91, $\eta_s = 0,78$,
механический к. п. д., согласно рис. 95, стр. 89, $\eta_m = 0,98$,
расход пара

$$D_s = \frac{632,3}{H_i \cdot \eta_s} = 3,67 \text{ кг/эфф. л. с.-час и } G_{\text{вх}} = \frac{N_s D_s}{3600} = 5,10 \text{ кг/сек.}$$

Ступень 1 (активная). Чтобы не получить слишком много реактивных ступеней, остановимся на давлении в активной части 6 атм. абс.; тогда

$$h_i = 734,8 - 682,1 = 52,6 \text{ кал/кг, } c_0 = 91,5 \sqrt{h_i} = 655 \text{ м/сек}$$

и при $\varphi = 0,96$ получается $c_1 = 634$ м/сек.

Наивыгоднейший диаметр можно определить таким же образом, как в примере расчета на стр. 121, тот диаметр, который дает наилучший внутренний коэффициент полезного действия. Для этого определяя мощность на ободе и потери на трение колеса при нескольких диаметрах или u/c_1 , воспользовавшись уравнением Стодола (59а), так что расчет легко произвести с помощью рис. 82, стр. 70.

Наивыгоднейший диаметр приблизительно оказывается равным 1,0 м; на нем мы и остановимся. Из диаграммы скоростей (рис. 125), при углах выхода лопаток согласно стр. 107, следует мощность на ободе:

$$h_u = 37,1 \text{ кал/кг, } \eta_u = 37,1 : 52,7 = 0,704,$$

и работа трения колеса и вентиляции по уравнению (59а) при $\epsilon = 1$, степени подвода пара $\epsilon = 0,7$, $A = 5,66$ и $B = 25,7$ по рис. 82 и при φ по диаграмме is :

$$N_{\text{тр}} = 1 (5,66 + 0,3 \cdot 25,7) \frac{1}{0,39} = 34,3 \text{ л. с.}$$

Отсюда

$$h_{\text{тр}} = 34,3 : (5,7 \cdot 5,1) = 1,2 \text{ кал/кг,}$$

$$h_i = h_u - h_{\text{тр}} = 37,1 - 1,2 = 35,9 \text{ кал/кг,}$$

$$\eta_i = 35,9 : 52,7 = 0,681.$$

Следовательно, конечное теплосодержание активной ступени равно:

$$i_e = 734,8 - 35,9 = 698,9 \text{ кал/кг.}$$

Реактивная часть. Адиабатический перепад по диаграмме is :

$$H_r = 698,9 - 524,3 = 174,6 \text{ кал/кг.}$$

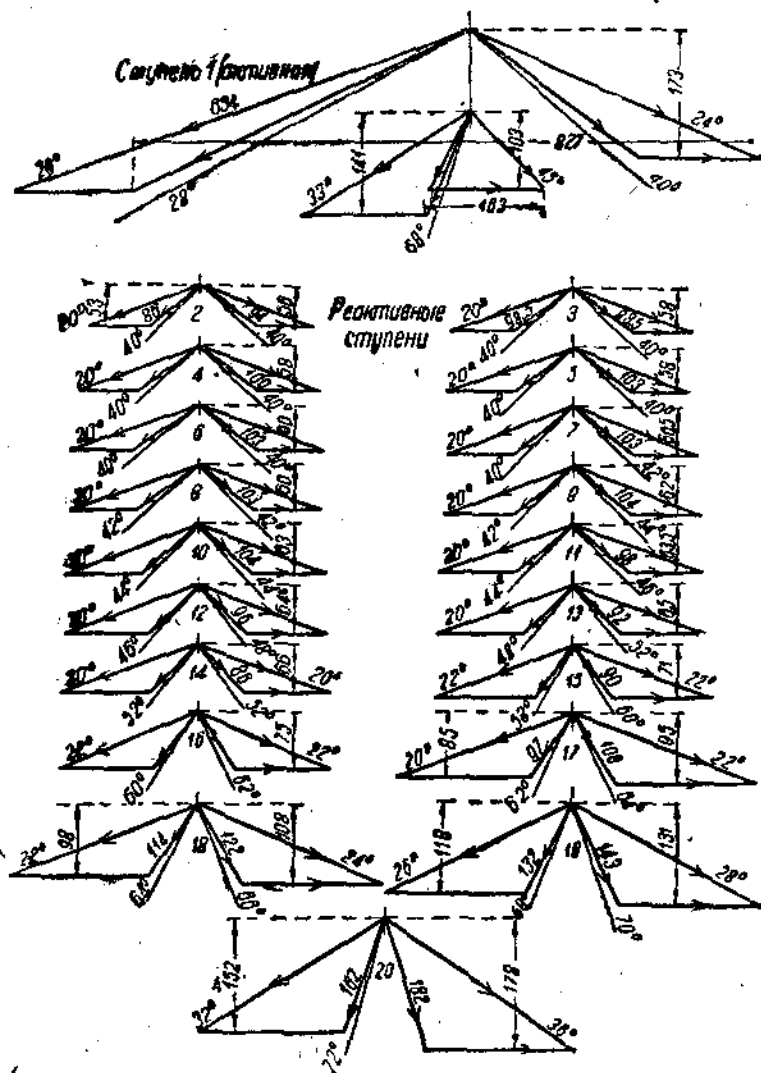


Рис. 125. Диаграммы скоростей.

Оценим ζ для всей реактивной части в 0,20, тогда активный перепад равен:

$$H_a = (1 - \zeta) H_r = 0,8 \cdot 174,6 = 139,6 \text{ кал/кг.}$$

При таком значении перепада мы находим конечную точку E' на диаграмме is (рис. 124) и можем приблизительно начертить кривую состояния AE' . В данном случае она была проведена в виде почти прямой линии. Далее, можно взять объемы из диаграммы is для различных перепадов и отложить их над H_a (рис. 126); можно также начертить кривую давления,

Наибольший диаметр, который можно придать первой ступени при минимальной длине лопатки $l=25$ мм, равен по уравнению (100), стр. 110, без учета расхода через зазор:

$$D = \sqrt{\frac{G_{\text{сек}} \cdot v_1 \cdot 60 \chi}{\tau \cdot \pi^2 \cdot n \cdot l \sin \alpha_1}} = \sqrt{\frac{5,1 \cdot 0,4 \cdot 60 \cdot 0,45}{0,8 \cdot \pi^2 \cdot 3000 \cdot 0,025 \cdot 0,342}} = 0,521 \text{ м.}$$

причем $v_1 \cong 0,4$ м²/кг взят из диаграммы из несколько ниже А, отношение $\chi = u/c_1$ допущено равным 0,45, предположено $\tau = 0,8$, и выбран угол $\alpha_1 = 20^\circ$.

Практически остановимся на $D = 0,5 \text{ м} = 500 \text{ мм}$ при $u = 78,54 \text{ м/сек.}$

Для последней ступени получается $v = 22 \text{ м}^2/\text{кг}$ (в точке Е, рис. 124), далее допустим $\chi = 0,55$, $\vartheta = D/l = 7$ и предварительно выберем $\alpha_1 = 35^\circ$; для коэффициента сужения можно допустить $\tau = 0,9$ (в виду больших углов). Тогда получается по уравнению (100а):

$$D = \sqrt[3]{\frac{G_{\text{сек}} \cdot v_1 \cdot 60 \vartheta \cdot \chi}{\tau \cdot \pi^2 \cdot n \cdot \sin \alpha_1}} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot 22 \cdot 60 \cdot 7 \cdot 0,55}{0,9 \cdot \pi^2 \cdot 3000 \cdot 0,5736}} = 1,193 \text{ м,}$$

вполне пригодное значение, вследствие чего мы можем остаться при наших допущениях. Практически остановимся на $D = 1200 \text{ мм}$, $u = 188,5 \text{ м/сек.}$

Так как этот диаметр в 2,4 раза больше диаметра первой ступени, то увеличение диаметра не может сплошь происходить постепенно, для последних ступеней диаметр достигается с помощью большего скачка. Окружной скорости 188,5 м/сек при $u/c_1 = 0,6$ и $\alpha_1 \cong 35^\circ$ соответствует h_1 около 14,3 кал/кг.

Если бы взять для него 4 ступени, то их перепад начался бы приблизительно в точке D (рис. 126), длина лопатки, приблизительно вычисленная по уравнению (103), стр. 151 (при $\alpha_1 \cong 25^\circ$), равна $\sim 85 \text{ мм}$, т. е. еще благоприятна. Если для последней ступени исполненного с постепенно возрастающими диаметрами ряда допустить $D/l \sim 8,5$ как такое значение, при котором получается не слишком быстрое возрастание длины лопатки (она равна около 95 мм при $\alpha_1 \cong 24^\circ$), то по уравнению (100а) получается $D \cong 0,85 \text{ м}$. Между диаметром первой реактивной ступени с $D = 500 \text{ мм}$ и диаметром 850 мм нужно задаться кривою изменения диаметра (рис. 126); тем самым определяется и этот последний. Отношение u/c_1 предположено возрастающим от $\sim 0,45$ до 0,65,

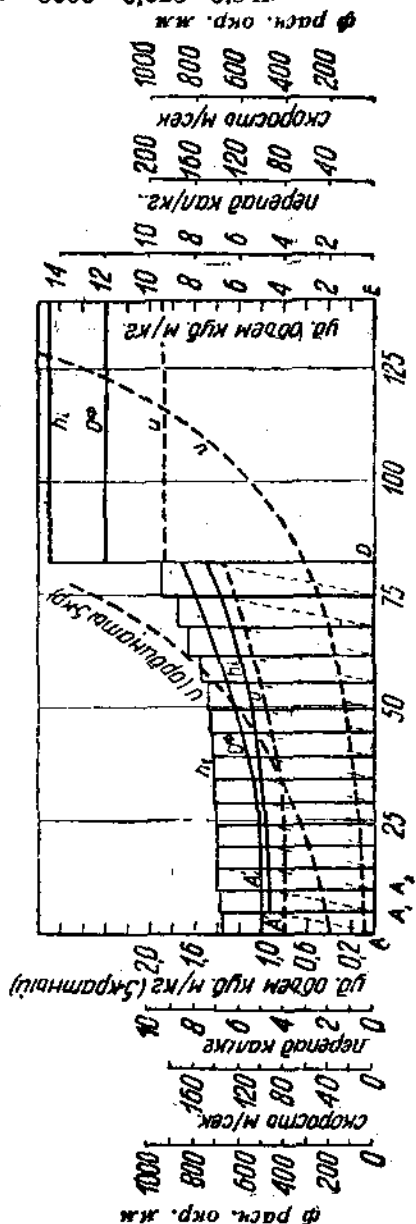


Рис. 126. Подрезание перепада, в сект.

Рис. 127. Подразделение перепада, исполнение.

ного на стр. 145 построения можно приступить к подразделению перепада, и тогда определяется конечная точка D использованного при растущем диаметре перепада. Если она значительно отклоняется от первого допущения, то можно несколько изменить кривую h_r . Это подразделение наносится в диаграмме is (рис. 124) на вертикали AD , и тогда получаются конечные точки ступеней на предположенной кривой состояния, а стало быть, получаются и давления. Между ними определяются адиабатические перепады ступеней h_r .

Далее можно произвести более точный расчет. В нижеследующем мы его укажем для нескольких ступеней. Получающиеся величины снова откладывают над использованными перепадами (рис. 127), причем теперь получаются расхождения с первоначальными допущениями, так как для потерь и пр. принимают более точные значения.

Если скорость пара перед первой направляющей лопаткой оценить в $w = 50$ м/сек, то по уравнению (49с), стр. 50 ($w_1 = c$),

$$c_1 = \psi \sqrt{\frac{g}{A} h_1 + c^2} = 0,88 \sqrt{6,75 \cdot 4189 + 50^2} = 154,3 \text{ м/сек.}$$

С помощью этого значения строится треугольник скоростей при входе (рис. 125), из него получается $w_1 = 86$ м/сек и

$$w_2 = \phi \sqrt{h_1 \cdot g/A + w_1^2} = 166,6 \text{ м/сек};$$

на основании этой последней скорости строится треугольник при выходе.

Потеря в направляющей и рабочей лопатке при средних значениях c_1 и w_1 равна:

$$h_s = \frac{Ac_1^2}{g} \cdot \zeta = \frac{160^2}{4,89} \cdot 0,29 = 1,78 \text{ кал/кг};$$

потеря через зазор по Андергубу (см. стр. 76) при $\zeta_{sp} = 1,72 \frac{s^{1,4}}{l}$, где величину зазора s уменьшим посредством гребней на бандажах так, чтобы она равнялась 0,75 мм, а длина лопатки l по уравнению (103), стр. 151, приблизительно (для всего количества пара $G_{сек}$) определилась в 28 мм, равна:

$$h_{sp} = \zeta_{sp} \cdot h_s = \frac{1,72 \cdot 0,75^{1,4}}{28} \cdot 6,75 = 0,32 \text{ кал/кг}.$$

Отсюда

$$h_t = h_s - h_s - h_{sp} = 6,75 - 2,1 = 4,65 \text{ кал/кг},$$

и точное конечное состояние этой ступени получится:

$$i_s = i - h_t = 698,9 - 4,65 = 694,25 \text{ кал/кг},$$

на основании чего можно точнее определять объем и отложить его на рис. 127 (в конце перепада h_t).

Ступень 3. $h_t = 6,9$ кал/кг, $D = 505$ мм, $u = 79,3$ м/сек, $\alpha_1 = 20^\circ$, $\phi = 0,88$, $\zeta = 0,29$.

Незначительная разность между скоростями входа в направляющую и в рабочую лопатку не принимается во внимание, а поэтому $c_1 = w_1$ и треугольники скоростей одинаковы. В остальном расчет ведется так же, как для ступени 2.

Ступени 4—16. Ход расчета, как выше. Ступени 15 и 16 должны иметь $\alpha_1 = 22^\circ$ для предотвращения внезапного прироста длины лопаток. Числовые значения приведены в таблице 12. Коэффициенты потери ζ найдены были в соответствии с углами, определяющимися из диаграмм скоростей, при величине ϕ согласно рис. 79, стр. 66.

Ступени 17—20. $D = 1200$ мм; углы α_1 и β_2 пришлось принять возрастающими от ступени к ступени как у направляющих, так и у рабочих лопаток, чтобы привести их в соответствие с сильным возрастанием объема. Чтобы получились все же хорошие коэффициенты полезного действия, для u/c_1 выбрано более высокое значение, а в последних двух ступенях оно снова немного убывает, так как тут требуется большая скорость c_1 и w_2 . Эти значения содержатся в таблице 13.

Выполнив расчет, мы получаем весь преобразуемый в реактивной части перепад равным $H_w = 140$ кал/кг — значение, близкое к предположенному.

При потере выхода из последней ступени $h_a = \frac{Ac_2^2}{2g} = \frac{182^2}{8378} = 3,95$ кал/кг конечное теплосодержание равно $i_s = 562,88$ кал/кг и весь внутренний перепад турбины равен:

$$H_t = 734,8 - 562,88 = 171,9 \text{ кал/кг}.$$

ТАБЛИЦА 12.

Ступень	Дав- ление атм. абс.	Тепло- содержание		Пере- пад h_i кал/кг	Расчет- окруж. $\varnothing D$ мм	Окруж. скорость u м/сек	Скорость пара				Потери в лопатках		По- тери через азор $h_{гр}$	η_i %	i_s	u/c_1
		t	i_0				c_2'	c_1	w_1	w_2	h_s'	h_s''				
Акт. 1	16/15	734,8	682,1	52,7	1000	157,08	—	634	—	—	—	—	—	—	$i_s = i_{\text{следующей ступени}}$	0,248
Реакт. 2	6	698,9	692,15	6,75	500	78,54	50	134,3	86	166,6	0,29	1,78	0,32	2,10		698,9
3	5,30	694,25	687,35	6,9	505	79,3	94	170,6	98,5	170,6	0,29	2,02	0,29	2,31		0,51
4	4,62	689,66	682,66	7,0	510	80,1	98,5	174,0	99	174	0,29	2,1	0,27	2,37		0,465
5	4,07	685,83	678,03	7,0	515	80,9	100	174,9	101	174,9	0,29	2,1	0,26	2,36		0,46
6	3,60	680,39	673,39	7,0	520/525	82,5	103	176,8	103	176,8	0,28	2,1	0,24	2,34		0,462
7	3,10	675,73	668,73	7,0	530/540	84,82	103	176,8	103	176,8	0,28	2,1	0,24	2,34		0,466
8	2,69	671,07	664,07	7,0	550/560	87,96	103	177,6	103	177,6	0,26	1,96	0,22	2,18		0,48
9	2,33	666,35	658,85	7,5	575/585	91,85	103	183,5	103	183,5	0,25	2,0	0,23	2,23		0,495
10	1,965	661,10	653,50	7,6	600/610	95,82	104	185	104	185	0,25	2,0	0,23	2,23		0,50
11	1,65	655,73	647,93	7,8	625/640	100,53	104	186,5	104	186,5	0,235	1,96	0,22	2,18		0,517
12	1,37	650,1	642,1	8,0	655/670	105,24	104	187	98	187	0,235	1,97	0,2	2,17		0,529
13	1,15	644,27	636,07	8,2	690/710	111,53	98	188	96	188	0,235	1,97	0,18	2,16		0,563
14	0,928	638,22	629,82	8,4	734/756	118,75	92	190	92	190	0,21	1,75	0,16	1,91		0,592
15	0,760	631,73	622,83	8,9	780/800	125,66	86	192,9	86	192,5	0,2	1,78	0,18	1,96		0,632
16	0,600	624,79	615,29	9,5	825/850	133,52	90	201	90	201	0,19	1,83	0,19	2,02		0,652
17	0,468	617,31	600,31	17,0	1200	188,5	50	250	97	262,3	0,18	0,881	0,64	2,49		0,665
18	0,293	602,80	585,80	17,0	1200	188,5	108	265	114	268,6	0,17	0,981	0,7	2,7		0,754
19	0,181	583,5	571,25	17,25	1200	188,5	122	274,3	132	278,4	0,16	1,04	0,59	2,78		0,754
20	0,108	574,03	555,93	18,1	1200	188,5	143	289	162	300	0,15/0,14	1,14	0,64	3,0		0,687
	0,06	558,93 + 3,95 = 562,88					182								83,5	0,563

Ступень	Расход пара		Направляющие лопатки							Рабочие лопатки								
	В за- соре $G_{зр}$	В ло- патке кг/сек	Рас- четн. окруж $\varnothing D_1$	Лопатки		Коеф- фици- ент τ_1	Угол входа/ угол вы- хода α_2/α_1	Уд. объем v_1	Осевая состав- ляющая роста w_{1a}	Длина лопатки l_1	Рас- четн. окруж $\varnothing D$	Лопатки		Коеф- фици- ент τ_2	Угол входа/ угол вы- хода β_1/β_2	Уд. объем v_2	Осевая состав- ляющая роста w_{2a}	Длина лопатки l_2
				число z_1	шаг t_1							число z_2	шаг t_2					
1	0,29	4,92	500	157	10,0	0,854	40/20	0,41	53	28,4	500	157	10,0	0,854	40/20	0,43	56	28,4
2	0,26	4,95	505	159	9,99	0,854	40/20	0,45	53	28,4	505	159	9,99	0,854	40/20	0,48	58	30,0
3	0,24	4,97	510	160	10,01	0,854	40/20	0,50	58	31,3	510	161	10,01	0,854	40/20	0,53	58	33,2
4	0,24	4,97	515	162	9,99	0,854	40/20	0,56	58	34,7	515	162	9,99	0,854	40/20	0,595	58	36,9
5	0,23	4,98	520	163	10,01	0,854	40/20	0,63	60	37,5	525	165	9,99	0,854	40/20	0,675	60	39,8
6	0,22	4,93	530	167	9,97	0,853	40/20	0,715	60,5	41,5	540	170	9,93	0,854	40/20	0,76	60,5	43,3
7	0,17	5,04	550	173	9,99	0,854	42/20	0,81	60	46,1	560	176	9,99	0,854	42/20	0,86	60	48,1
8	0,16	5,05	575	180	10,02	0,854	42/20	0,91	62	49,0	585	184	9,99	0,854	42/20	0,995	62	51,7
9	0,15	5,06	600	189	9,98	0,854	44/20	1,06	63	52,9	610	192	9,99	0,854	44/20	1,13	63	55,5
10	0,15	5,06	625	194	9,99	0,854	44/20	1,21	63,5	57,5	640	201	10,00	0,854	44/20	1,31	63,5	60,8
11	0,15	5,06	655	206	9,99	0,854	46/20	1,42	64	63,9	670	211	9,99	0,854	46/20	1,54	64	67,7
12	0,15	5,07	690	217	9,99	0,854	48/20	1,66	65	70,0	710	223	10,00	0,854	48/20	1,80	65	73,7
13	0,14	5,07	734	231	9,99	0,854	52/20	1,98	66	77,3	766	238	9,99	0,854	52/20	2,175	66	82,4
14	0,13	5,08	780	245	10,0	0,866	52/22	2,45	71	82,5	800	251	10,01	0,866	58/22	2,70	71	88,8
15	0,12	5,09	825	260	9,99	0,866	60/22	3,05	75	92,3	850	267	10,00	0,866	60/22	3,40	75	99,9
16	0,17	5,04	1200	377	10,00	0,854	62/20	4,20	85	77,4	1200	377	10,00	0,866	62/22	5,20	95	84,5
17	0,16	5,05	1200	290	12,97	0,898	64/22	6,50	98	98,9	1200	290	12,97	0,907	64/24	8,10	108	110,6
18	0,15	5,06	1200	290	12,97	0,918	66/26	10,05	118	125,1	1200	290	12,97	0,919	68/28	12,9	131	143,6
19	0,12	5,09	1200	252	14,96	0,939	70/32	17,0	152	161,6	1200	270	14,96	0,940	72/36	22,0	178	177,4

Следовательно

$$\eta_i = 171,9 : 221,1 = 0,779$$

и при $\eta_m = 0,98$ (включая потерю в сальниках)

$$\eta_e = 0,779 \cdot 0,98 = 0,763 = 76,3\%$$

Отсюда расход пара

$$D_e = \frac{632,3}{221,1 \cdot 0,763} = 3,75 \text{ кг/эфф. л. с. - час}$$

и

$$G_{сек} = 5000 \cdot 3,75 : 3600 = 5,21 \text{ кг/сек.}$$

На основании этого расхода пара нужно рассчитать длины лопаток (см. ниже).

Сумма квадратов окружной скорости равна для реактивной части:

$$\sum (u^2) = 288318 \text{ (м/сек)}^2,$$

а сумма адиабатических отдельных перепадов равна:

$$\sum (h_i) = 183,9 \text{ кал/кг.}$$

Качественный коэффициент (характеристическое число Парсонса, см. стр. 92) равен:

$$X = \frac{288318}{183,9} = 1567$$

(будучи отнесен к адиабатическому общему перепаду, он равен 1650), и коэффициент возврата тепла в реактивной части равен:

$$\mu = \frac{183,9}{174,6} = 1,0525, \text{ т. е. } 5,25\%.$$

Расчет длин лопаток.

Ступень 1. Этот расчет исполнен как в примере на стр. 141. Направляющие каналы (не расширяющиеся): $F_l = F_{min} = 2626 \text{ мм}^2$ (по уравнению 36а, стр. 27), $z = 90$ (на окружности 156). Углы — см. рис. 125 и 128. Рабочие лопатки: венец 1 — $l_1 = 7,5$, $l_2 = 8,5$ мм; направляющий венец — $l_1 = l_2 = 10$ мм, венец 2 — $l_1 = 11,5$, $l_2 = 13,5$ мм.

Ступень 2. По уравнению (103), стр. 151, имеем:

$$l = \frac{Gv_i}{\pi D \cdot c_a \tau},$$

причем $G = G_{сек} - G_{sp}$ означает расход через лопатку, где

$$G_{sp} = 2 \cdot s/l \cdot G_{сек};$$

для l принимаем найденную приблизительно также для потери в зазоре длину лопатки $l = 28$ мм.

$$G_{sp} = 2 \cdot 0,75/28 \cdot 5,21 = 0,28 \text{ кг/сек,}$$

$$G = 5,21 - 0,28 = 4,93.$$

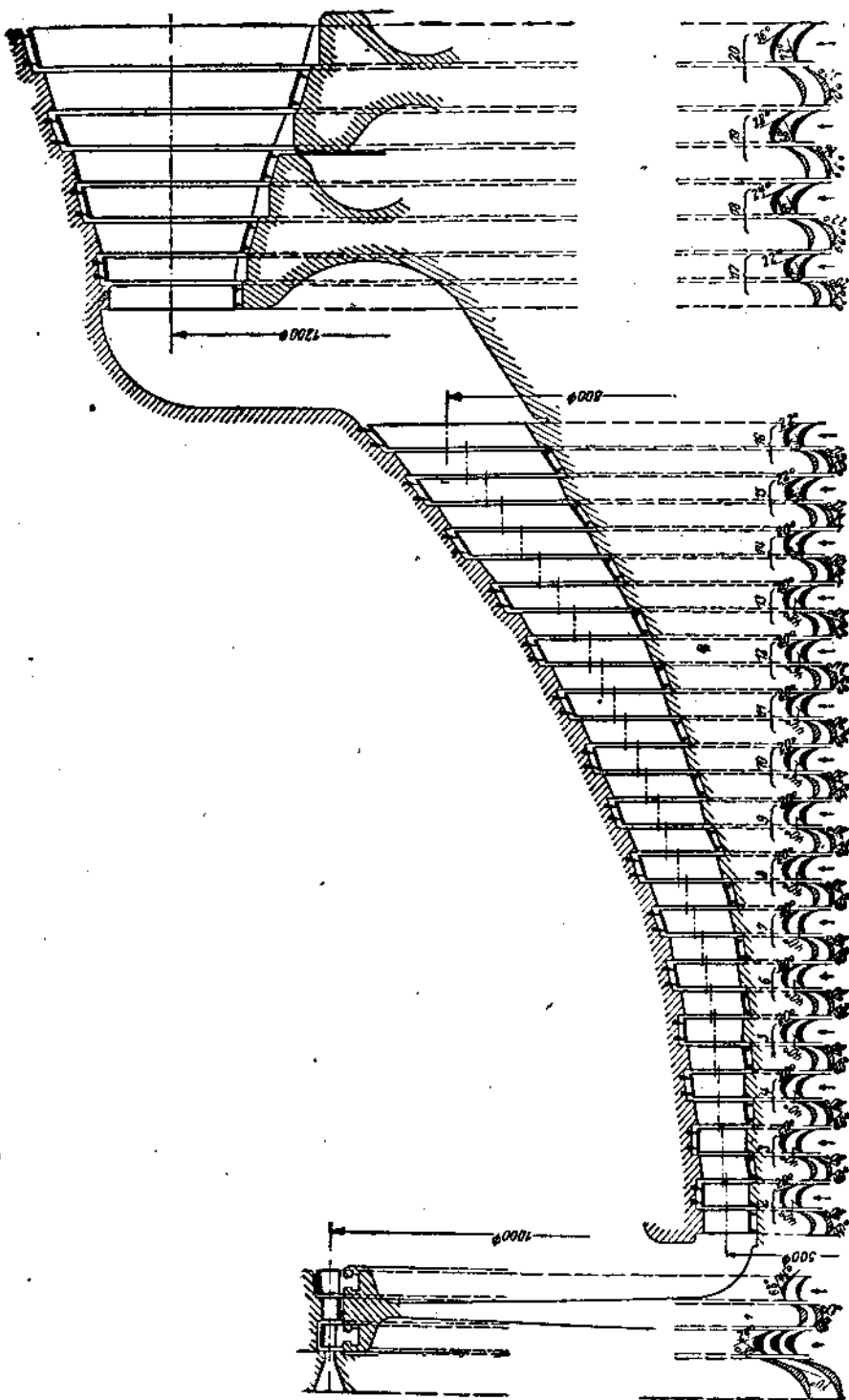


Рис. 128. Разрез через лопасти активно-реактивной турбины

c_a берем из диаграммы скоростей, τ — из эскиза профиля лопатки (рис. 128).

Направляющая лопатка

$$l_1 = \frac{4,93 \cdot 0,41}{\pi \cdot 0,5 \cdot 53 \cdot 0,854} = 28,4 \text{ мм.}$$

Рабочая лопатка

$$l_2 = \frac{4,93 \cdot 0,43}{\pi \cdot 0,5 \cdot 56 \cdot 0,854} = 0,0284 = 28,4 \text{ мм.}$$

Ступени 3—20. Числовые значения содержатся в таблице 13, стр. 159. Зазоры допущены возрастающими вместе с длиной лопатки.

На основании вычисленных длин лопаток и эскизов профилей начерчен продольный разрез и разрез через лопатки (рис. 128), из которых видно непрерывное изменение сечений и длин лопаток, с чем надо было считаться при выборе углов лопаток, диаметров и скоростей пара. Более подробные указания относительно построения профилей лопаток см. на стр. 179.

I. Направляющие аппараты

Исполнение направляющих аппаратов может быть весьма различно. Прежде всего оно зависит от того, должно ли в них происходить превращение энергии или же только изменение направления. При превращении энергии применяется расширяющееся сопло или не расширяющееся, смотря по тому, превзойдено ли критическое отношение давлений (см. стр. 24) или не превзойдено. У реактивных турбин направляющий аппарат состоит из лопаток, занимающих всю окружность, — таких же, как рабочие лопатки, или сходных с ними, — и будет нами рассмотрен заодно с рабочими лопатками.

Если же в направляющем аппарате не происходит превращения энергии, а только изменяется в нем направление струи с целью дальнейшего использования скорости пара при наличии ступеней скорости, то направляющие аппараты исполняются в виде направляющих лопаток или, при повторном подводе пара, — направляющих каналов. Вообще говоря, существует стремление сократить потери в направляющих аппаратах. Посредством надлежащей формы, предотвращающей отклонение струи в той части, где энергия преобразуется, и посредством тщательного исполнения, при котором стенкам придается гладкость, удалось повысить коэффициент скорости. В среднем его можно считать равным $\varphi = 0,94 - 0,95$, но при особенно тщательном исполнении и малых скоростях достигались уже значения $0,96 - 0,97$, что соответствует уменьшению потерь в сопле от 11,64 или 9,75% до 7,84 или 5,01%. Все чаще применяются фрезерованные направляющие аппараты, которые хороши также тем, что делают осуществимыми меньшие отдельные сечения, так что даже при небольших мощностях достигим полный подвод пара.

A. Сопла расширяющиеся.

Расчет сечений см. на стр. 113.

Форма сопла должна быть такою, чтобы сечение расширялось не слишком резко (чтобы струя не отставала от стенок); угол конусности не должен превосходить $10-15^\circ$. Наименьшее сечение может быть круглым или прямоугольным, конечное же сечение всегда прямоугольно; наружные очертания сопла в направлении оси — в большинстве случаев прямолинейные, хотя теоретически правильное был бы изгиб ее в соответствии с линиями потока (см. стр. 38). Сопла соединяются в сегменты и должны быть расположены так близко друг от друга, как это допускает толщина их стенок, в предотвращение вихреобразования (стр. 64); при литых соплах можно считать минимальным расстоянием 2—3 мм. Отдельные сопла или группы из нескольких сопел при количественном регулировании (стр. 269) расположены так, что их можно выключать, причем не всегда удается избежать больших расстояний между группами.

1. Литые сопловые сегменты удобны в отношении фабрикации, особенно при многочисленности сегментов. При этом можно соплам придать

любую желательную форму, круглое наименьшее сечение, которое поддается точной подшлифовке, и плавный переход к конечному сечению. Ось сопел без труда удастся сделать прямолинейной. Она должна быть направлена касательно к расчетной окружности (средней окружности подвода пара), а выходные кромки сопел должны быть направлены не радиально, а по

касательным к окружности с радиусом $r = s : \operatorname{tg} \alpha_1$, где s означает зазор между соплом и рабочей лопаткой, а α_1 — угол сопла, дабы струя не ударяла косо о кромку лопатки, о чем мы будем говорить на стр. 166.

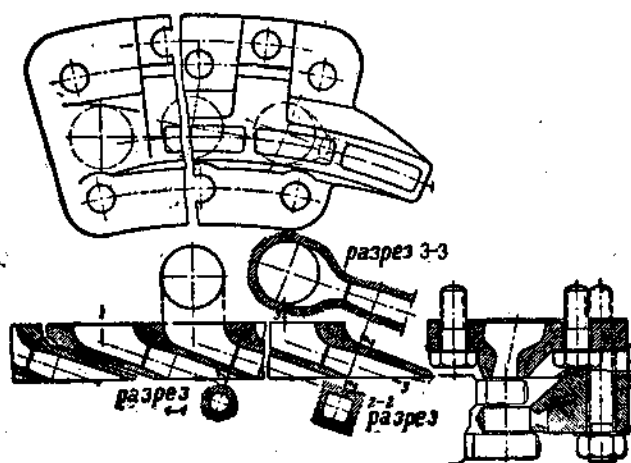


Рис. 129. Литые сопла (АЕС).

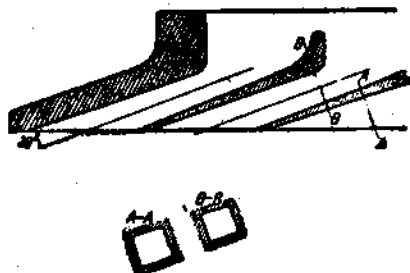


Рис. 130. Литые сопла.

Для формовки сопловых сегментов изготовляют модель соплового сердечника (шишки), формируют его в гипсе и пользуются этой формой как шишечным ящиком; сердечники должны иметь по возможности гладкую поверхность и точно входить в форму сегмента. Материалом служит плотный специальный чугун (чугун для перегретого пара).

На рис. 129 показан литой сопловой сегмент фирмы АЕГ с прямолинейной осью; стенки можно подшабрить и отшлифовать. Более простая форма с прямоугольными сечениями показана на рис. 130. Применяются также залитые профилированные сопловые лопатки, но только для небольших дешевых турбин.

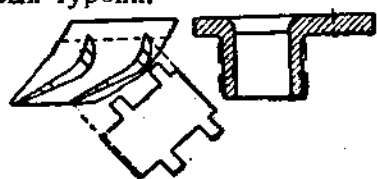


Рис. 131. Расклепанные сопловые лопатки.



Рис. 132. Фрезерованные сопла (ВВС).

2. Расклепанные сопловые лопатки представлены на рис. 131 (малая турбина MSW); лопатки нарезаются из тянутых профилированных штанг из никелевой стали, выступы фрезеруются и вклепываются в кольцевые уголки.

3. Фрезерованные сопла лучше всех остальных; они состоят либо из фрезерованных и составных лопаточных каналов, о чем см. также стр. 170, или же вырезаются в кольцо никелевой стали, см. рис. 132 (ВВС), и прикрываются наружным кольцом (рис. 143, стр. 171).

4. Прикрепление сопловых сегментов к сопловой коробке или к паровому каналу в кожухе турбины производится обычно при помощи бол-

тов (рис. 129). Простой способ прикрепления, применяемый фирмой ВВС, показан на рис. 358; представленный на рис. 132 сопловой сегмент, образующий нижнюю половину аппарата, и его верхняя половина соединены между собой с помощью нажимного кольца, конически прижатого к ним винтами. Подобным же образом прикреплены сопла у некоторых малых турбин (см. рис. 356 и 361).

5. Направляющие аппараты у многовенцовых колес представляют собою лопатки, сходные с рабочими; углы этих лопаток определяются из диаграммы скоростей. Они закреплены так же, как рабочие лопатки, или, не будучи подвержены центробежным силам, крепятся более просто: заклиниваются своими ножками в кольцо или непосредственно вставляются в кожух турбины; кольца укрепляются различным образом (см. рис. 129 и 311, исполнение лопаток будет описано ниже (см. рабочие лопатки).

При повторном подводе пара к одному и тому же венцу, применяемом у малых турбин, пар нужно поворачивать почти на 180° , и это, разумеется,

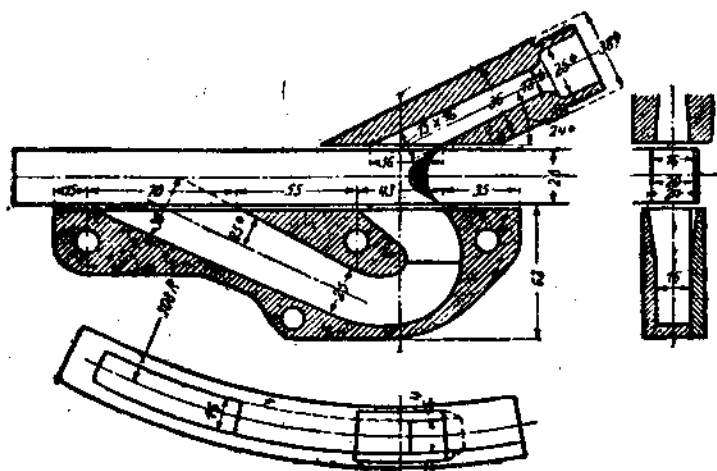


Рис. 133. Направляющий канал для повторного подвода пара.

влечет за собою довольно значительные потери энергии, но этот способ имеет то преимущество, что тогда нужен только один венец лопаток и подвод пара производится на большей длине, так что вентиляционная потеря уменьшается, чем компенсируется при малых мощностях потеря энергии. Направляющие каналы либо отливаются (плотный чугун) и подшабриваются, либо фрезеруются. На рис. 133 показан такой канал для аксиальной малой турбины конструкции Kienast (см. также рис. 354).

В. Направляющие каналы нерасширяющиеся.

Нерасширяющиеся направляющие каналы при значительных радиальных высотах исполняются с залитыми по обе стороны лопатками из листового материала; при не слишком больших высотах они образованы из фрезерованных со всех сторон лопаток, в которых потери меньше. При этом можно уменьшить высоту их до 4 мм, и тогда легче достигим полный подвод пара; при залитых лопатках ниже 7 мм идти нельзя.

Если даже зазор между направляющими и рабочими колесами не играет у активных турбин такой же роли, как у реактивных, то все же, в виду вихреобразования и засасывающего действия пара в зазоре, этот последний должен быть минимален; его сокращают до 2 мм, при малых диаметрах

даже до 1 мм, но для этого относительное положение направляющего и рабочего колес должно быть точно фиксировано. Некоторые заводы применяют особые установочные приспособления, которые позволяют снаружи контролировать зазор и изменять его величину во время работы.

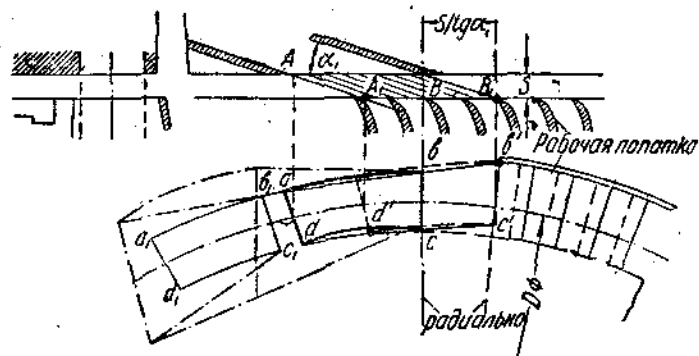


Рис. 134. Устаревшая форма направляющего канала.

исполнить направляющие лопатки с радиально направленной выходной кромкой, как это практиковалось в прежние время (рис. 134), то разрез $abcd$ плоскости выхода передвигался бы тангенциально и в положении $a'b'c'd'$ совпал бы с плоскостью входа в рабочие лопатки; таким образом край струи $b'c'$ косо срезался бы радиально расположенной кромкой лопатки, и это вызывало бы вихри. Далее, при круглом (цилиндрическом) наружном и внутреннем очертании каналов происходило бы некоторое, впрочем, незначительное искривление струи (см. движение пара в криволинейных каналах, стр. 19). Наконец, такое исполнение еще и тем плохо, что вследствие тангенциального смещения разреза рабочим лопаткам приходится придавать такую длину, при которой крайние точки b' и d' еще могли бы входить в рабочую лопатку; остальные же лопатки заполняются не сплошь паром, и это опять-таки влечет за собою вихри. Недостатки эти, очевидно, тем чувствительнее, чем шире зазор.

Для устранения этих недостатков, выходная кромка направляющих лопаток должна, согласно патенту ¹⁾ Целли, быть направлена не радиально, а параллельно кромке рабочей лопатки, о которую струя ударяется, пройдя через зазор, т. е. параллельно радиальной линии, проведенной через B_1 или A_1 , или касательно к окружности с радиусом $r = s/\text{tg } \alpha_1$ (рис. 135), где s означает зазор между направляющей и рабочей лопатками.

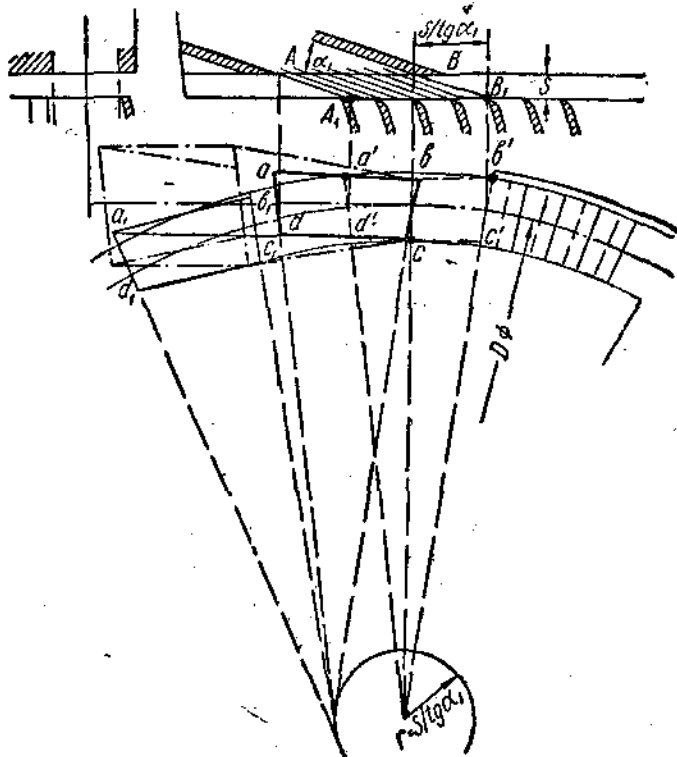


Рис. 135. Форма канала по Целли.

¹⁾ D. R. P. 235753.

Далее, ось канала должна, по крайней мере в конце его, где происходит превращение энергии, быть прямолинейной и направленной так, чтобы ее продолжение до плоскости входа в рабочую лопатку касалось средней окружности. Тогда струя хорошо согласована с круговыми очертаниями рабочих лопаток, и лопатки могут быть гораздо короче, как это видно из рис. 135, а потери на вихреобразование уменьшаются. Наружное и внутреннее очертания направляющего канала исполняются не цилиндрическими, а прямолинейными, чтобы его стенки можно было удобно обрабатывать, что осуществимо также при залитых направляющих лопатках с помощью небольшого специального долбежного станка. Тогда каналы направляющего колеса имеют при выходе вид, представленный на рис. 136.

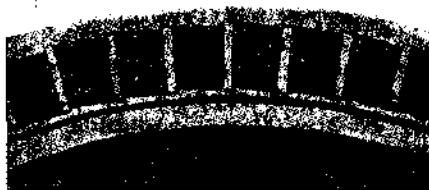


Рис. 136. Сторона выхода.

Для использования энергии выхода пара в следующем направляющем аппарате входная кромка направляющей лопатки должна находиться так близко к предыдущей рабочей лопатке, как это только допустимо с конструктивной точки зрения; здесь вследствие большего расстояния струя ударяет о край направляющей лопатки под еще большим наклоном, чем при входе в рабочую, а поэтому относительно направления входной кромки направляющей лопатки следует соблюдать то же правило, как и выше, если желательно избежать

косого разреза струи пара. В виду трудностей изготовления обычно отказываются от полного согласования струи с формой направляющего канала, тем более, что из рабочих лопаток вследствие их меньшей толщины струя выходит гораздо более сплошной, чем из направляющих лопаток. Во всяком случае угол входа в направляющую лопатку α_0 (рис. 137) следует согласовывать с углом выхода струи из рабочей лопатки (см. рис. 47, стр. 47). Чтобы струя была направлена хорошо, размер s между параллельными стенками должен быть не меньше 2 мм (рис. 137).

Для сокращения потерь на вихреобразование иногда заостряют немного направляющие лопатки по направлению к выходу, доводя толщину до 1 мм (см. рис. 141, стр. 170). Увеличение выходного сечения предотвращено боковым сужением или тем, что заострения расположены вне закрытой со всех сторон части канала.

Угол α выбирают обычно не ниже 14° , но применялись также меньшие углы ($EWC 12^\circ$), что может оказаться выгодным при отклонении струи в косом срезе. В части низкого давления α_1 должен быть в случае надобности больше ¹⁾.

¹⁾ Опыты Британского комитета для испытания истечения пара из сопел показали, что заострение выходной кромки направляющей лопатки полезно с точки зрения коэффициента полезного действия сопла; поэтому некоторые заводы применяют такое заострение и при залитых в чугун направляющих лопатках из листового материала (рис. 137а). При таком заострении предотвращается вихреобразование в местах непосредственно за кромкой направляющей лопатки, и струя пара, несмотря на наличие направляющих лопаток, получается сплошной по всей окружности. Прим. ред.

1. **Залитые направляющие лопатки.** Залитые направляющие лопатки выполняются из вальцованных стальных полос надлежащей толщины с 5%-ным содержанием никеля или из иного материала; они вырезаются в надлежащей форме, и на их концах, которые будут залиты, выштамповываются или высверливаются отверстия, чтобы они лучше держались в заливке; затем лопатки изгибаются под прессом. Концы надо очистить кислотой и вылудить, чтобы при заливке получились чистые поверхности и надежное соединение с чугуном.

На рис. 137 показана такая лопатка в разрезе и в развернутом виде; пунктир и условный пунктир представляют очертания канала на передней и на задней стороне лопатки. Осевая ширина B таких лопаток составляет от 40 до 100 мм, толщина обычно равна 2 мм, и только при очень большой длине они толще.

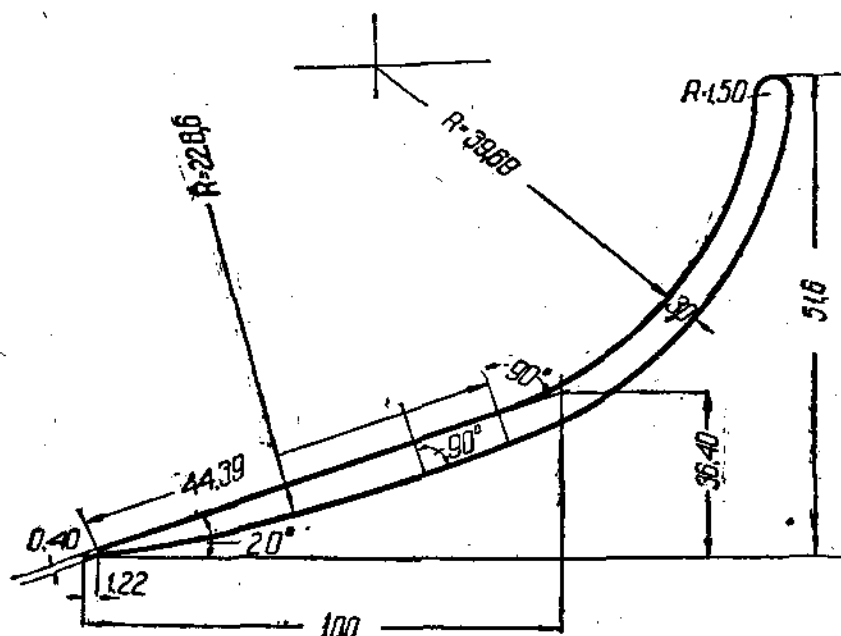


Рис. 137а.

Диски для направляющих лопаток (диафрагмы) разделены горизонтальной плоскостью, чтобы можно было приподнимать верхнюю половину корпуса вместе с направляющими аппаратами. Такой направляющий аппарат показан на рис. 138 (MAN) с видом на стык, разрезами через него, где показано уплотнение посредством паза и призматической шпонки, и разрезом по направляющим лопаткам; стык перерезает одну лопатку, но это не имеет значения.

Завод WUMAG (GMA) при не слишком высоких каналах усиливает листовые лопатки при выходе стальными накладками, чтобы в том месте, где скорость пара велика, он не двигался вдоль литой чугунной стенки; накладки тщательно обрабатываются на специальных станках. Эта конструкция хороша тем, что предотвращает выкрашивание чугунных заостренных клиньев, образующихся вследствие наклона лопаток.

Изготовление шишки с вставленными направляющими лопатками можно вести на особых формовочных машинах, при которых осуществима большая точность шага. На рис. 139 показана такая машина (GMA).

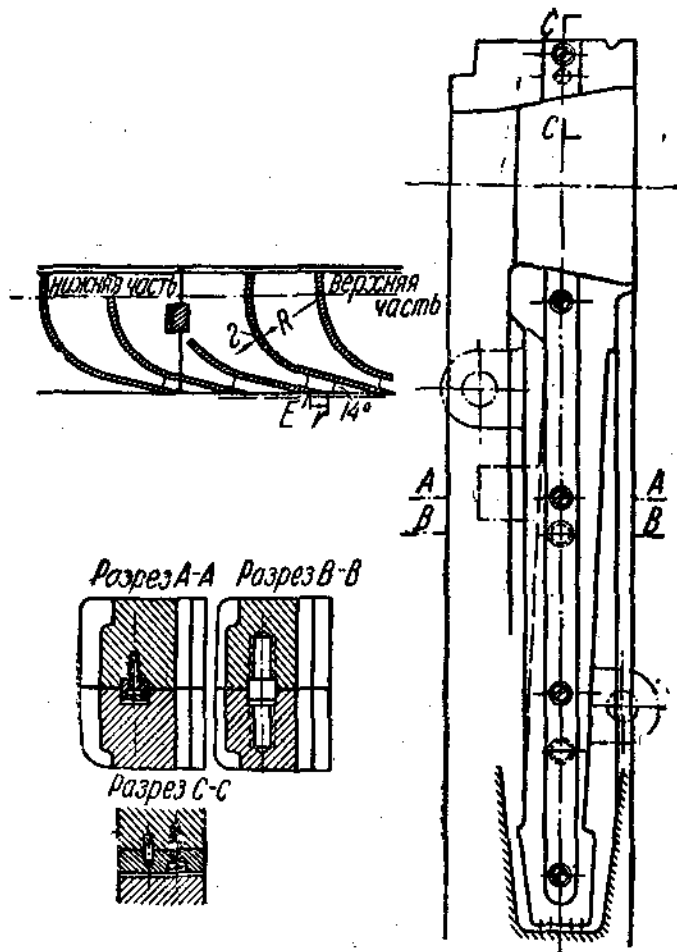


Рис. 138. Направляющий аппарат (MAN).

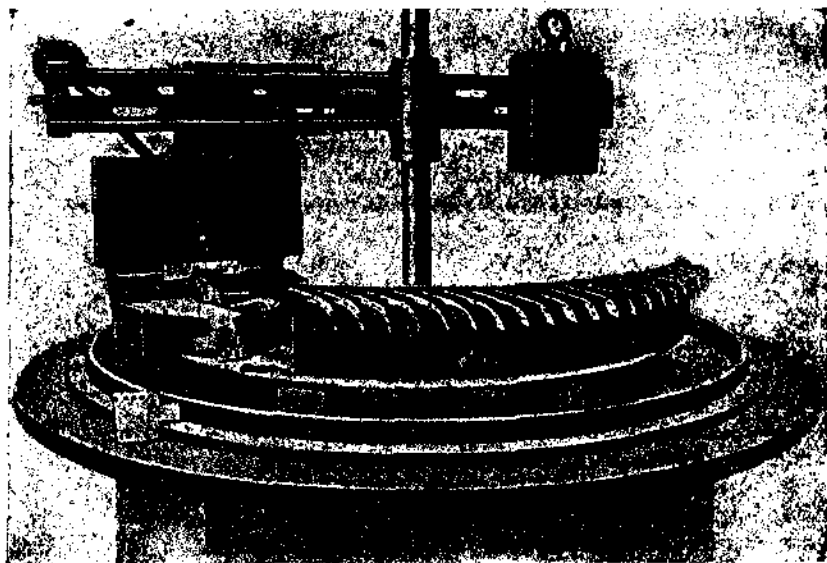


Рис. 139. Формовочная машина для направляющих аппаратов (WUMAG)

между отдельными кусками; вдобавок стыки свариваются. Половинки направляющих аппаратов уплотняются в стыках с помощью канавок и шпонок в лопатках. При выходе лопатки заострены с 2 мм до 1 мм, но уже вне канала (см. стр. 167¹⁾).

Фирма AEG применяет другую форму направляющих каналов: они образованы обыкновенными лопатками из надлежащего материала, похожими на реактивные лопатки, и промежуточными телами или вставками; ножки у них имеют форму ласточкина хвоста и вставляются непосредственно в соплодержатель или в кольца, свинченные с направляющими дисками. На рис. 142²⁾ показаны эти конструкции. Лопатки свариваются или спаиваются с промежуточными телами.

Вследствие многочисленности каналов с тонкими перегородками (0,5 мм) уменьшение живого сечения невелико, и струя выходит сплошной. Соединение наружного кольца с внутренним диском диафрагмы исполнено в виде перемычек, лопатки никаким усилиям не

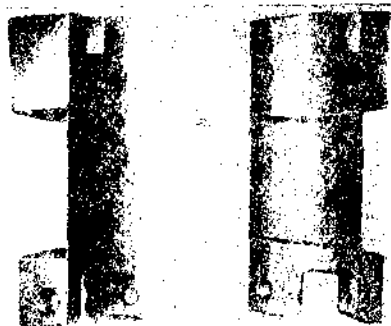


Рис. 141а.

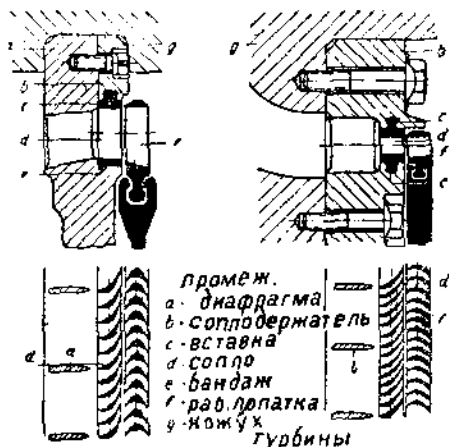


Рис. 142. Фрезерованные сопла с соплодержателем (AEG).

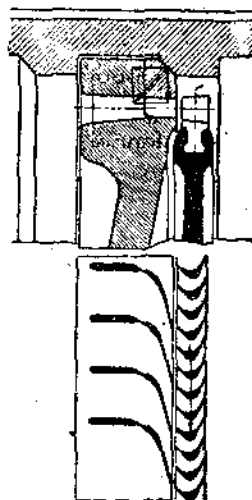


Рис. 143. Направляющие лопатки ВВС.

подвержены. У многоступенчатых турбин с использованием скорости выхода пара направляющие лопатки шире, и расстояние их от предшествующих рабочих лопаток доходит до 4 мм (рис. 142).

¹⁾ Плотность стыка между отдельными кусками (соплами) имеет большое значение для коэффициента полезного действия турбины, так как, в особенности при турбинах малых мощностей с небольшими по высоте каналами, протечки пара через неплотности в стыках могут достигнуть значительной величины. Поэтому на точность изготовления наружного очертания отдельных сопел приходится обращать особое внимание и подчас, как указано уже выше, прибегать к проварке этих стыков.

На рис. 141а изображено фрезерованное сопло фирмы Метрополитэн-Виккерс. Здесь отдельные сопла связаны снаружи стальной полосой, входящей в соответствующее углубление в соплах, а на диафрагму сопла надеваются в виде вилки и склепываются с ней заклепками и потайными головками. Заклепки эти связывают между собой и соседние сопла. Прим. ред.

²⁾ См. Kraft E. A., Die neuzeitliche Dampfturbine.

Фирма ВВС¹⁾ при больших диаметрах и, следовательно, больших давлениях на диафрагмы применяет в качестве несущей конструкции залитые толстые листы и вставляет в них кругом обработанные каналы, как это представлено на рис. 143; давлением пара они прижимаются конической поверхностью к цилиндру.

Фирма Гумбольдт применяет особую конструкцию направляющих лопаток при высоких давлениях (рис. 144).

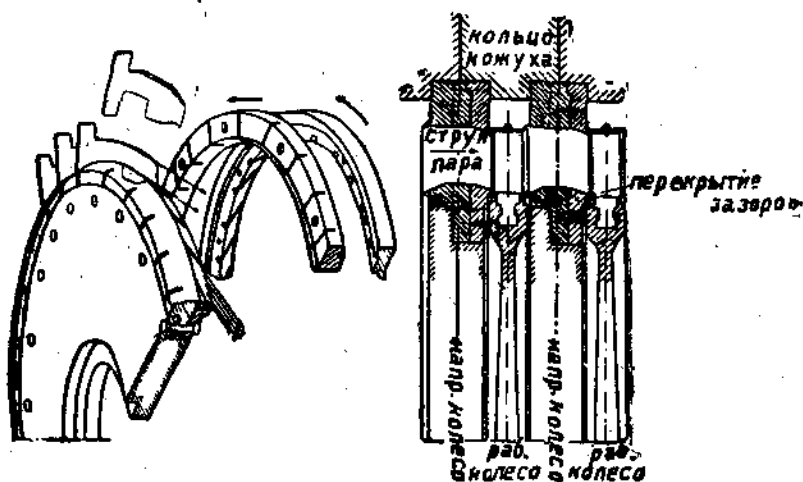


Рис. 144. Направляющий аппарат фирмы Гумбольдт.

Стальные лопатки загоняются радиально в прорезы внутренних колец и закрепляются у входного и выходного конца шитами, входящими в соответственные вырезы внутреннего кольца. Поверх них запрессовываются наружные кольца, также снабженные вырезами, в которых лопатки удерживаются своими верхними краями и шитом со стороны входа. Выходные концы направлены по касательным (см. стр. 166).

3. Закрепление диафрагм. Весьма важной задачей является закрепление диафрагм в корпусе; во-первых, в виду небольшого зазора между направляющей и рабочей лопатками диафрагма должна быть точно фиксирована и паронепроницаемо уплотнена в корпусе, а во-вторых, должна иметь возможность свободно расширяться, не сдвигаясь в корпусе и не перекашиваясь.

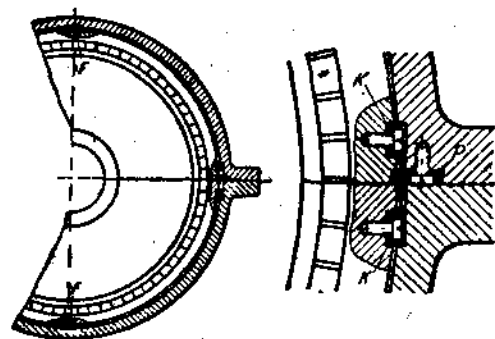


Рис. 145. Закрепление диафрагмы.

Существуют различные решения этой задачи. При радиальном укреплении они сводятся, вообще говоря, к тому, что отдельные диафрагмы или обоймы, в которых находится несколько диафрагм, удерживаются в корпусе с надлежащим зазором призматическими шпонками, как это показано на рис. 145. Шпонки *K* удерживают половинки диафрагм, верхняя часть удерживается еще планкою *P*, между тем как боковой сдвиг предотвращен шпонками *F* вверху и внизу.

Уплотнение производится обычно асбестовым шнуром, вложенным в прочные желобки вокруг диафрагм и запрессованным в них¹⁾. В диафрагме

¹⁾ Не во всех конструкциях применяют уплотнение диафрагм по периферии асбестовым шнуром. Часто уплотнением служит лишь кольцевая часть цилиндра, к которой прижимается

ВВС (рис. 143) уплотнение производится под давлением пара нажимом конических поверхностей, а смещение опять-таки предотвращено призматическими

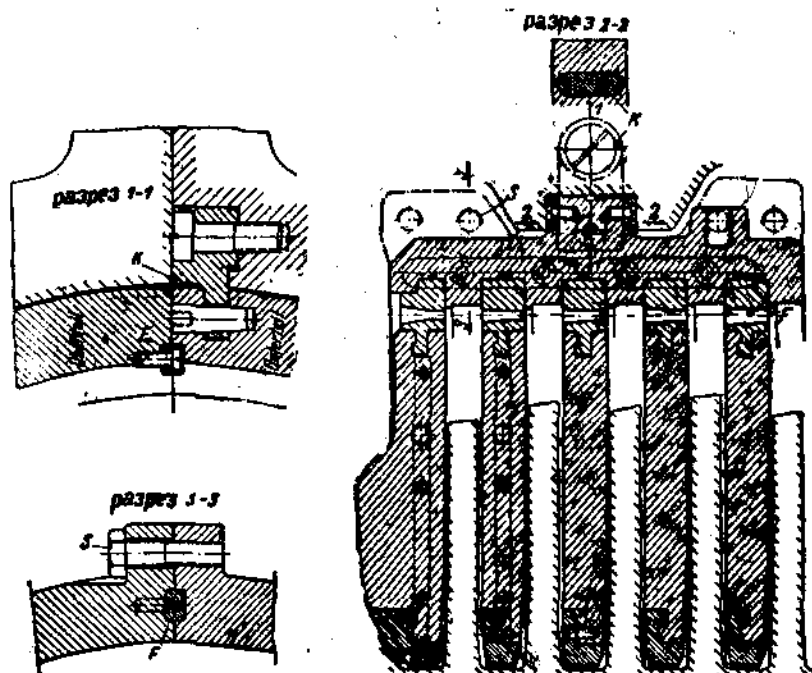


Рис. 146. Закрепление диафрагмы по способу Первого Брюинского о-ва.

шпонками; благодаря этому как в радиальном, так и в осевом направлении получается достаточный зазор.

У брюинской турбины несколько диафрагм укреплены в одной обойме, состоящей из двух частей (рис. 146). Ее наружный выступ вставлен в расточку корпуса и в осевом направлении удерживается планками. Нижняя часть ее удерживается в корпусе призматическими шпонками *K* особой формы, верхняя скреплена винтами *S* с нижнею, и относительное положение обеих частей фиксировано шпонками *F*, удерживающими также направляющие лопатки верхней части. Так как вставная часть держится в корпусе только узким выступом и омывается паром равномерно, то она может расширяться свободно.

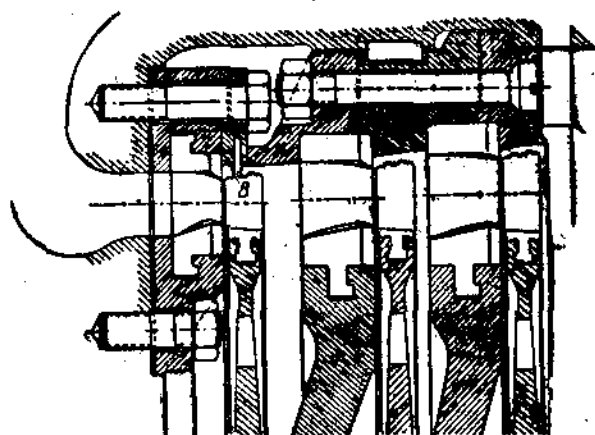


Рис. 147. Закрепление диафрагмы по способу WUMAG.

У турбины GMA (рис. 147) диафрагмы в части высокого давления завариваются своей торцевой стороной. В этих случаях диафрагма смазывается по периферии графитовой масью, которая отчасти способствует получению непроницаемости, отчасти же предохраняет диафрагму от "прикрепления" к цилиндру и облегчает демонтаж диафрагмы.

Прим. ред.

хвачены попарно или по три наружными кольцами, которые стянуты болтами. Кольца сидят с радиальным зазором в кожухе и закреплены в нем согласно рис. 145; они упираются в направлении движения пара в выступ в корпусе; крепление в осевом направлении и возможность расширения достигаются тем, что переднее кольцо *A* упирается в снабженное глубокой выточкой кольцо *B*, которое может пригибаться, при тепловом расширении и возможном увеличении размеров кольца *A* и ограждает корпус от напряжений.

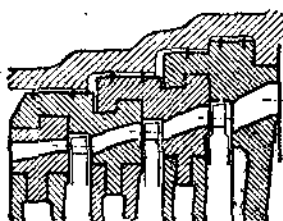


Рис. 148. Закрепление диафрагмы по способу EWC.

Своеобразное крепление диафрагм применяет фирма EWC (рис. 148): каждая из них с помощью выступов вставлена в следующую, и только последняя диафрагма каждой группы удерживается с зазором в корпусе при посредстве призматических шпонок (см. рис. 145); этим обеспечена свободная возможность расширения. Уплотнение осуществлено радиально зачеканенными латунными кольцами с заостренными краями, которые при расширении диафрагм немного перекашиваются, не передавая сколько-нибудь значительных напряжений на корпус.

С. Промежуточные уплотнения в диафрагмах.

Они имеют назначением по возможности сократить потери через зазоры и обычно бывают снабжены лабиринтами (стр. 77); зазор должен быть мал, число лабиринтов — по возможности велико. С другой стороны, уплотнение должно быть слегка эластично, чтобы от не поддающихся предвидению сотрясений уплотнение не разработалось и не возникло больших зазоров. У многоступенчатых турбин промежутки между рабочими колесами выбирают небольшой, с целью сокращения строительной длины, но невелики у них и раз-

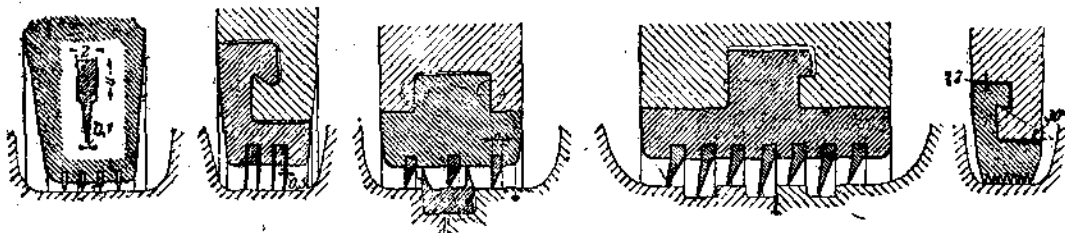


Рис. 149.

Рис. 150а.

Рис. 150б.

Рис. 150с.

Рис. 151.

Промежуточные уплотнения.

ности давлений; тут уплотнение может быть не слишком сложным; и надо примириться с известной утечкой пара через зазор. Это количество пара можно вычислить по данным стр. 79.

По большей части применяются особые уплотнительные кольца из патронной латуни в виду ее упругости; но никелевая бронза является, пожалуй, уместнее, так как, срабатываясь, она остается гладкой, а латунь „мажет“. Кольца зачеканиваются либо непосредственно в диафрагмы (рис. 149), либо в особые втулки, см. рис. 150а (Крупп), 150б (GMA) и 150с (BBC); применяются также непосредственно расточенные в чугунной втулке гребни, рис. 151 (Брюни). Ступицы колес могут оставаться гладкими, но их также можно снабжать гребнями (рис. 150с); на рис. 150б показаны особые гребенчатые кольца, гребни которых также уплотняют и тем самым увеличивают число лабиринтов.

Чтобы зазор не изменялся и при сотрясениях, применяются также эластичные уплотнения. По конструкции рис. 152 (бр. Шторк) состоящее из двух частей уплотнительное кольцо, снабженное расточками, сжато двумя

подвешенными в диафрагме пружинами и плотно охватывает ступицу, но без давления; нижняя пружина натянута несколько сильнее, чтобы освободить ступицу от веса колец и уменьшить трение и износ.

Подвижность и разгрузка достигнуты также в представленной на рис. 153а втулке (АЕГ). Так как втулка стремится опуститься вниз, то снизу, где зазор больше, пробивается пар, понижая свое давление, и более высокое сверху давление p_1 до тех пор приподнимает кольцо, пока не возникнет равновесия между давлением пара и весом втулки.

Сходное действие по другому способу достигается представленной на рис. 153б конструкцией (ЕWС). В нижний прорез В проникает пар с задней стороны с давлением p_2 , в верхний прорез А проникает пар с начальным давлением p_1 ; вследствие разности давлений кольцо приподнимается, причем

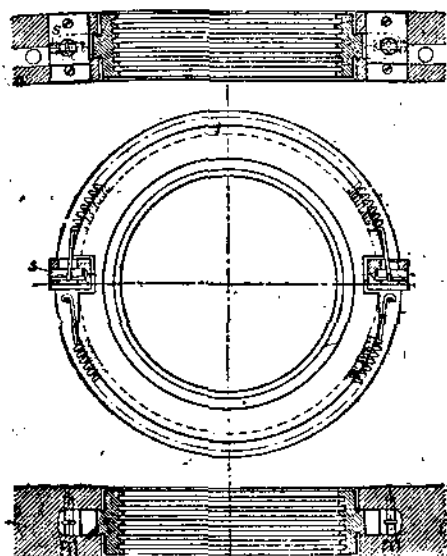


Рис. 152. Промежуточное уплотнение (бр. Шторк).

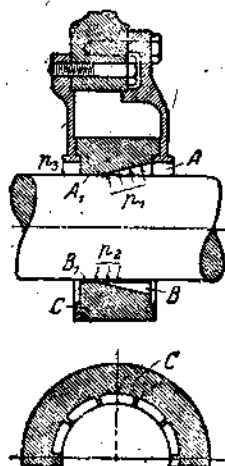
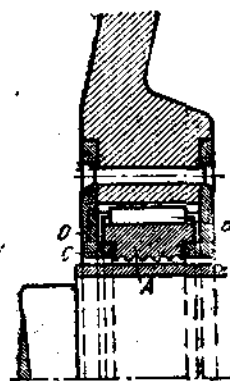


Рис. 153а. Промежуточное уплотнение АЕГ.



величина заштрихованных в плане площадок В и А должна быть так рассчитана, чтобы вес кольца уравнивался.

При большом расстоянии между рабочими колесами и не слишком высоких температурах применяются также угольные кольца, как у наружных уплотнений (см. ниже).

Д. Материал диафрагм и расчет их на прочность.

Когда направляющие аппараты исполняются с фрезерованными лопатками, то диафрагмы обычно отливаются из стали; при залитых же лопатках, т. е. для частей среднего и низкого давления, они изготавливаются из чугуна.

Преимуществом стальных фасонных отливок является то, что они не подвержены так называемому росту, как чугун, но при отливке возникают значительные напряжения, поэтому необходимо подвергать их повторному отжигу (см. ниже — о корпусах).

Обыкновенный чугун под действием пара, особенно при высоких температурах, склонен увеличиваться в размерах, причем это увеличение не исчезает и после остывания. Поэтому применяется специальный чугун. Предпочтение отдается специальному чугуну с низким содержанием углерода и кремния, так как высокое содержание кремния способствует расще-

племню цементита на феррит и графит, а в жилы графита проникает пар и кислород и вызывает образование окислов; однако чугун с кремнием и только с 0,2% углерода как будто не подвержен росту. Марганец уменьшает склонность к росту отливок; ценны присадки никеля и хрома, подробнее см. ниже о корпусах (стр. 249).

Повидимому, средством против роста отливок является также повторный отжиг при 400°, длящийся только несколько часов; но и при чугуне отжиг полезен как средство, предотвращающее литейные напряжения.

У турбин высокого давления применяются иной раз неразъемные диафрагмы. Тогда рабочие колеса собираются одновременно с направляющими, — иными словами, те и другие поочередно насаживаются на поставленный вертикально вал, и затем весь набор вдвигается в корпус (см. рис. 439).

При больших размерах и обыкновенных давлениях, ради удобства сборки, принято делить диафрагмы в горизонтальной плоскости пополам.

Рассчитывать неразъемные диафрагмы можно как свободно покоящиеся круглые пластины; если δ означает равномерную толщину диска, d_a — наружный диаметр и p кг/см² — избыточное давление, то согласно теории для плоской круглой пластины¹⁾ напряжение равно:

$$\sigma_{\max} = \frac{3}{8} (3 + \nu) \frac{(d_a/2)^2}{\delta^2} \cdot p \text{ кг/см}^2, \quad (1)$$

и прогиб по середине:

$$y_{\max} = \frac{3}{16} (1 - \nu) (5 + \nu) \frac{(d_a/2)^4}{\delta^3 E} \cdot p \text{ см}, \quad (2)$$

или при $\nu = 0,3$ (Пуассоново отношение для стали)

$$\sigma_{\max} = 1,24 \frac{d_a^2}{4 \delta^2} \cdot p, \quad (1a)$$

$$y_{\max} = 0,7 \frac{(d_a/2)^4}{\delta^3} \cdot \frac{p}{E} \text{ см}. \quad (2a)$$

У дисков с отверстием по середине (таковы именно диафрагмы) напряжение может при небольшом отверстии достичь удвоенного значения.

Для неразъемных конусообразных диафрагм, согласно выводам Рато, прогиб по середине равен:

$$y = \frac{d_a - d_i}{2} \cdot \frac{d_a + 2 d_i}{E (\delta^2 + f^2) \ln (d_a/d_i)} \cdot p \text{ см}, \quad (2b)$$

где d_i означает внутренний диаметр (диаметр отверстия) и f — высоту свода или конуса по середине.

Для разъемных диафрагм покамест не найдено уравнения; даже новейшие опыты²⁾ не привели к полному решению задачи, ибо трудно охватить все влияния, в том числе и влияние залитых лопаток. Кажущаяся точность не имеет практического значения. На величину прогиба влияет также применяемая для уплотнения стыка канавка со шпонкой.

¹⁾ См. Föppl, Technische Mechanik, т. III.

²⁾ Forsch.-Arb. und Z. V. d. I, 1927, стр. 949. Huggenberger, Festigkeit halbkreisförmiger Platten.

Согласно опытам Стодола, можно, впрочем, считать, что для разъемных диафрагм по сравнению с неразъемными напряжение и прогиб составляют

$$\sigma_{\text{разъемн}} = 1,6 \sigma_{\text{неразъемн}} \quad \text{и} \quad u_{\text{разъемн}} = 2,4 u_{\text{неразъемн}}. \quad (2c)$$

Вообще тут надо полагаться на опытные данные и с достаточным запасом выбирать зазор в осевом направлении между рабочим и направляющим колесами 1).

II. Рабочие лопатки.

Рабочие лопатки являются одною из важнейших частей паровой турбины: от их стойкости и технически правильного исполнения, сообразованного с движением пара, зависят в высокой степени надежность и экономичность эксплуатации.

Форма исполнения в первую очередь определяется углами β_1 , β_2 , которые находят из диаграммы скоростей. У активных турбин эти углы либо равны друг другу, $\beta_1 = \beta_2$, либо β_2 несколько меньше, чем β_1 ; у реактивных турбин β_2 всегда гораздо меньше, чем β_1 , причем в случае половинной степени реакции (см. стр. 50) направляющие и рабочие лопатки имеют одинаковые профили.

1. Активные лопатки.

Они могут быть исполнены либо в виде листовых лопаток (типа Целли) с неизменной толщиной сечения до входной и выходной кромки или в виде профильных лопаток (см. рис. 74 и 75, стр. 64). Первые лопатки легче и допускают небольшое изменение угла входа β_1 (рис. 154); поэтому можно обойтись меньшим числом профилей, т. е. меньшим числом инструментов, но они должны быть несколько шире, чем профильные лопатки, чтобы в той же степени сопротивляться изгибу. При ступенях скорости применяются только профильные лопатки, так как они дают возможность лучше направлять струю при ее повороте.

Ширина лопатки b колеблется в довольно широких пределах. Встречаются лопатки шириною в 10 мм при небольших длинах и в 35 мм, при особенно больших длинах — еще шире; чем больше ширина, тем больше может быть радиус кривизны, и это выгодно в отношении потерь движения пара (см. стр. 65), но при этом увеличивается путь трения. Ширину выбирают в известной зависимости от длины: она должна быть не меньше $\frac{1}{12}$ длины, имея в виду колебания лопатки. По большей части заводы применяют только несколько размеров для ширины лопаток, например 20, 25 и 30 мм, или 10, 20 и 25 мм, смотря по мощности. Вообще говоря, за последнее время предпочитают более широкие лопатки, если только при многих ступенях в части высокого давления нет настоятельной необходимости в сокращении строительной длины.

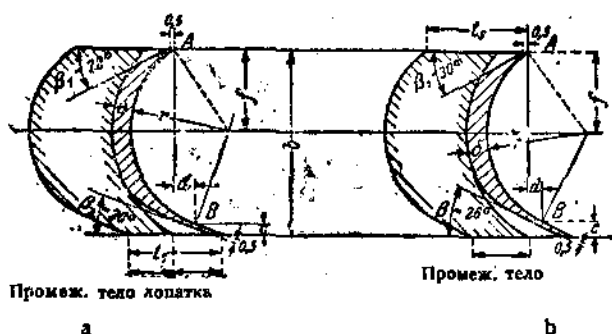


Рис. 154а и б. Лопатки Целли.

1) Так как имели место аварии вследствие задевания диафрагм за подвижные диски при недостаточно прочных диафрагмах, то некоторые заводы, не довольствуясь расчетом, испытывают в специальных устройствах все новые диафрагмы на прогиб. Это дает возможность учесть в особенности в изготовлении диафрагм данного завода.

Прим. ред.

Шаг лопаток можно по Бринлигу принимать равным:

$$t_s = \frac{r}{2 \sin \beta} \text{ мм,}$$

где r означает радиус кривизны и $\beta = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$; но встречаются и расходящиеся с этой величиной значения, причем t_p приблизительно равен от r до $1,3 r$. Надо, однако, стараться, чтобы в конце лопатки шаг не стал слишком велик (см. рис. 78, стр. 65).

Далее форму лопатки нужно спроектировать согласно допущенной ширине ее и определяющимся из диаграммы скоростей углом. Чтобы паровой

струе при выходе надежно сообщалось соответствующее углу β_2 направление, лопатку со стороны выхода исполняют прямолинейной приблизительно на протяжении $s = 0,1b$ ширины (при малых углах от 18 до 20° — на несколько меньшем протяжении) с толщиной $0,5$ мм (рис. 154—156). Центр примыкающей кривизны расположен тогда на восстановленном в точке B перпендикуляре (рис. 154 и 155).

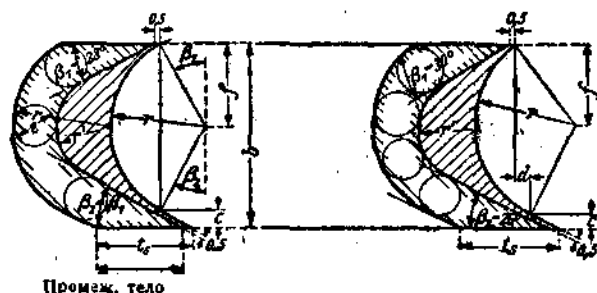


Рис. 155а и б. Профильные лопатки.

У лопаток Целли (рис. 154), при которых всегда $\beta_2 < \beta_1$, центр кривизны должен быть выбран так, чтобы начальная точка A немного (приблизительно на $d = 1—3$ мм) опережала B в направлении вращения, причем касательная в A ни в коем случае не должна составлять с горизонталью угол меньший, чем β_1 (он может быть ему равен или быть немного больше), иначе получилась бы слишком длинная тонкая кромка; тем самым конструктивно определяется радиус кривизны. Толщина лопатки δ может составлять около $0,1 b$; при переходе к толщине выходной кромки необходимо плавное закругление. При длинных лопатках толщину от наружного конца в сторону ножки увеличивают для повышения прочности, и тем самым определяется толщина у ножки. Профиль промежуточных тел определяется профилем лопатки у ножки, сообразно с шагом лопаток. При значительных центробежных силах лопатка и промежуточное тело изготавливаются из одного куска (рис. 159).

При профильных лопатках с равновеликими углами $\beta_1 = \beta_2$ (рис. 155а) имеем $d = 0$, откуда $r = (b - c) : 2 \cos \beta$; если пар должен подводиться к лопатке повторно (см. рис. 133, стр. 165), то ей придают симметричный профиль, причем размер c одинаков при входе и выходе, но значительно меньше, чем $0,1 b$. Профиль спинки, т. е. r' , и толщина посередине определяются в связи с вогнутой стороной соседней лопатки (а также в связи со спинкою промежуточного тела), так как толщина струи e должна оставаться неизменной.

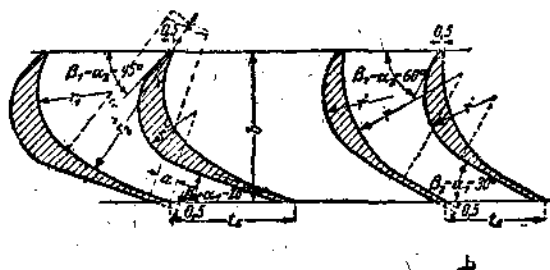


Рис. 156а и б. Реактивные лопатки.

При неравных углах внутренняя (вогнутая) сторона лопатки (рис. 155) должна быть профилирована так же, как у лопаток из полос; форму спинки надо выбрать так, чтобы толщина струи e_1 постепенно уменьшалась до e_2 .

Длинные лопатки выполняются сужающимися в сторону наружного конца, в случае надобности — за одно целое с промежуточным телом.

2. Реактивные направляющие и рабочие лопатки. Они имеют, в виду значительной разности между углами входа и выхода, специфическую вы-



Рис. 157а. Изготовление лопаток (ЕWC).

тянутую форму (рис. 156); в отношении ширины и шага действительно, сказанное относительно активных лопаток. Так как в этих лопатках происходит превращение потенциальной энергии в кинетическую, то в конце профиля струя должна надежно направляться; иногда лопатки утоняются в сторону выхода (по Парсонсу), углы имеют тогда средние значения по отношению к углам ограничивающих поверхностей. Преимуществом такого устройства считается то, что толщина выходной кромки становится меньше, но ее и при прямолинейном выходе можно сделать небольшою (0,5 мм). Как и у направляющих аппаратов активных турбин, выгодно устроить так,



Рис. 157б. Изготовление промежуточных тел.

чтобы превращение энергии происходило только в последней части лопаточного канала, иными словами, по возможности увеличить сечение перед концом канала и укоротить переход к сужающейся части. При небольших углах выхода поверхность лопатки должна состоять из двух дуг, иначе получился бы слишком длинный небольшой толщины конец лопатки (рис. 156а), при больших же углах (рис. 156б) можно обойтись одной дугой. Прямая часть a должна составлять не меньше 2 мм. Радиус кривизны спинки r определяется шагом и необходимостью параллельного направления струи.

3. Изготовление и конструкция лопаток. Лопатки из полос при больших длинах изготавливаются из вальцованных полос; ход изготовления представлен на рис. 157а для лопаток и на рис. 157б для промежуточных тел. От полосы отрезается нужная длина, выступы фрезеруются (внизу выступ служит для удержания лопатки во время обработки, сверху — для приклепки банджа), затем лопатка в горячем состоянии изгибается, приобретая форму профиля, фрезеруются вырезы ножки и углы, и шлифуется закругление (см. рис. 154); наконец, нижний выступ отсекается штампом, и лопатка

Ножка лопатки прямоугольна, и это удобно в смысле крепления и для замка (рис. 170, стр. 183).

Своеобразную конструкцию лопаток применяет фирма BEW. Лопатки прессуются из листа никелевой стали, приобретая представленную на рис. 161 форму, и насаживаются верхом в прорезы обода колеса; внутреннее очертание канала образует показанная на рисунке добавочная часть, которая склепывается с лопаткой на обод колеса; кроме того наклепывается бандаж. В пользу этой конструкции говорит незначительный вес.

Профильные лопатки при небольших длинах отрезаются от цельнотянутых профильных штанг, вырезы ножек и выступы заклепок фрезеруются; промежуточные тела тоже отрезаются от профильных штанг; фрезеруются ножки, очертания канала и наклон.

Но часто лопатка целиком фрезеруется из заготовленного профиля. На рис. 162 показана лопатка Лавалья, у которой заодно фрезерован и бандаж. Фирма BBC фрезерует все активные лопатки из целого куска (рис. 163), как равно и фирмы AEG (рис. 164) и BEW (рис. 176), которые при небольших длинах фрезеруют также бандаж.

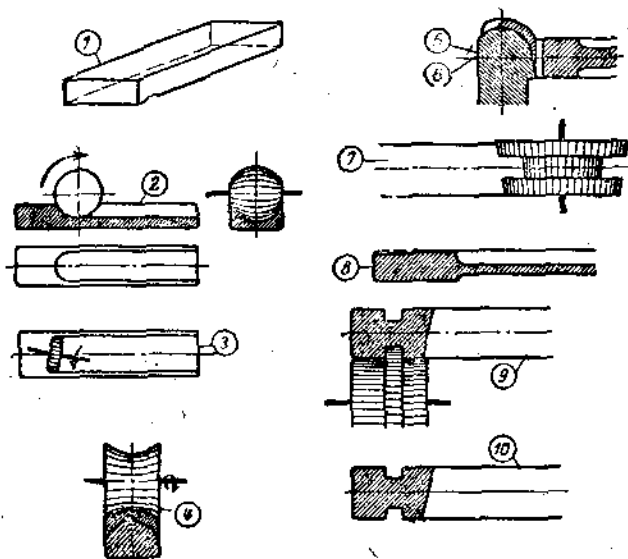


Рис. 160б. Обработка лопаток BEW.

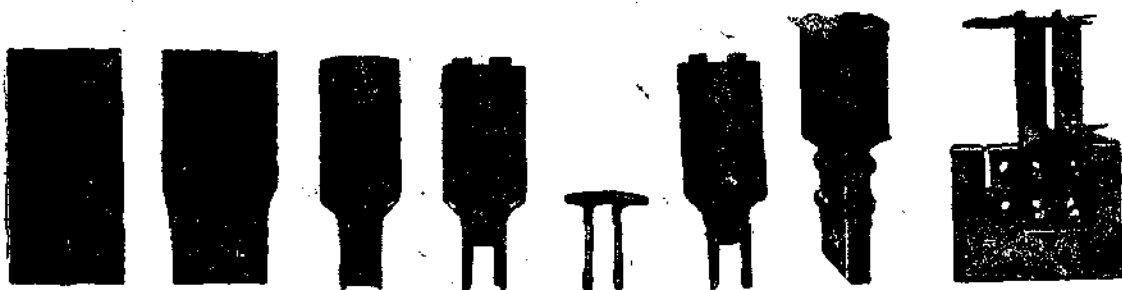


Рис. 161. Изготовление и закрепление лопаток BEW.

При больших длинах лопатки сужаются к наружному концу. На рис. 165 показано исполнение фирмы AEG с ножкой, утолщенной с обеих сторон для уменьшения удельного давления на обод.

В предотвращение эксцентрического усилия на растяжение лопатка исполнена так, что линия, соединяющая центры тяжести сечения лопатки и сечения ножки, представляет собою прямую, перпендикулярную к валу, и пересекает линию, соединяющую центры тяжести поверхностей прилегания у ножки, чтобы не получилось опрокидывающего момента.

4. Крепление лопаток и замок. Закрепить лопатки ножками в колесе

или барабана надо так, чтобы они держались крепко и чтобы их удобно было вставлять; далее нужно иметь возможность применить для лопаток простой замок, т. е. устроить предохранение последней вставляемой лопатки. В зависимости от центробежной силы закрепление может быть различным. При небольших окружных скоростях иной раз достаточно расчеканить лопатки, при больших скоростях и длинных лопатках вопрос крепления иногда затруднителен и требует особых мероприятий.

На рис. 162 показана ножка лопатки у турбины Лавала, которая

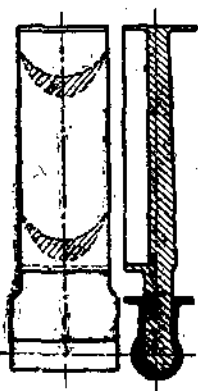


Рис. 162. Лопатка Лавала.

работает только при небольших скоростях; лопатки вдвигаются своими утолщенными ножками в соответственные вырезы в ободе колеса и подчеканиваются с боков.

У радиальной турбины фирмы ККК рабочие лопатки закрепляются согласно рис. 166.

Лопатки и промежуточные тела, в осевом направлении удерживаемые гребнем на ободе колеса и соответственными вырезами, закрепляются насаженным в нагретом состоянии бандажом; в предотвращение усилий на изгиб под действием центробежных сил, ножки лопаток с другой стороны удлинены так, что центр тяжести оказывается расположенным в средней плоскости диска.

Лопатки и промежуточные тела, в осевом направлении удерживаемые гребнем на ободе колеса и соответственными вырезами, закрепляются насаженным в нагретом состоянии бандажом; в предотвращение усилий на изгиб под действием центробежных сил, ножки лопаток с другой стороны удлинены так, что центр тяжести оказывается расположенным в средней плоскости диска.

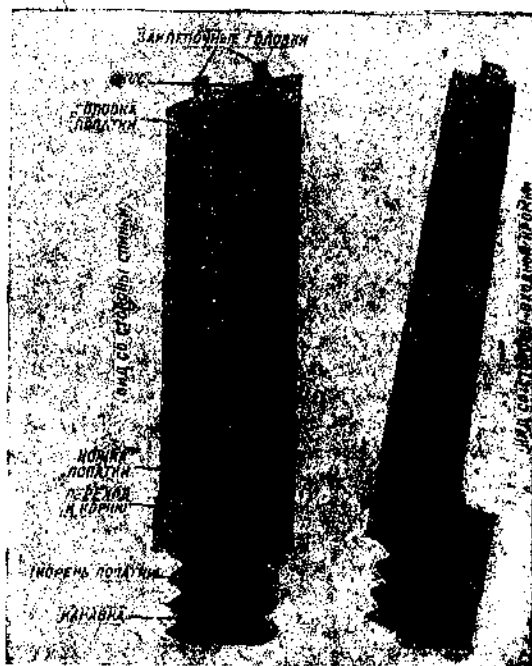


Рис. 163. Рабочая лопатка ВВС.

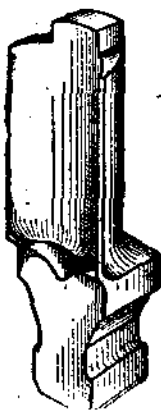


Рис. 164. Лопатка АЕГ.

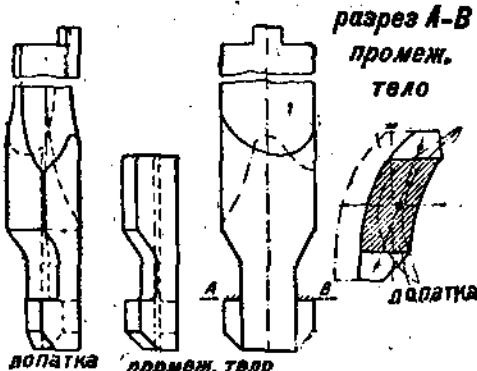


Рис. 165. Лопатка АЕГ.

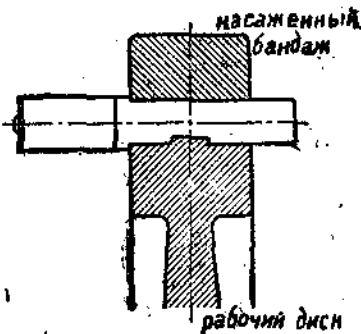


Рис. 166. Укрепление лопатки в радиальной турбине (ККК).

У аксиальных турбин тоже применяется закрепление посредством насаженного в нагретом состоянии бандаж, как это показано на рис. 167 (Нема, машиностроительный завод Штарк и с-вья в Нейшкау).

Профильные лопатки *S* снабжаются прямой ножкой, вставляются в снабженный вырезами лопаточный обод *B* и, будучи вставлены в расточку рабочего колеса *L*, тщательно расчеканиваются. Концы лопаток обтачиваются и на них в нагретом состоянии насаживается бандаж *D*.

Разумеется, такого рода соединения применимы только при умеренных окружных скоростях, так как насаженное в нагретом состоянии кольцо должно, в качестве свободного кольца, нести само себя и лопатки с промежуточными телами.

Закрепление с помощью ласточкина хвоста согласно рис. 168а возможно, конечно, только

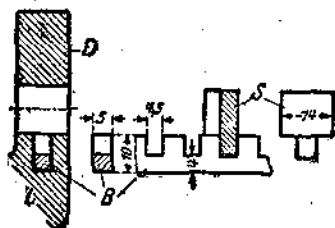


Рис. 167. Закрепление лопатки по способу Neta.

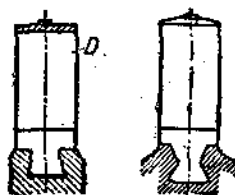


Рис. 168а и б. Закрепление лопатки.

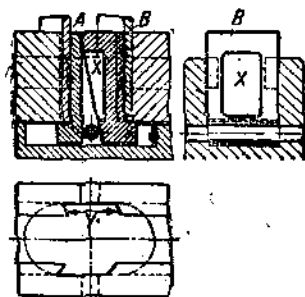


Рис. 169. Лопаточный замок (WUMAG).

применительно к направляющим лопаткам, но при небольших скоростях и длинах рабочих лопаток закрепить эти последние можно согласно рис. 168 б.

Чаще всего применяются крепления 1 образного типа (см. рис. 158, 159, 160, 165). Во избежание появления трещин углы должны быть хорошо закруглены. При больших центробежных силах фирма WUMAG применяет форму двойного 1 (рис. 159), чтобы умерить удельное давление в местах

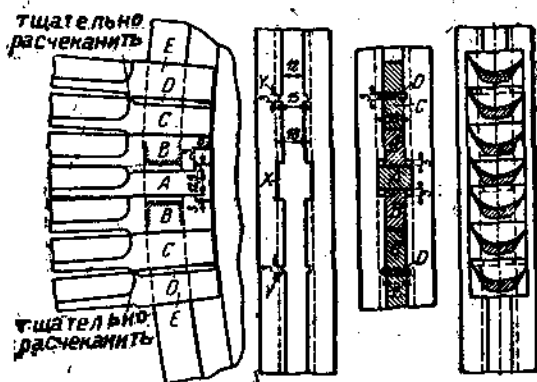


Рис. 170. Лопаточный замок (EWC).

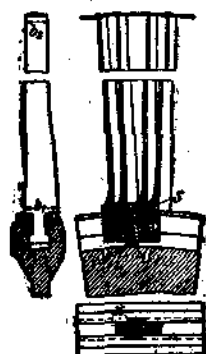


Рис. 171. Лопаточный замок (MAN).

прилегания. Для того, чтобы обод рабочего колеса не отгибался в сторону, лопатки снабжены пазами, в которые входят выточенные заплечики обода; это позволяет сократить ширину обода, и диск тогда испытывает меньшие напряжения. Чтобы при случайном соприкосновении вращающейся части с неподвижной не возникало задевание обода колеса ножки лопаток, промежуточное тело и обод подрезаны на 1—2 мм (рис. 158, 159), так что края лопаток выступают и начинают первые задевать за неподвижную часть.

Лопаточный замок фирмы WUMAG представлен на рис. 169.

В том месте, где вставляются лопатки, в обode колеса сделан вырез длиной *У*, а под ним вырезано фрезой углубление. Одна концевая часть *А* вводится в это углубление и нижним выступом подводится под соседнюю лопатку (или под вставку); затем вводится другая, клино-

образная концевая часть *B* и равным образом подводится под соседнюю лопатку. Посредством штифта, по концам подчеканенного, концевые части сдерживаются в своем положении. Вырез *X* служит для уменьшения веса.

Лопаточный замок EWC представлен на рис. 170.

Лопатки вводятся через вырез *X*, концевая лопатка *A* имеет Т-образную ножку и при ее посредстве может входить в вырезы у ножек соседних лопаток *B*, которые несколько толще остальных, тогда как ножки лопаток *C* несколько тоньше остальных. Когда лопатка *A* вставлена, через прорезы *Y* в ободке загоняются клинья *D* и над ними подчеканиваются края лопаточных ножек *C* и *E*.

По способу MAN (рис. 171) последняя лопатка у выреза *X* сдвинута так, что свою ножкой она еще заходит под непрорезанную часть обода; затем

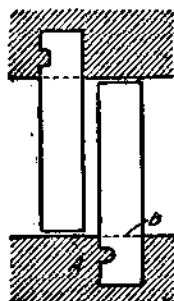
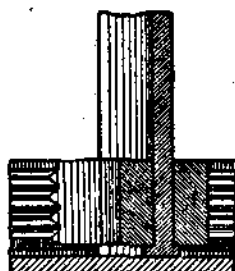
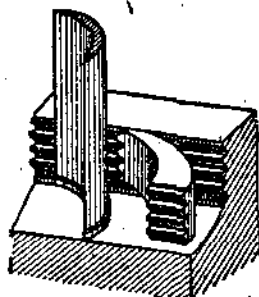
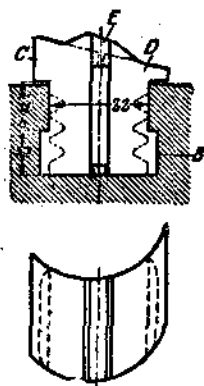


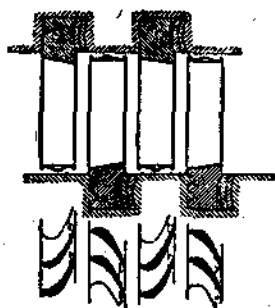
Рис. 172. Лопаточный замок (BVC)

Рис. 173а. Закрепление лопатки посредством Т-образной ножки (BVC).

Рис. 173б. Закрепление лопатки (BVC).

под эту лопатку вдвигается своим выступом L-образная вставка *U*, загоняется клин *V*, и над ним расчеканивается *U*. Последний шаг при этом несколько больше, но эта неточность не имеет значения и может быть компенсирована.

Другой способ крепления применяется для активных лопаток фирма BBC (рис. 163); ножки лопаток и откованные с ними заодно промежуточные тела снабжаются треугольными вырезами. Замок исполнен согласно рис. 172.



В ободке сделан вырез такой же ширины, как и ножка, а ниже вырезано фрезой уширение *B*; когда последняя лопатка вставлена, вводятся части *C* и *D*, которые своими выступами входят в прорезы *B*, затем вгоняется клин *E* и удерживается расклепкою кончиков у *C* и *D*.

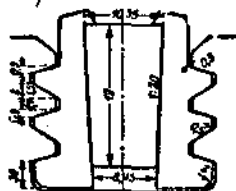


Рис. 174. Закрепление лопатки (SSW = Feder).

Рис. 175. Лопаточный замок (SSW).

или барабане; вследствие этого лопатки остаются неослабленными и оставляют свободным все сечение канала, без закруглений при переходе к ножке.

При умеренных напряжениях в реактивных лопатках фирма BBC применяет крепление согласно рис. 173б.

Крепление с помощью треугольных прорезов применяет также фирма SSW для активных и подвергающихся большим напряжениям реактивных лопаток, рис. 174; лопаточный замок для треугольных прорезов с обеих сторон показан на рис. 175.

Делать в ободе вырез нет необходимости в виду наклона лопаток, дающего возможность вставлять лопатки посредством их поворота; последняя вставка состоит из 3 частей, клинообразная средняя часть удерживается посредством расклепки боковых частей.

Сидящие верхом лопатки применяет фирма BEW (рис. 176); они вырезаны фрезой из целого куска и пригодны для больших нагрузок.

Запечки X не дает разогнуться вилообразной ножке; вырезы Y в ободе колеса служат для введения лопаток.

Концевая лопатка имеет только прямоугольный вырез, в соответствии с формою обода у выреза Y, и удерживается винтами S, нарезка которых входит также в Z.

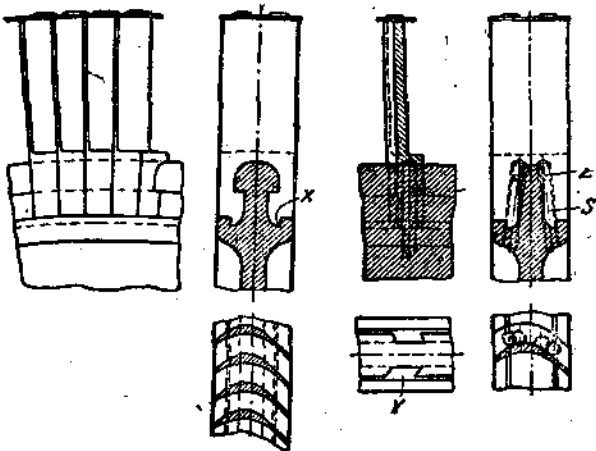


Рис. 176а. и Лопатки и замок фирмы BEW.

Фирма EBM изгибает ножки реактивных лопаток в форме буквы S, без ослабления (рис. 177), и удерживает их соответственной формы промежуточными телами b, которые сидят боковыми выступами в прорезах барабана; направляющие лопатки с удерживаются по простому способу посредством выточек в ножке и в прорезах кожуха.

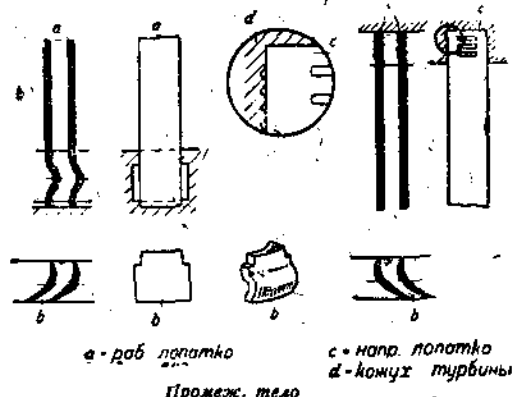


Рис. 177. Реактивные лопатки фирмы EBM.

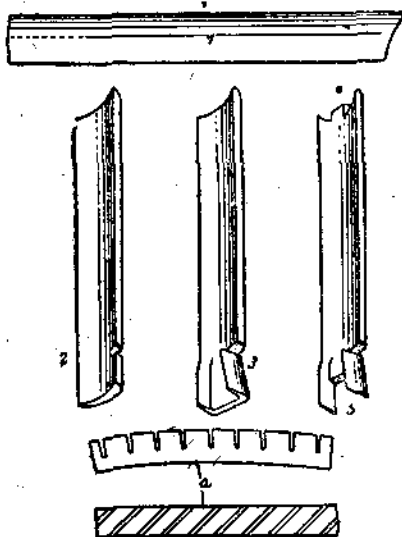


Рис. 178. Закрепление реактивных лопаток (I. A. Maffei).

В турбине фирмы I. A. Maffei (Мельмс и Пфеннингер) крепление лопаток в реактивной части производится согласно рис. 178.

Лопатки отрезаются от тянутых профильных штанг 1 до требуемой длины; ножка, после того как в ней выштампован прорез 2, отпрессовывается в форме 3; выступ для заклепки 4 и нижний вырез 5 исполняются фрезой или штампом; затем лопатки вклеиваются в бандаж (рис. 178а), снабженный уплотнительными кольцами, и вдвижутся в кольцо a (см. также рис. 158),

которое имеет требующуюся круглую форму и снабжено косыми прорезами, соответствующими толщине лопаток. Эти готовые сегменты вставляются в имеющие форму ласточкина хвоста прорезы барабана, а направляющие лопатки — в прямоугольные пазы кожуха (рис. 178а), после чего вставляется клин *b* и вбиваются клинообразные сегменты *c*, которые удерживаются расклипкой края клина *b*.

При значительных напряжениях применяется крепление согласно рис. 178 б. Так же крепятся активные лопатки, с формой ножки по рис. 178с. Другое исполнение для испытывающих большие нагрузки реактивных лопаток представлено на рис. 179; лопатка на входной стороне имеет треугольные прорезы, а на выходной стороне вырез *a* для большей крепости.

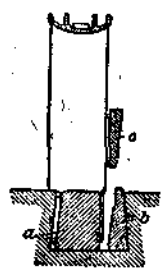


Рис. 178 а. Закрепление реактивных лопаток (Maffei).

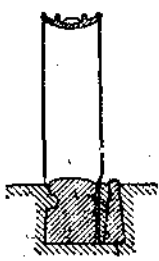


Рис. 178 б. Закрепление реактивных лопаток (Maffei).

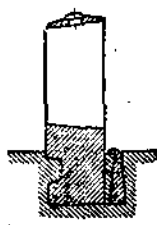


Рис. 178 с. Закрепление активных лопаток (Maffei).

ного исполнения во избежание поломок и трещин. Так как выступы обычно расположены перпендикулярно к верхнему краю лопатки (этого требует фабрикация, а особенно исполнение отверстий в бандажах), то наклон края (обусловленный разными длинами при входе и выходе) должен быть не слишком велик, дабы изгибающее усилие в выступах оставалось в умеренных пределах.

Фирма EWC насаживает выступы и при косом крае радиально (рис. 160), тем самым предотвращая изгибающее усилие.

Фирма Гумбольдт применяет для турбин высокого давления особое уплотнение зазоров (рис. 180а).

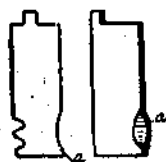


Рис. 179. Реактивная лопатка (Maffei).

В частях высокого и среднего давления осевая сборка турбины (неразъемные направляющие диски, см. рис. 144) дает возможность применить радиальные перекрытия по рис. 180 а, и тогда утечка пара в стору

поры предотвращена, причем зазор в осевом направлении, необходимый для надежной эксплуатации, может быть достаточно велик. В части низкого давления с разделением в горизонтальной плоскости корпусом уплотнение зазоров выполняется согласно рис. 180б; верхняя часть корпуса насаживается так, что рабочие колеса проходят вплотную мимо направляющих аппаратов, затем ротор продвигается при помощи установочного приспособления (рис. 259, стр. 245) в сторону пуска пара, вследствие чего получается такое же перекрытие и уплотнение зазоров, как в части высокого давления.

У реактивных турбин бандажи служат также для уплотнения на окружности лопаток; иной раз бандажи снабжаются кольцами (рис. 178а,б, 174), допускающими небольшую радиальную игру (0,3 мм), и тогда при задевании шлифуются только острые кромки колец, лопатки же остаются неповрежденными.

5. Уплотнение и укрепление лопаток. Хотя у активных турбин нет надобности устраивать уплотнение на внешней окружности для предотвращения потерь через зазоры (см. стр. 75), все же обычно применяются бандажи, не дающие пару вытекать из канала наружу, препятствующие вихреобразованию в зазоре и улучшающие действие струи. Бандажи представляют собою полосы прямоугольного или сужающегося по бокам сечения (рис. 158). При лопатках из полос они скрепляются с лопатками посредством двух, при профильных — посредством одного заклепочного выступа, в связи с чем выступы и клепка требуют тщатель-

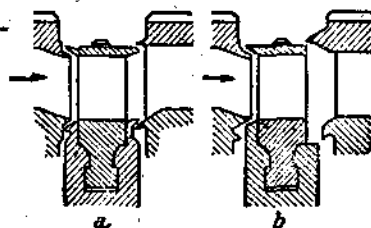


Рис. 180а и б. Перекрытие зазоров (Гумбольдт).

Фирма BBC применяет так называемое перекрытие зазоров (рис. 181) с помощью ступенчатого расположения бандажей.

Выходящая с большой скоростью, проскакивающая через зазор струя вызывает с одной стороны лопатки, вследствие эжекторного действия, некоторое разрежение, с другой же стороны — избыточное давление, вызываемое подпором; это уменьшает разность давления от одной лопатки к другой вне лопаточного канала, а значит, и потерю в зазоре.

Если бандажи не применены, то лопатки по концам заострены путем обработки спинок фрезею, вследствие чего допустим некоторый зазор (BBC); при задевании край шлифуется или в худшем случае перегибается, не вызывая поломки лопатки.

Придание лопаткам жесткости, особенно для предотвращения вибраций при большой длине (см. прочность лопаток), тоже достигается посредством бандажей. При отсутствии же бандажей лопатки скрепляются одной или несколькими связывающими проволоками, крепко к ним припаянными, что

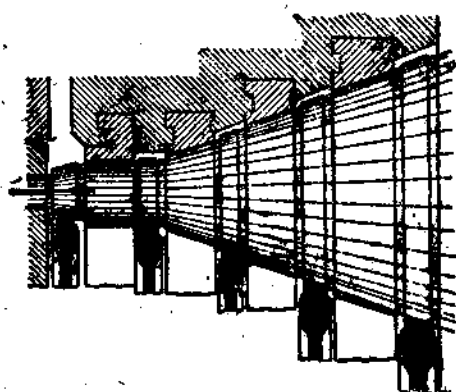


Рис. 181. Перекрытие зазоров (BBC).

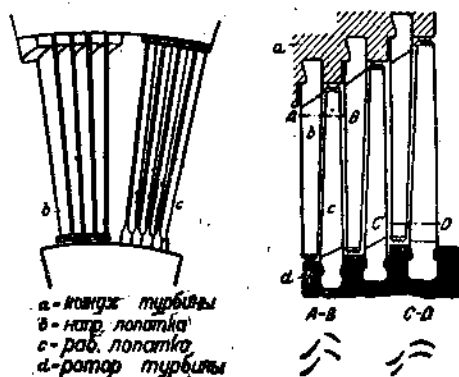


Рис. 182. Лопатки НД фирмы AEG.

требует тщательного исполнения. Отдельные проволоки в местах соприкосновения должны быть хорошо между собою связаны.

6. Особые формы лопаток. Такие формы необходимы при очень большой длине лопаток. Помимо уже упомянутого утонения лопатки по направлению к наружному концу (рис. 158—160), ширина у длинных лопаток убывает по направлению наружу либо только с одной стороны (рис. 171), либо с обеих сторон (рис. 182, AEG), причем и направляющие лопатки становятся уже по направлению к центру, чтобы зазор оставался неизменным.

Так как у длинных лопаток определившийся из диаграммы скоростей для среднего диаметра подвода пара входной угол у ножки лопатки и у конца лопатки уже не совпадает с направлением струи, потому что окружная скорость изменяется, а скорость пара остается без изменения, то на конце лопатки может возникнуть сильный удар об ее спинку. Это особенно заметно при влажном паре, так как водяные капельки имеют меньшую скорость, нежели пар ¹⁾.

Чтобы избежать этих недостатков и достигнуть повсюду одинаково хороших условий, исполняют лопатки с меняющимся входным углом (рис. 183) ²⁾, причем надо позаботиться о том, чтобы центры тяжести сечений расположены были на прямой, перпендикулярной к оси турбины. Меняющиеся углы видны также на рис. 182.

¹⁾ См. Z. V. d. I., 1927, стр. 664.

²⁾ Karrass, Die Bauteile der Dampfturbinen.

На рис. 184 показан способ для изменения углов (D. R. P. 300 829 фирмы ВВС и Кристлейна)¹⁾. Лопатку можно представлять себе как часть полого тела, внутренняя поверхность которого является эллиптическим цилиндром, а наружная — эллиптическим конусом, так что толщина увеличивается по направлению вниз (на рисунке представлен вид сверху). Вследствие этого входные углы увеличиваются по направлению вверх, а выходные — по направлению вниз, и сужение сечения у ножки становится меньше.

Другой способ, преследующий ту же цель, описан в патенте D. R. P. 296456.

Такие лопатки с меняющимися углами нельзя фрезеровать, их штампуют с небольшим запасом и затем шлифуют до требующихся размеров²⁾.

7. Материалы для рабочих лопаток. Выбор подходящего материала для рабочих лопаток имеет кардинальное значение в паротурбостроении; не только сопротивление нормальным усилиям, обусловленным центробежной силой и давлением на лопатку, определяет собою выбор материала, но и его способность выдерживать вибрации и воздействия пара, во-первых, при высокой температуре и, во-вторых, при влажности, а также химические влияния со стороны нечистого пара и кислот. При высоких температурах надо иметь в виду уменьшение прочности, в области насыщения возможно ржавление и разедание водяными каплями, увлеченными паром; эти последние имеют меньшую скорость, чем пар, и к тому же выбрасываются центробежной силой наружу, где они воздействуют на кромки лопаток.

Рис. 183. Меняющиеся углы лопаток.

Материалом служат различные сплавы, главным образом меди и стали, и со свойствами их надлежит считаться при выборе, сообразуясь с эксплуатационными условиями. Ценные сведения относительно свойств материалов содержатся в книге Лаше-Кизера³⁾.

Бронза, т. е. сплав меди с оловом, непригодна для турбинных лопаток; алюминиевая бронза, с 88% Cu, 9% Al и 3% Fe, тоже не оказалась пригодной, несмотря на свою большую прочность, так как она уже при умеренных температурах чувствительна к химическим влияниям.

Латунь, сплав меди с цинком, является материалом, применяемым очень часто, главным образом в виде патронной латуни с 72% Cu и 28% Zn, реже в виде латуни с 63% Cu и 37% Zn (для промежуточных тел). Содержание свинца придает ей хрупкость и не должно поэтому превосходить 0,1%.

Латунь можно тянуть в холодном виде, и она имеет то преимущество, что не ржавеет и легко поддается обработке; к химическим влияниям она тоже стойка. Но сопротивление разрыву у латуни невелико — у тянутой около 36 кг/мм², у литой 33 кг/мм², — и при повышении температуры оно к тому же понижается (рис. 185), так что при температуре выше 200° С латунь

¹⁾ Stodola, Dampf- und Gasturbinen.

²⁾ Хотя штамповка таких лопаток и дает более прочные изделия, но затруднения, возникающие при штамповке, и дороговизна заставили заводы выработать методы для получения таких лопаток при помощи резания. Такие лопатки изготавливаются, например, фирмой Метро-политен-Виккерс, Ленинградским металлическим заводом и заводом „Красный Путиловец“. Прим. Ред.

³⁾ Lasche-Kieser, Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen.

непригодна; для промежуточных тел она применяется до температуры 250° С. Неприменима также латунь для длинных лопаток, потому что сопротивление ее ослабевает от сотрясений; при продолжительной нагрузке возникает даже

кг х 18 мм

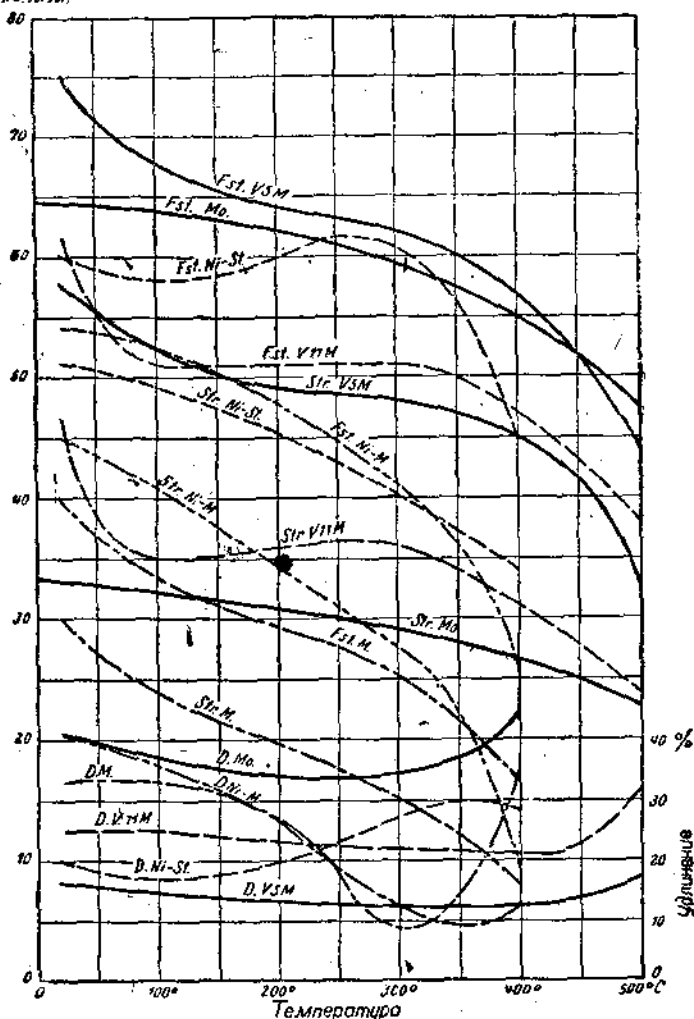


Рис. 185. Свойства материалов для лопаток.

Fst — сопротивление разрыву кг/мм², *Str* — предел текучести кг/мм², *D* — удлинение %, *M* — латунь, *Ni-M* — сплав никеля с латунью, *Ni-St* — никелевая сталь, *Mo* — моель-металл, *V5M* и *V7M* — сталь Круппа.

при умеренной температуре текучесть, значительно понижающая прочность на разрыв.

Никелевая латунь с 50% Cu, около 40% Zn, 10% Ni, по усмотрению — 0,1% Pb, обладает значительно большим сопротивлением, чем латунь — 54 кг/мм², предел текучести ее — 45 кг/мм², удлинение — 40%; поэтому она применима и для длинных лопаток при значительных усилиях, но опять-таки только при температурах не выше 200° С (рис. 185).

Никелевая медь с 79% Cu, 14% Ni, 4% Fe и 2% Mn обладает сопротивлением разрыву 44 кг/мм², пределом текучести 32 кг/мм² и удлинением 30%; она стойка к химическим влияниям и сохраняет прочность при вы-

соких температурах, а поэтому применима там, где не пригодна латунь. Обработка профиля должна производиться фрезами.

Монель-металл принадлежит к числу наиболее ценных материалов для лопаток; это имеющийся в Америке естественный сплав, добываемый из руд и содержащий приблизительно 67% Ni, 28% Cu и 5% других металлов. В нем нет ни цинка, ни олова, ни сурьмы. Прокатанный в горячем состоянии, монель-металл имеет сопротивление разрыву 55—65 кг/мм², предел текучести 34 кг/мм² и удлинение около 40%; твердость (нормально 150—190 по Бринеллю) и прочность на разрыв можно повысить холодной обработкой. Так как прочность мало изменяется при температурах вплоть до 400° С (см. рис. 185), то монель-металл подходит для высоких температур. Кроме того он очень хорошо сопротивляется химическим влияниям и не окисляется. Недостатком его является очень высокая цена (он чуть ли не вчетверо дороже 5%-ной никелевой стали).

Сталь применяется с примесями никеля, хрома и марганца; сиенс-мартеновская сталь и углеродистая сталь уже не применяются для лопаток разве что для промежуточных тел.

Никелевая сталь с высоким содержанием никеля оказалась непригодной; зато тигельная или электросталь с содержанием никеля не выше 5% обладает хорошими свойствами: сопротивлением разрыву—60 кг/мм², пределом текучести 45—55 кг/мм² и удлинением около 20%; материал прокатывается и перед прокаткой обтачивается для проверки отсутствия трещин. Он пригоден для высоких температур (рис. 185), но ржавеет от влажного пара.

Термическая обработка никелевой стали по правилам фирмы WUMAG: ковка при 950—1000°, затем отжиг при 630—650°, изгибание в горячую фрезерованных кусков при 630—650°, последний отжиг для устранения случайных напряжений при 600—630° с последующим охлаждением на воздухе.

Нержавеющая сталь. Для турбинных лопаток преимущественно применяется сталь Круппа, марка V5M, содержащая около 1% Ni, 0,5% Mn и 12—13% Cr с сопротивлением разрыву 75 кг/мм², пределом текучести 57 кг/мм² и удлинением 16% (10 · d). Эта сталь весьма пригодна для высоких температур, ибо прочность ее при температуре вплоть до 400° С изменяется весьма мало (см. кривые V5M на рис. 185); она приблизительно вдвое дешевле монель-металла, но менее кислотоупорна (при кислотосодержащей воде может оказаться более применимой сталь марки V2A).

Термическая обработка по данным Круппа или WUMAG. Ковка: медленный подогрев до 800°, затем быстрое доведение до начальной температурыковки 1110—1150°; во время ковки не давать охлаждаться ниже 900°. Отжиг с целью механической обработки (фрезеровки): медленно и равномерно нагревать приблизительно до 750—780°, охлаждать в воздухе или печи. Изгибать вгорячую при 850—900°; отвердевание предотвращается последующим отжигом при 670—700°; отжиг с целью механической окончательной обработки при 650—680°; в дальнейшей термической обработке надобности нет.

Наряду со сталью марки V5M фирма Крупп изготавливает еще несколько более мягкую нержавеющую хромовую сталь марки V11M, подходящую для изготовления лопаток, подвергающихся меньшим усилиям, и направляющих лопаток; ее можно также заливать в чугуны. Сопротивление на разрыв у нее равно около 60 кг/мм², предел текучести—45 кг/мм² и удлинение—25% (5 · d); свойства эти мало изменяются при температурах вплоть до 350°, рис. 185 (по данным фирмы Фридрих Крупп).

Биметалл (стальная жила, охваченная латунью) в виду затруднительности изготовления применяется только в качестве связывающей проволоки, скрепляющей лопатки.

В итоге можно сказать следующее о выборе материала:

В части высокого давления: при 275° С — 5%-ная никелевая сталь, при более высоких температурах и значительных напряжениях — сталь марки V5M (или монель-металл).

В части низкого давления: при температурах ниже 200° и при незначительных усилиях (500 кг/см²) — латунь, при значительных напряжениях — никелевая латунь и при напряжении 1000 кг/см² — никелевая сталь, а при насыщенном, сильно влажном паре — сталь марки V5M или монель-металл.

8. Расчет рабочих лопаток на прочность. Усилия, которым лопатки подвергаются в работе, сводятся к статическим, обусловленным центробежной силой, давлением пара и давлением трения, и динамическим, обусловленным вибрацией лопаток вследствие сотрясений, вибрацией ротора и дисков, а также периодическими импульсами пара при протекании вдоль кромок направляющих лопаток и особенно при парциальном подводе пара.

Изгибающее давление пара представляет собой результирующую отклоняющего давления и давления трения (см. рис. 14, стр. 21), в реактивных же турбинах сюда присоединяется избыточное давление в осевом направлении (осевое давление). Результирующая P может быть разложена на две составляющие (рис. 186): усилие по касательной к окружности P_a и осевое усилие P_o , величину которого можно определить по диаграмме скоростей (рис. 44 стр. 42). Наряду с этим может еще действовать избыточное давление (реакция) P_a .

Если z означает число лопаток, к которым подводится пар, при z , лопатках на окружности, L_u кгм/кг — мощность на ободе, $G_{сек}$ — секундное количество пара и u м/сек — окружную скорость, то полная мощность на окружности равна:

$$L_u \cdot G_{сек} = P_a \cdot u z \text{ м/кг,}$$

откуда

$$P_a = \frac{L_u \cdot G_{сек}}{u z} \text{ кг,}$$

или при L_u согласно уравнению (44), стр. 43,

$$P_a = \frac{u (w_{1a} + w_{2a}) G_{сек}}{g u z} = \frac{G_{сек}}{g z} (w_{1a} + w_{2a}) \text{ кг.} \quad (3)$$

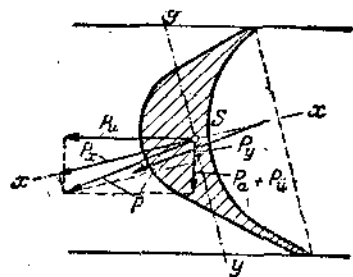


Рис. 186. Расчет лопатки.

Вместо z можно также ввести в расчет дугу подвода пара l_b , так как $z t_s = l_b$ или $z = l_b : t_s$, где t_s означает шаг лопаток; при полном подводе пара имеем: $z = z_s = \pi D : t_s$.

Подобным же образом можно определить осевое усилие P_o , нужно только вместо $(w_{1a} + w_{2a})$ подставить разность $(w_{1a} - w_{2a})$, так как обе скорости имеют одинаковое направление (см. вывод L_u из закона импульса силы, стр. 43). Тогда имеем:

$$P_o = \frac{G_{сек}}{z g} (w_{1a} - w_{2a}) \text{ кг.} \quad (3a)$$

У реактивных же турбин в большинстве случаев $w_{1a} = w_{2a}$, так что $P_o = 0$, зато действует избыточное давление P_a ; если разность давлений с обеих сторон лопаток равна $p_1 - p_2$ и свободная длина лопатки равна l , то

$$P_a = l t (p_1 - p_2) \text{ кг.} \quad (3b)$$

Тогда результирующее давление на лопатку

$$P = \sqrt{P_a^2 + (P_a + P_d)^2}, \quad (4)$$

причем P_a или P_d может быть равно нулю.

Чтобы определить изгибающие моменты, нужно разложить P на составляющие P_a и P_y в направлении главных осей инерции $X-X$ и $Y-Y$. Точное определение главных осей инерции очень сложно. Для упрощения считают, что ось Y для наименьшего момента инерции расположена параллельно линии, соединяющей края лопаток (рис. 186), что ось X , разумеется, перпендикулярна к ней и что обе они проходят через центр тяжести профиля S . Так как направление P обычно проходит не через центр тяжести, то возникает вращающий момент, которым, однако, можно пренебречь, тем более, что лопатки удерживаются бандажом или связывающей проволокой; допускают, что сила P проходит через S . Далее, изгибающее усилие около оси X мало по сравнению с изгибающим усилием около оси Y , так что первым из них можно пренебречь и далее считать $P_x = P$. Тогда изгибающий момент равен:

$$M_b = P \cdot \frac{l}{2} = W_y \cdot \sigma_b \quad (5)$$

и напряжение

$$\sigma_b = \frac{Pl}{2W_y} \text{ кг/см},$$

где l означает длину лопатки.

Момент сопротивления W_y нужно для каждого профиля определить раз навсегда. Для этого можно воспользоваться графическим способом Мора ¹⁾. По другому простому способу, с помощью „интегратора“, тоже легко определить этот момент ²⁾.

Усилия на растяжение обусловлены центробежной силой:

$$C = C_b + C_s = f \cdot \sigma_z \text{ кг},$$

где f означает подвергающееся усилию сечение, $C_b = G_b \omega^2 R_b : \text{г кг}$ — центробежную силу бандажа с весом G_b , приходящимся на каждую лопатку, R_b — расстояние центра тяжести от оси вращения, $C_s = G_s \omega^2 R_s : \text{г кг}$ — центробежную силу лопатки с весом G_s над минимальным сечением у ножки, R_s — расстояние центра тяжести, которое при неизменном сечении лопатки несколько меньше диаметра расчетной окружности, а при изменяющемся сечении может быть определено посредством взвешивания. Для угловой скорости нужно ввести максимально возникающее число оборотов $\omega = n_{\max} : 30$, которое на 10—15% выше номинального числа оборотов (см. предохранительный регулятор).

Растягивающее напряжение равно $\sigma_z = C : f \text{ кг/см}$, и должно быть соблюдено условие $\sigma_b + \sigma_z = \sigma_{\text{доп}}$, причем

$\sigma_{\text{доп}} = 500$	кг/см для латуни,
" = 800	" " никелевой латуни,
" = 1200	" " никелевой стали,
" = 1500	" " нержавеющей стали и монель-металла.

¹⁾ См. Bach-Baumann, Elastizität und Festigkeit, 9 Aufl., стр. 241.

²⁾ См. Johow-Förster, Hilfsbuch für den Schiffsbau, 4 Aufl., стр. 227.

Далее должно быть проверено удельное давление на поверхностях прилегания, причем в расчет должна быть принята центробежная сила всей лопатки. Допустимое удельное давление на поверхность k таково:

при латуни $k = 800 - 1000$ кг/см,
при никелевой латуни $k = 1500$ кг/см,
при никелевой стали, нержавеющей стали и монель-металле $k = 2000$ кг/см.

Понизить усилия, а значит, и удельное давление на поверхность можно путем применения сужающихся по направлению наружу лопаток, изготовления лопатки и промежуточного тела из одного куска, постепенного сокращения ширины лопатки и многократной поверхности прилегания у ножки (рис. 159).

На рис. 187 дано сопоставление центробежных сил и воздействий на материал при сужающейся лопатке с заодно с нею откованным промежуточным телом и при лопатке неизменного сечения с отдельным промежуточным телом.

Динамические усилия, обусловленные вибрациями, с трудом поддаются анализу, так как зависят от различных обстоятельств.

Непрерывно нужно предотвращать совпадение числа собственных колебаний лопатки с числом импульсов. Наименьшее теоретическое число колебаний в секунду заземленной с одной стороны лопатки, имеющей массу $m = G/g$, свободную длину l и момент инерции J , равно

$$n_{\text{сек}} = 0,560 \sqrt{\frac{J E}{m l^3}} \quad (6)$$

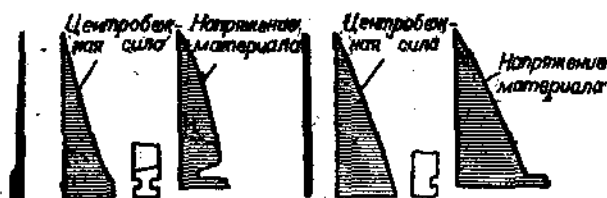


Рис. 187. Центробежные силы и воздействия на лопатку.

Ссылаемся на относящуюся к этому вопросу литературу¹⁾.

Амплитуда колебаний уменьшается при применении бандажей и связывающих проволок, но надо также считаться со свойствами материала и выбирать его надлежащим образом.

III. Рабочие колеса.

Наряду с лопатками рабочие колеса представляют собою те части турбины, которые подвергаются наибольшим воздействиям и поэтому требуют точного определения возникающих напряжений, надлежащих размеров, выбора подходящего материала и тщательного изготовления. Надо различать 3 части рабочего колеса: обод, диск и ступицу. Так как обод только при небольших окружных скоростях способен выдерживать свою собственную центробежную силу и центробежную силу укрепленных на нем лопаток, то часть этих усилий должен принимать на себя диск и передавать их ступице. Задача конструирования и расчета заключается в таком назначении размеров, при котором бы получилось наилучшее использование материала, в сочетании с достаточной прочностью, и в то же время предотвращена была вибрация дисков, так как в противном случае можно было бы опасаться задевания их за диафрагмы или опасных вибраций лопаток²⁾.

¹⁾ Stodola, I. c., 5 изд. стр. 296, Jahrbuch der Schiffbautechn. Ges., 1914, стр. 113, и 1916, стр. 154 и 201. Z. V. d. L., 1926, стр. 1375; Dr. W. Hort, Schwingungen der Räder und Schaufeln.

²⁾ А также и при достаточно больших зазорах вокруг дисков, — усталости материала и последующего разрушения дисков. Прим. ред.

А. Расчет рабочих колес.

1. Обод колеса. Обод должен быть снабжен пазом в соответствии с формой ножки лопатки или, если лопатки на нем сидят верхом (рис. 176), иметь соответственную форму. Центробежная сила лопаток и собственная центробежная сила обода вызывают растягивающие и изгибающие усилия. Обычно составляют эскиз формы обода и затем определяют усилия. Если ножка лопатки имеет л-образную форму (рис. 188), то в сечениях 1—1 возникают усилия на растяжение и изгиб (вследствие эксцентрического растяжения), а в сечении 2—2 — усилия на изгиб и на срез. При другой форме ножки надо принимать во внимание направление составляющих сил. Так,

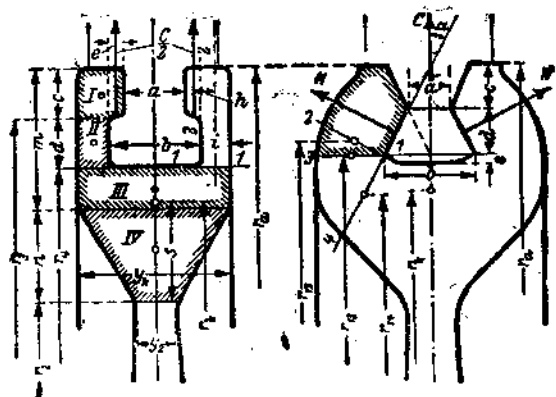


Рис. 188 и 189. Расчет обода колеса.

например, при ножке в форме ласточкина хвоста (рис. 189) составляющая центробежной силы лопатки $N = C : 2 \sin \alpha$ изгибает сечения 1—2, 1—3, 1—4, и сечение 1—3 подвергает еще растяжению силой $C/2$.

Для упрощения расчета можно отнести всю центробежную силу лопаток с бандажом и промежуточными телами к 1 см окружности в рассматриваемом сечении, т. е. допустить, что обод разделен радиальными щелями, так что возникают одни лишь радиальные напряжения, оставляя сперва без внимания возникающие отсюда тангенциальные напряжения.

Если G означает центробежную силу лопаток, промежуточных тел и бандаж, приходящуюся на 1 см окружности в сечении 1—1 (рис. 188), то имеем:

$$C = \frac{G_s z_s r_s \omega^2}{g 2 \pi r_4} \text{ кг,}$$

где G_s означает вес одной лопатки с промежуточным телом и бандажом, z_s — число лопаток, r_s — расстояние центра тяжести этих частей и r_4 — радиус сечения 1—1; сюда присоединяется центробежная сила C_2 , вызываемая частью обода слева от 2—2, $\left(\mu = \frac{r}{g}\right)$:

$$C_2 = e c 1 \mu (r_a - 0,5 e) \omega^2 \text{ кг.}$$

Так как изгибающий момент равен:

$$M_b = \left(\frac{C}{2} + C_2\right) h = W \sigma_b = i^2 \cdot \frac{1}{6},$$

то отсюда можем вывести напряжение σ_b от изгиба. Усилие на растяжение обусловлено еще центробежной силой сечения 1—1 $(c + d)$:

$$C_1 = i (c + d) \cdot 1 \mu [r_a - 0,5 (c + d)] \omega^2 \text{ кг,}$$

так что напряжение от растяжения надо определять из условия равновесия между силами и напряжениями:

$$\sigma_2 \cdot f = (0,5C + C_1 + C_2) \text{ при } f = l \cdot 1 \text{ см}^2.$$

При этом должно быть соблюдено условие $\sigma_{\text{доп}} \geq \sigma_b + \sigma_2$, причем

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{доп}} &= 1000 \text{ кг/см для сиенс-мартеновской стали,} \\ \sigma_{\text{доп}} &= 1500 \text{ кг/см для никелевой стали.} \end{aligned}$$

Подобным же образом можно определять напряжение от изгиба в сечении 2—2¹); напряжение на срез обычно незначительно.

Напряжение от изгиба в сечении 1—1 можно почти совершенно устранить, если лопатки и промежуточные тела не дают боковым сторонам отгибаться (рис. 159, стр. 180).

Аналогично можно вести расчет обода по рис. 189.

Лопатки вызывают на поверхности заплечиков давление, которое не должно превосходить допустимое значение; если центробежная сила лопаток равна $0,5 C$, то удельное давление на поверхность равно $p_s = 0,5 C : f_a$, где f_a — поверхность прилегания у ножки лопатки. Поверхность эта, особенно при листовых лопатках, в большинстве случаев мала, так что при значительных усилиях приходится лопатки изготовлять заодно с промежуточным телом, и тогда поверхность прилегания значительно увеличивается (нужно, однако, считаться тогда и с центробежной силой промежуточного тела), или же применять многократную поверхность прилегания (рис. 159, стр. 180). Допустимое удельное давление на поверхность может составлять:

1200—1500 кг/см для сименс-мартеновской стали,
1800—2000 кг/см для никелевой стали.

Пример 1. Пусть согласно рис. 188 $a = 10$ мм, $b = 15$ мм, $c = d = 7$ мм, $y_k = 24$ мм при диаметре расчетной окружности $D = 1,9$ м и $n = 1500$ об. в мин.; $z_s = 500$, вес одной лопатки с промежуточным телом и бандажом пусть равен $G_s = 55$ г, расстояние центра тяжести от нижней кромки ножки 26 мм, $r_a = 92$ см. Тогда $r_s = 92 + 1,3 = 93,3$ см (на две выточки допущен зазор 1 мм между ножкой и ободом) и при повышении числа оборотов на 150%, т. е. при $n_{\max} = 1,15 \cdot 1500 = 1725$, имеем $\omega = 1725 \cdot \frac{\pi}{30} = 180,5$ и $\omega^2 = 32580$. Таким образом центробежная сила одной лопатки:

$$C_s = 0,055 \cdot 32580 \cdot 0,933 : 9,81 = 170 \text{ кг};$$

будучи отнесена к 1 см окружности сечения 1—1 ($r_k = 90,6$ см), она равна:

$$C = 0,5 C_s \cdot 500 : 2\pi \cdot 90,6 = 75 \text{ кг}.$$

Вдобавок усилие на изгиб вызывается расположенной слева, от 2—2 частью, весом $G_1 = 0,7 \cdot 0,25 \cdot 1 \cdot 8,4 = 1,48$ г = 0,00148 кг, если $\gamma = 8,4$ г/см³, с центробежной силой $C_2 = 0,00148 \cdot 32500 \cdot 0,9165 : 9,81 = 5$ кг.

Таким образом из изгибающего момента

$$M_b = (75 + 5) \cdot 0,35 = W \sigma_b,$$

$$(h = 0,35 \text{ см}),$$

где

$$W = 0,45^3 \cdot 1 : 6 = 0,0337 \text{ см}^3.$$

получается напряжение на изгиб:

$$\sigma_b = 80 \cdot 0,35 : 0,0337 = 831 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение на растяжение обусловлено не только силами $\frac{C}{2}$ и C_2 , но и весом боковой стороны $0,45 \cdot 1,4 \cdot 8,4 = 5,3$ г = 0,0053 кг с центробежной силой $C_1 = 0,0053 \cdot 32580 \cdot 0,913 : 9,81 = 16$ кг, и так как сечение $0,45 \cdot 1 = 0,45$ см², то растягивающее напряжение равно $\sigma_z = (75 + 5 + 16) : 0,45 = 213$ кг/см²; следовательно, общее напряжение равно $\sigma_b + \sigma_z = 831 + 213 = 1044$ кг/см².

Удельное давление на поверхность, если лопатка и промежуточное тело исполнены за одно целое, при $r_3 = r_a - c = 92 - 0,7 = 91,3$, равно:

$$p_s = C_s' \cdot z_s : 2e \cdot \pi r_3 = 170 \cdot 500 : 2 \cdot 0,25 \cdot 2\pi \cdot 91,3 = 297 \text{ кг/см}^2.$$

¹) Во многих случаях не удается получить приемлемых размеров щек обода диска при этих напряжениях и, принимая во внимание сделанное упрощение в расчете, приходится допускать напряжение до 2000 кг/см² для углеродистой стали и до 3000 кг/см² для хромоникелевой стали. Прим. ред.

Если бы исполнить лопатку в виде лопатки с постоянной толщиной $\delta = 3$ мм у ножки с отдельным промежуточным телом, то при весе лопатки и бандажа $G'_s = 40$ г, предположив, что центр тяжести находится на расчетной окружности, мы получили бы центробежную силу

$$C'_s = \frac{G'_s}{g} \cdot r \cdot \omega^2 = \frac{0,040}{9,81} \cdot 0,95 \cdot 32,500 \cong 126 \text{ кг}$$

и

$$p_s = C'_s : 2 \cdot e \cdot \delta = 126 : 2 \cdot 0,25 \cdot 0,3 = 842 \text{ кг/см}^2.$$

Пример 2. Пусть согласно рис. 189 $a = 7$ мм, $b = 14$, $c = 6$, $d = 7$ мм, диаметр расчетной окружности $D = 1,2$ м, $n = 3000$ с повышением 150%, число лопаток 315, вес с бандажом и промежуточным телом $G'_s = 42$ г, расстояние центра тяжести от расчетной окружности 11 мм, следовательно $r_s = 58,9$ см; далее $r_a = 58,6$ см, $r_{12} = 57,6$ см, $r_{18} = 57,35$ см и $r_{14} = 56,65$ см, толщина обода $1-2 = 12$ мм, $1-3 = 13$ мм и $1-4 = 15,5$ мм, $\alpha = 26^\circ 30'$. Тогда центробежная сила лопаток, приходящаяся на одну лопатку ($\omega = 1,15 \cdot 3000 \cdot \frac{\pi}{30} = 361$, $\omega^2 = 130321$ (равна:

$$C_s = 0,042 \cdot 130321 \cdot 0,589 : 9,81 = 326 \text{ кг},$$

и нормальная сила $N_s = C_s : 2 \sin \alpha = 364$ кг. Таким образом напряжение в сечении $1-2$:

$$N = \frac{364 \cdot 315}{2\pi \cdot 57,6} = 317 \text{ кг на 1 см окружности},$$

$$M_b = 317 \cdot 0,5 = W \cdot \sigma_b \text{ и при } W = 1 \cdot 1,2^2 : 6 = 0,24 \text{ см}^3,$$

$$\sigma_b = 317 \cdot 0,5 : 0,24 = 628 \text{ кг/см}^2;$$

в сечении $1-3$:

$$N = \frac{364 \cdot 315}{2\pi \cdot 57,35} = 318 \text{ кг, плечо рычага} = 0,8 \text{ см},$$

$$W = 1 \cdot 1,3^2 : 6 = 0,282 \text{ см}^3$$

и

$$\sigma_b = 318 \cdot 0,8 : 0,282 = 900 \text{ кг/см}^2,$$

в сечении $1-4$:

$$N = \frac{364 \cdot 315}{2 \cdot \pi \cdot 56,65} = 323 \text{ кг, плечо рычага} = 1,25,$$

$$W = 1 \cdot 1,55^2 : 6 = 0,40 \text{ см}^3$$

и

$$\sigma_b = 323 \cdot 1,25 : 0,4 = 1000 \text{ кг/см}^2.$$

Сюда еще присоединяются незначительное напряжение на изгиб, обусловленное эксцентрическим растяжением, и напряжение на растяжение, вызываемое заштрихованной частью обода.

После того как верхние размеры обода определились, в остальной части ему придают такую форму, чтобы он плавно переходил в диск. Для определения напряжений в сечении обода надо найти площадь этого сечения и положение центра тяжести. Определить положение центра тяжести можно по моментам площадей.

Если через $f_I, f_{II} \dots$ обозначить площади $I, II \dots$ на рис. 188 и через $s_I, s_{II} \dots$ расстояния центров тяжести этих площадей от некоторой основной линии, например от внутреннего края обода с радиусом r_2 , то имеем, обозначив через $f_k = 2f_I + 2f_{II} + \dots$ сечение обода и через s — общее расстояние центров тяжести от r_2 :

$$2f_I \cdot s_I + 2f_{II} \cdot s_{II} + \dots = f_k \cdot s,$$

откуда

$$s = (2f_I s_I + 2f_{II} s_{II} + \dots) : f_k \quad (7)$$

и

$$r_k = r_2 + s.$$

Пример. Пусть при обозначениях согласно рис. 188 $a = 10$, $b = 15$, $c = d = 7$, $m = 20$, $r_1 = 25$ мм, $y_2 = 8$ мм, $y_k = 24$ мм, $r_2 = 87,5$ мм.

Сечение обода равно:

$$f_k = 2f_1 + 2f_{II} + f_{III} + f_{IV} = 2 \cdot 7 \cdot 7 + 2 \cdot 7 \cdot 4,5 + 6 \cdot 4 + 25 \cdot (24 + 8) : 2 = 98 + 63 + 144 + 400 = 705 \text{ мм}^2 = 7,05 \text{ см}^2$$

$$s = \frac{98 \cdot 41,5 + 63 \cdot 34,5 + 144 \cdot 28 + 400 \cdot 14,6}{705} \approx 2,29 \text{ мм} = 2,29 \text{ см},$$

так что

$$r_s = r_2 + s = 87,5 + 2,29 \approx 89,8 \text{ см}.$$

Если бы обод представлял собой свободно вращающееся кольцо, не связанное с диском, то напряжение на окружности (тангенциальное напряжение), обусловленное его собственной центробежной силой, в предположении равномерного распределения (см. расчет барабанов на стр. 211), было бы равно:

$$\sigma_u = \mu \omega^2 r_k^2 = \mu u^2 \text{ кг/см}^2;$$

сюда присоединилось бы еще обусловленное лопатками напряжение, относенное к окружности центров тяжести:

$$\sigma_{rs} = C_s \cdot z_s : 2\pi r_k \cdot y_k \text{ кг/см}^2. \quad (8)$$

Будучи распределена на половине окружности, сила, действующая в двух диаметрально-противоположных сечениях (рис. 205, стр. 211), равна:

$$\int_0^{180^\circ} \sigma_{rs} \cdot r_k \sin \varphi \cdot y_k d\varphi = 2\sigma_{rs} y_k \cdot r_k = 2f_k \sigma_{rs}$$

и тангенциальное напряжение:

$$\sigma_{ts} = \sigma_{rs} \cdot \frac{y_k}{f_k} \cdot r_k \text{ кг/см}^2; \quad (9)$$

тогда общее напряжение равно:

$$\sigma_t = \sigma_u + \sigma_{ts}.$$

В примере 1, стр. 195, мы имели бы:

$$\sigma_u = \mu \omega^2 r_k^2 = \frac{0,0084}{981} \cdot 32580 \cdot 89,8^2 = 2250 \text{ кг/см}^2,$$

$$\sigma_{rs} = \frac{170 \cdot 500}{2\pi \cdot 89,8 \cdot 2,4} = 62,8 \text{ кг/см}^2,$$

$$\sigma_{ts} = 62,8 \cdot \frac{2,4}{7,05} \cdot 89,8 = 1924 \text{ кг/см}^2.$$

Отсюда видно, что обод сам не мог бы выдерживать свои усилия.

2. Диск подвижного колеса. Диск подвергается радиальному воздействию радиальной силой R вследствие напряжения в обode и собственной центробежной силой F , и тангенциальному воздействию силами T , как составляющими.

Если $\mu = \frac{\gamma}{g}$ означает удельную массу, т. е. приходящуюся на единицу объема (1 см³) массу при величине γ , выраженной в кг/см³, и $g = 981$ см/сек²,

а ω — угловую скорость, то на элемент диска (рис. 190) воздействуют радиальные напряжения σ_r и тангенциальные напряжения σ_t , т. е. силы $R = \sigma_r x d\varphi$ внутри, $R + dR = (\sigma_r + d\sigma_r)(y + dy)(x + dx) d\varphi$ снаружи, $T = \sigma_t \cdot y dx$ и центробежная сила $F = \mu y x d\varphi dx \omega^2 x^2$.

Пренебрегая бесконечно малыми членами высшего порядка, имеем:

$$R + dR = (\sigma_r y x + \sigma_r dy x + \sigma_r y dx + d\sigma_r y x) d\varphi.$$

Из условия равновесия сил, действующих на элемент диска, следует:

$$R + dR - R - T d\varphi + F = 0,$$

где $2T \sin \frac{d\varphi}{2} = 2T \frac{d\varphi}{2} = T d\varphi$ означает сумму радиальных составляющих T , подставив и сократив на $d\varphi$, имеем:

$$\sigma_r y x + \sigma_r dy x + \sigma_r y dx + d\sigma_r y x - \sigma_r y x - \sigma_r y dx + \mu y dx \omega^2 x^2 = 0.$$

или

$$\sigma_r x \frac{dy}{dx} + \sigma_r y + y x \frac{d\sigma_r}{dx} - \sigma_r y + \mu y \omega^2 x^2 = 0,$$

$$\frac{d}{dx}(xy\sigma_r) - \sigma_r y + \mu y \omega^2 x^2 = 0. \quad (10)$$

Напряжениями вызываются удлинения ϵ , которые, согласно теории упругости, вызывают в нормальном к ним направлении сжатия $\nu\epsilon$. Радиальное растяжение напряжением σ_r равно $\alpha\sigma_r$, если α означает коэффициент удлинения ($\alpha = \frac{1}{E}$, E — модуль упругости), и тангенциальное напряжение одновременно вызывает поперечное сжатие $\nu\epsilon_t$. Тогда относительное удлинение равно:

$$\text{радиальное} \dots \dots \epsilon_r = \alpha(\sigma_r - \nu\sigma_t) \quad (11a)$$

$$\text{тангенциальное} \dots \dots \epsilon_t = \alpha(\sigma_t - \nu\sigma_r) \quad (11b)$$

Если ξ означает вызванное удлинением перемещение, то внутренняя окружность очень тонкого кольца с радиусом x увеличивается от $2\pi x$ до $2\pi(x + \xi)$, и относительное удлинение на окружности равно:

$$\epsilon_r = \frac{2\pi(x + \xi) - 2\pi x}{2\pi x} = \frac{\xi}{x}. \quad (12)$$

Под действием большего напряжения с наружной стороны кольца $\sigma_r + d\sigma_r$ наружный радиус $x + dx$ испытывает перемещение $\xi + d\xi$, иными словами, толщина кольца dx станет равной $dx + d\xi$, так что ее удлинение будет равно:

$$\epsilon_r = \frac{dx + d\xi - dx}{dx} = \frac{d\xi}{dx}. \quad (13)$$

1) Вообще $F = m r \omega^2 = \frac{\gamma V}{g} r \omega^2$, причем $V = y \cdot x d\varphi \cdot dx$, так как $x d\varphi$ — это внутренняя длина дуги.

Подставив эти значения в уравнения (11a, b), получаем $\left(E = \frac{1}{\alpha}\right)$:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_r + \nu \varepsilon_t) = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{d\xi}{dx} + \nu \frac{\xi}{x} \right), \quad (14a)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_t + \nu \varepsilon_r) = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\nu \frac{d\xi}{dx} + \frac{\xi}{x} \right). \quad (14b)$$

Подстановка в уравнение (10) даст:

$$\frac{d^2 \xi}{dx^2} + \left[\frac{d(\ln y)}{dx} + \frac{1}{x} \right] \frac{d\xi}{dx} + \left[\frac{\nu}{x} \cdot \frac{d(\ln y)}{dx} - \frac{1}{x^2} \right] \xi + \frac{\mu \omega^2 x (1-\nu^2)}{E} = 0. \quad (15)$$

Уравнения (14a, b) и (15) служат для определения неизвестных величин, когда вводятся условия для напряжений. Можно либо задаться размерами диска и определить напряжения, либо предписать напряжения и толщину диска в одном месте и определить форму его.

Согласно уравнениям (14a, b) напряжения зависят друг от друга через функцию от ξ ; из уравнений (11b) и (12) имеем $\xi = (\sigma_t - \nu \sigma_r) x \alpha$ и, приравняв производную от этой величины значению из уравнения (13), получаем:

$$\frac{d\sigma_t}{dx} - \nu \frac{d\sigma_r}{dx} = (1+\nu) \frac{\sigma_r - \sigma_t}{x}, \quad (16)$$

откуда, если задаться одним напряжением в зависимости от x , то определяется другое.

а) Диск равного сопротивления. У такого диска радиальные и тангенциальные напряжения должны иметь повсюду одинаковые значения, т.е. $\sigma_r = \sigma_t = \sigma$; тогда $\frac{d\sigma}{dx} = 0$, и поэтому уравнение

(10) переходит в

$$\alpha x \frac{dy}{dx} + \sigma y + \nu x \frac{d\sigma}{dx} - \sigma y + \mu y \omega^2 x^2 = 0,$$

$$\frac{dy}{dx} + \frac{\mu \omega^2}{\sigma} xy = 0$$

с общим решением

$$y = y_a e^{-\frac{\mu \omega^2}{2\sigma} x^2},$$

(17)

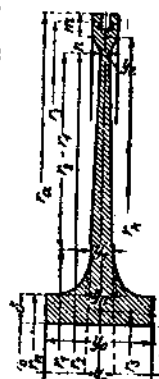


Рис. 191. Расчет диска.

где y_a означает толщину диска по оси вала, рис. 191 ($x=0$). Если толщина диска y_2 для $x=r_2$ предписана, то

$$y_a = y_2 e^{\frac{\mu \omega^2}{2\sigma} r_2^2}, \quad (17a)$$

и на расстоянии $x=r_1$

$$y_1 = y_2 e^{\frac{\mu \omega^2}{2\sigma} (r_2^2 - r_1^2)} \quad (17b)$$

или

$$\lg \frac{y_1}{y_2} = 0,434 \frac{\mu \omega^2}{2\sigma} (r_2^2 - r_1^2). \quad (17c)$$

Подобным же образом относительное удлинение должно быть во всех направлениях одинаково, и линейное растяжение составляет [из уравнений (11a, b) и (12)]:

$$\varepsilon = (1 - \nu) \alpha \chi. \quad (18)$$

Чтобы рассчитать диск, надо принять во внимание пограничные условия, т. е. напряжение от обода и от лопаток.

Если σ_r — относительное напряжение по уравнению (8), отнесенное к окружности центров тяжести обода, то приходящееся на 1 см этой окружности напряжение равно $\sigma_r \cdot y_k$; напряжение от центробежной силы обода равно $\mu f_k \cdot 1 \cdot r_k \omega^2$, и действующее при переходе к диску напряжение, отнесенное к окружности центров тяжести, равно $\frac{\sigma_r y_k r_2}{r_k}$, где y_2 означает толщину диска для r_2 . Тогда на 1 см окружности действует радиально наружу сила:

$$q_1 = \sigma_r y_k + \mu f_k r_k \omega^2 - \sigma_r y_2 \cdot \frac{r_2}{r_k}. \quad (19)$$

Из условия равновесия сил и напряжений на одной половине обода следует:

$$2 f_k \sigma_t = \int_0^{180^\circ} q_1 r_k \sin \varphi d\varphi = q_1 2 r_k \text{ или } \sigma_t = \frac{q_1 r_k}{f_k}. \quad (20)$$

Кроме тангенциального напряжения, лопатки вызывают еще радиальное напряжение, которое на торцах обода составляет $\sigma_r = \sigma_r \cdot \frac{y_k}{2l}$ (рис. 188) и постепенно переходит в σ для r_2 ; если среднее значение этих напряжений обозначить через σ_{rm} , то удлинение окружности обода:

$$\varepsilon_t = (\sigma_t - \nu \sigma_{rm}) \alpha = \frac{\xi_k}{r_k}.$$

Радиальное перемещение ξ_2 для r_2 можно приравнять ξ_k для r_k , тогда

$$\xi_2 = (\sigma_t - \nu \sigma_{rm}) r_k \alpha. \quad (21)$$

Но по уравнению (18) перемещение края обода:

$$\xi_2' = (1 - \nu) r_2 \alpha,$$

и так как, вследствие связи обода с диском, должно существовать равенство $\xi_2 = \xi_2'$, то из уравнений (19), (20) и (21) следует напряжение:

$$\sigma = \frac{\sigma_r y_k r_k^2 + \mu r_k^3 f_k \omega^2 - \nu \sigma_{rm} r_k f_k}{(1 - \nu) r_2 f_k + y_2 r_2 r_k}.$$

Последний член в числителе можно опустить, т. е. пренебречь радиальным напряжением от лопаток в обода, тогда

$$\sigma = \frac{\sigma_r y_k r_k^2 + \mu r_k^3 f_k \omega^2}{(1 - \nu) r_2 f_k + y_2 r_2 r_k}, \quad (22)$$

где $\nu = 0,3$; для дальнейшего упрощения можно положить $r_2 = r_k$ и разделить на r_k числитель и знаменатель.

Если для r_2 толщина диска была принята равной y_2 , то с помощью σ из уравнения (22) можно определить толщину диска в любом месте по уравнению (17b) или (17c).

Пример. Пусть при тех же условиях, как в примере 1, стр. 196 и 197, имеем далее по рис. 188 и 191 $m = 20$, $n = 25$, $y_2 = 8$ мм, $r_2 = 87,5$, т. е. $r_k = 89,8$, $r_1 = 26,5$ мм (начало перехода к ступице); согласно стр. 197 мы имели $\sigma_{rs} = 62,8$ кг/см², $\mu\omega^2 = 0,279$, следовательно

$$\sigma_2 = \frac{62,8 \cdot 2,4 \cdot 89,8^2 + 0,279 \cdot 89,8^2 \cdot 7,05}{0,7 \cdot 87,5 \cdot 7,05 + 0,8 \cdot 87,5 \cdot 89,9} = 540 \text{ кг/см}^2.$$

При той же прочности толщина для r_1 должна быть по уравнению (17b) или (17c) равна:

$$\lg \frac{y_1}{y_2} = \frac{0,434 \cdot 0,279}{2 \cdot 540} (87,5^2 - 26,5^2) = 0,77,$$

$$\frac{y_1}{y_2} = 5,9, \quad y_1 = 5,9 \cdot 8 = 47,2 \text{ мм},$$

у ступицы с $r_n = 200$ мм:

$$\lg \frac{y_n}{y_2} = \frac{0,434 \cdot 0,279 \cdot (87,5^2 - 20^2)}{2 \cdot 540} = 0,803,$$

$$\frac{y_1}{y_2} = 6,37, \quad y_n = 8 \cdot 6,37 = 50,95 = 51 \text{ мм},$$

и по оси вала:

$$\lg \frac{y_a}{y_2} = \frac{0,434 \cdot 0,279 \cdot 87,5^2}{1080} = 0,848,$$

$$\frac{y_a}{y_2} = 7,07; \quad y_a = 8 \cdot 7,07 = 56,56 = 57 \text{ мм};$$

смещение для r_2 по уравнению (18):

$$\epsilon_2 = \frac{(1 - \nu) \sigma \cdot r_2}{E} = \frac{0,7 \cdot 540 \cdot 87,5}{2200000} = 0,0152 \text{ см} = 0,152 \text{ мм}.$$

В большинстве случаев боковое очертание сечения диска делают прямолинейным и тогда напряжение уже не повсюду одинаково; если толщина незначительно, расходуется с определившеюся для одинаковых напряжений, то можно приближенно определить напряжение по уравнению (17b) для расстояния r_1 :

$$\sigma_1 = 0,434 \frac{\mu\omega^2 (r_2^2 - r_1^2)}{2 \lg \frac{y_1}{y_2}} \text{ кг/см}^2.$$

б) Диск постоянной толщины. Такие диски применяются в частях высокого и среднего давления, когда они отковываются из одного куска с валом (см. стр. 220). Они тогда не имеют отдельных ступиц и внутренней расточки. Так как усилия в диске постоянной толщины возрастают по направлению к ступице, то такие диски пригодны только при незначительной окружной скорости. При больших окружных скоростях постоянная толщина сообщается разве что некоторой части диска вблизи обода (рис. 197, стр. 208).

Так как $y = \text{const}$, то уравнение (15), стр. 199, принимает вид:

$$\frac{d^2 \xi}{dx^2} = \frac{1}{x} \cdot \frac{d\xi}{dx} - \frac{\xi}{x} + (1 - \nu^2) \frac{\mu \omega^2}{E} = 0.$$

Интегрирование дает:

$$\frac{1}{x} \cdot \frac{d}{dx} (\xi x) = -(1 - \nu^2) \frac{\mu \omega^2 x^2}{2E} + 2b_1,$$

и наконец

$$\xi = -\frac{(1 - \nu^2) \mu \omega^2}{8E} x^3 + b_1 x + \frac{b_2}{x}, \quad (23)$$

или, введя сокращение $A = \frac{(1 - \nu^2) \mu \omega^2}{E}$,

$$\xi = -\frac{A}{8} x^3 + b_1 x + \frac{b_2}{x}. \quad (23a)$$

Тогда напряжения, согласно уравнениям (14a) и (14b), равны:

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \nu^2} \left[-(3 + \nu) \frac{A}{8} x^2 + (1 + \nu) b_1 - (1 - \nu) \frac{b_2}{x^2} \right], \quad (24a)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \nu^2} \left[-(1 + 3\nu) \frac{A}{8} x^2 + (1 + \nu) b_1 + (1 - \nu) \frac{b_2}{x^2} \right]. \quad (24b)$$

Постоянные b_1 и b_2 определяются пограничными условиями. Мы рассмотрим здесь только полный диск, т. е. без расточки для вала.

При свободном крае, т. е. без напряжения, имеем для края $x = r_2$, $\sigma_r = 0$ и для $x = 0$ получается $\xi = 0$; по уравнению (23), вообще говоря, и $b_2 = 0$, а также $\frac{b_2}{x^2} = 0$, потому что в центре должно существовать равенство $\sigma_r = \sigma_t$.

Для b_1 получаем из уравнений (24a) и (24b):

$$b_1 = \frac{3 + \nu}{1 + \nu} \cdot \frac{A}{8} r_2^2 = \frac{(3 + \nu)}{8} \cdot \frac{(1 - \nu^2) \mu \omega^2}{E} \quad (25)$$

и напряжения:

$$\text{для } x = 0 \quad \sigma_r = \sigma_t = \frac{3 + \nu}{8} \mu \omega^2 r_2^2, \quad (26a)$$

$$\text{для } x = r_2 \quad \sigma_r = 0; \quad \sigma_t = \frac{1 - \nu}{4} \mu \omega^2 r_2^2. \quad (26b)$$

Для покоящегося диска с радиальным напряжением σ_{rs} у обода (от лопаток) имеем $b_2 = 0$ и $b_1 = (1 - \nu) \sigma_{rs}$. Отсюда следует по уравнениям (24a) и (24b), что повсюду

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_{rs}.$$

Для вращающегося диска с напряжением у обода σ_{rs} усилие представляет собою алгебраическую сумму напряжений, так что

$$\text{для } x = 0 \quad \sigma_r = \sigma_t = \frac{3 + \nu}{8} \mu \omega^2 r_2^2 + \sigma_{rs}, \quad (27a)$$

$$\text{для } x = r_2 \quad \sigma_r = \sigma_{rs}; \quad \sigma_t = \frac{1 - \nu}{4} \mu \omega^2 r_2^2 + \sigma_{rs}. \quad (27b)$$

Так как диски изготавливаются с валом из одного куска, то за толщину диска в точке $x=0$, т. е. в середине вала, следует принять расстояние между серединами дисков (значительно большее, чем толщина диска вне вала). Вследствие этого напряжение посредине вала оказывается значительно меньшим, чем по уравнению (27а).

Перемещение становится равным:

$$\xi = (1 - \nu) \alpha \sigma x. \quad (28)$$

Пример. Пусть при диске постоянной толщины $y=20$ мм по рис. 192 вес лопаток, включая бандаж и промежуточное тело, равен $G_s=25$ г, число лопаток $z_s=230$, $n=2000$; при превышении числа оборотов на 15% имеем:

$$\omega = \frac{1,15 \cdot 3000 \pi}{30} = 361,22; \quad \omega^2 = 130520.$$

Центробежная сила одной лопатки при $r_s=r_a=381$ мм равна:

$$C_s = \frac{G_s}{g} r_s \omega^2 = \frac{0,025}{9,81} \cdot 0,381 \cdot 130520 \approx 127 \text{ кг},$$

и напряжение для $r_a=381-12=369$ мм, если считать его равномерно распределенным по всей толщине:

$$\sigma'_{rs} = \frac{C_s \cdot z_s}{2\pi r_a \cdot y} = \frac{127 \cdot 230}{2\pi \cdot 36,9 \cdot 2} \approx 63 \text{ кг/см}^2.$$

Центробежная сила от собственного веса обода до r_a , будучи распределена по всей толщине (ab, ..., см. рис. 188), дает напряжение:

$$\begin{aligned} \sigma_{ra} &= \frac{(y-b)(c+d)2\pi r_3 \gamma \cdot r_3 \omega^2}{g \cdot 2\pi r_a \cdot y} + \frac{(b-a) \cdot c \cdot 2\pi (r_a - 0,5c)^2 \omega^2}{g \cdot 2\pi r_a \cdot y} = \\ &= \frac{\gamma \omega^2}{g \cdot r_a \cdot y} [(y-b)(c+d)r_3^2 + (b-a)c(r_a - 0,5c)^2] = \\ &= \frac{0,0082 \cdot 130520}{981 \cdot 36,9 \cdot 2} (0,7 \cdot 1,2 \cdot 37,5^2 + 0,5 \cdot 0,6 \cdot 37,8^2) \approx 24 \text{ кг/см}^2 \end{aligned}$$

$$\sigma_{rs} = \sigma'_{rs} + \sigma_{ra} = 63 + 24 = 87 \text{ кг/см}^2.$$

По уравнению (27b) напряжение для $r_a=36,9$ см

$$\begin{aligned} \sigma_r = \sigma_{rs} &= 87 \text{ кг/см}^2; \quad \sigma_t = \frac{0,7}{4} \mu \omega^2 r_a^2 + \sigma_{rs} = \\ &= \frac{0,7}{4} \cdot 1,09 \cdot 36,9^2 + 87 = 260 + 87 = 347 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

По оси вала получилось бы по уравнению (27а):

$$\sigma_r = \sigma_t = \frac{3,3}{8} \cdot 1,09 \cdot 36,9^2 + 87 = 615 \text{ кг/см}^2.$$

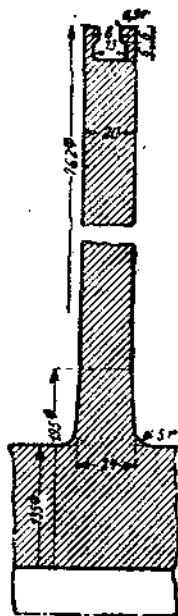


Рис. 192. Диск постоянной толщины.

3. Ступица. Ступица служит для закрепления рабочего колеса на валу, на который она насаживается с известным монтажным натягом p_0 кг/см², это напряжение должно быть в состоянии покоя таково, чтобы в работе рабочее колесо при удлинении, обусловленном центробежной силой, не расшаталось и чтобы еще оставался в избытке некоторый натяг ϕ_0 ($=50$ кг/см²). Если сперва рассматривать ступицу как кольцо с небольшой радиальной толщиной δ (рис. 191), которое испытывает, помимо радиального напряжения диска σ_{ra} , действующего на толщине диска y_a , напряжение σ_0 изнутри, распределенное по ширине ступицы, и, далее, обусловленное собственной

центробежную силой напряжение $\mu \omega^2 r_s^2$, то для тангенциального напряжения в ступице σ_{θ} , если считать его равномерно распределенным, получается:

$$\sigma_{\theta} 2 \cdot y_0 \delta = \sigma_{rn} y_n 2r_n + \sigma_{\theta} y_0 2r_0 + \mu \omega^2 r_s^2 \cdot 2\delta y_0$$

и

$$\sigma_{\theta} = (\sigma_{rn} y_n r_n + \sigma_{\theta} y_0 r_0 + \mu \omega^2 r_s^2 y_0 \delta) \frac{1}{y_0 \delta}. \quad (29)$$

Радиальное перемещение ступицы равно тогда:

$$\xi_n = \sigma_{\theta} r_s \alpha \quad (30)$$

и должно быть равно перемещению диска при переходе к ступице, а это перемещение у диска равно сопротивлению $\sigma = \sigma_{rn}$ равно:

$$\xi'_n = (1 - \nu) \alpha \sigma r_n = \xi_n. \quad (30a)$$

По уравнениям (29), (30) и (30a) можно определить σ_{θ} и y_0 , задавшись величиной δ ; в большинстве случаев y_0 дается конструктивно; тогда можно по уравнению (29) определить напряжение σ_{θ} . Если оно получается слишком большим, то надо увеличить δ .

Пример. Пусть для рассмотренного в примере на стр. 201, колеса имеем $y_n = 5,1$ см, $r_n = 20$ см, $r_0 = 15$ см, $\delta = 5$ см, $y_0 = 12$ см и $\sigma_0 = 50$ кг/см², $\sigma = \sigma_{rn} = 540$ кг/см². Тогда имеем по уравнению (29) ($\mu \omega^2 = 0,279$):

$$\sigma_{\theta} = (540 \cdot 5,1 \cdot 20 + 50 \cdot 12 \cdot 15 + 0,279 \cdot 17,5^2 \cdot 5 \cdot 12) \frac{1}{5 \cdot 12} = 1155 \text{ кг/см}^2.$$

Уравнение (29) действительно, однако, только при небольшой по сравнению с диаметром ступицы толщине δ ; если δ велика, как в приведенном только что примере, то напряжение уже нельзя считать равномерно распределенным по всему сечению, и надо рассчитать ступицу как диск постоянной толщины.

Для известного нам из уравнения (30) перемещения диска на расстоянии r_n ; действительно уравнение (23), стр. 202

$$\xi_n = - \frac{(1 - \nu^2) \mu \omega^2}{8E} r_n^3 + b_1 r_n + \frac{b_2}{r_n}; \quad (23)$$

далее, на внутренней окружности ступицы r_0 действует напряжение $\sigma_r = -\sigma_0$ (в виде усилия, направленного наружу), для которого действительно уравнение (24a):

$$-\sigma_0 = \frac{E}{1 - \nu^2} \left[- \frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\mu \omega^2 (1 - \nu^2)}{E} \cdot r_0^2 + (1 + \nu) b_1 - (1 - \nu) \frac{b_2}{r_0^2} \right]. \quad (24a)$$

По этим уравнениям можно определить b_1 и b_2 , а затем по уравнению (24a), стр. 202:

$$\sigma_{rn} = \frac{E}{1 - \nu^2} \left[- \frac{3 + \nu}{8} A r_n^2 + (1 + \nu) b_1 - (1 - \nu) \frac{b_2}{r_n^2} \right] \quad (31)$$

Это напряжение распределяется по ширине y_0 (рис. 191), причем в случае равномерного распределения действующая на 1 см окружности сила

$\sigma_{rn} y_0 \cdot 1$ предполагается равною силе σ_{yn} , действительно передающейся от диска на ступицу, т. е.

$$\sigma_{rn} y_0 = \sigma_{yn}, \quad (32)$$

что, однако, допустимо только при незначительно расходящихся между собой ширинах y_0 и y_n .

По уравнению (32) можно приближенно определить длину ступицы.

Рекомендуется исполнять переход от диска к ступице в виде плавного закругления, как на рис. 191. Максимальным возникающим напряжением является тангенциальное напряжение для r_0 , которое можно рассчитать по уравнению (24b), стр. 202.

Вообще ступицу, как и диск, исполняют симметрично во все стороны; у асимметричных ступиц распределение напряжений, разумеется, иное; в той части, где длина ступицы больше, напряжение, а также перемещение меньше, так что со стороны ступицы диск испытывает неравномерное влияние. Вследствие неравномерности перемещения ступицы диск может выгнуться ¹⁾.

Пример. Для той же ступицы, как в примере на стр. 204, при $r_n = 20$ см, $r_0 = 15$ см, $\delta = 5$ см, $\alpha_0 = 50$ кг/см² и $\alpha = 540$ кг/см² радиальное перемещение по уравнению (30a) равно:

$$\xi_n = (1 - \nu) \sigma_{rn} \cdot \alpha = \frac{0,7 \cdot 540 \cdot 20}{E} = \frac{7660}{E}$$

и следовательно по уравнениям (23) и (24a) на стр. 202, при

$$A = \frac{(1 - \nu^2) \mu \omega^2}{E} = \frac{0,2539}{E}$$

получается

$$b_1 = \frac{184,9}{E} \quad \text{и} \quad b_2 = \frac{84278}{E},$$

и радиальное напряжение с наружной стороны ступицы по уравнению (31):

$$\sigma_{rn} = \frac{E}{1 - \nu^2} \left[-\frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{0,2539}{E} \cdot 400 + 1,3 \cdot \frac{184,9}{E} - 0,7 \cdot \frac{84278}{E \cdot 400} \right] = 56,4 \text{ кг/см}^2.$$

Рассчитывать диски можно также графически: деформация предписывается, и по ней определяются напряжения и размеры диска. Графическим способом пользуется Гольцер ²⁾, причем он задается графически величиною σ_r .

Для заданных дисков можно различным образом определять изменение напряжений. Сошлемся по этому вопросу на способы Гриблера ³⁾, Келлера ⁴⁾ и Доната ⁵⁾. Донат, вместо действительного профиля, задается приближенным профилем, состоящим из ряда колец постоянной толщины, для которых действительны уравнения (24a) и (24b); он образует сумму S и разность D тангенциальных и радиальных напряжений и пользуется для расчета разностью ΔS и ΔD этих значений в следующих друг за другом кольцах, причем берет постоянные из вычисленных семейств кривых. Для дисков постоянной толщины этот способ совершенно точен. При меняющейся толщине он достаточно точен, если выбрать кольца так, чтобы отношение между толщинами следующих друг за другом колец было близко к 1.

4. Материалы для рабочих колес. Мартеновскую сталью можно пользоваться для рабочих колес только при окружной скорости, не превышающей

¹⁾ См. BBC-Mitteilungen, 1922, № 5, стр. 109. Über das Verhalten einseitig verstärkter Naben.

²⁾ Z. des Turbinenwes. 1913, стр. 401, и 1915, стр. 4.

³⁾ Z. V. d. I., 1906, стр. 535.

⁴⁾ Schweiz. Bauz., 1909, том LIV, стр. 307.

⁵⁾ Die Berechnung rotirender Scheiben und Ringe, Berlin, J. Springer, 1912.

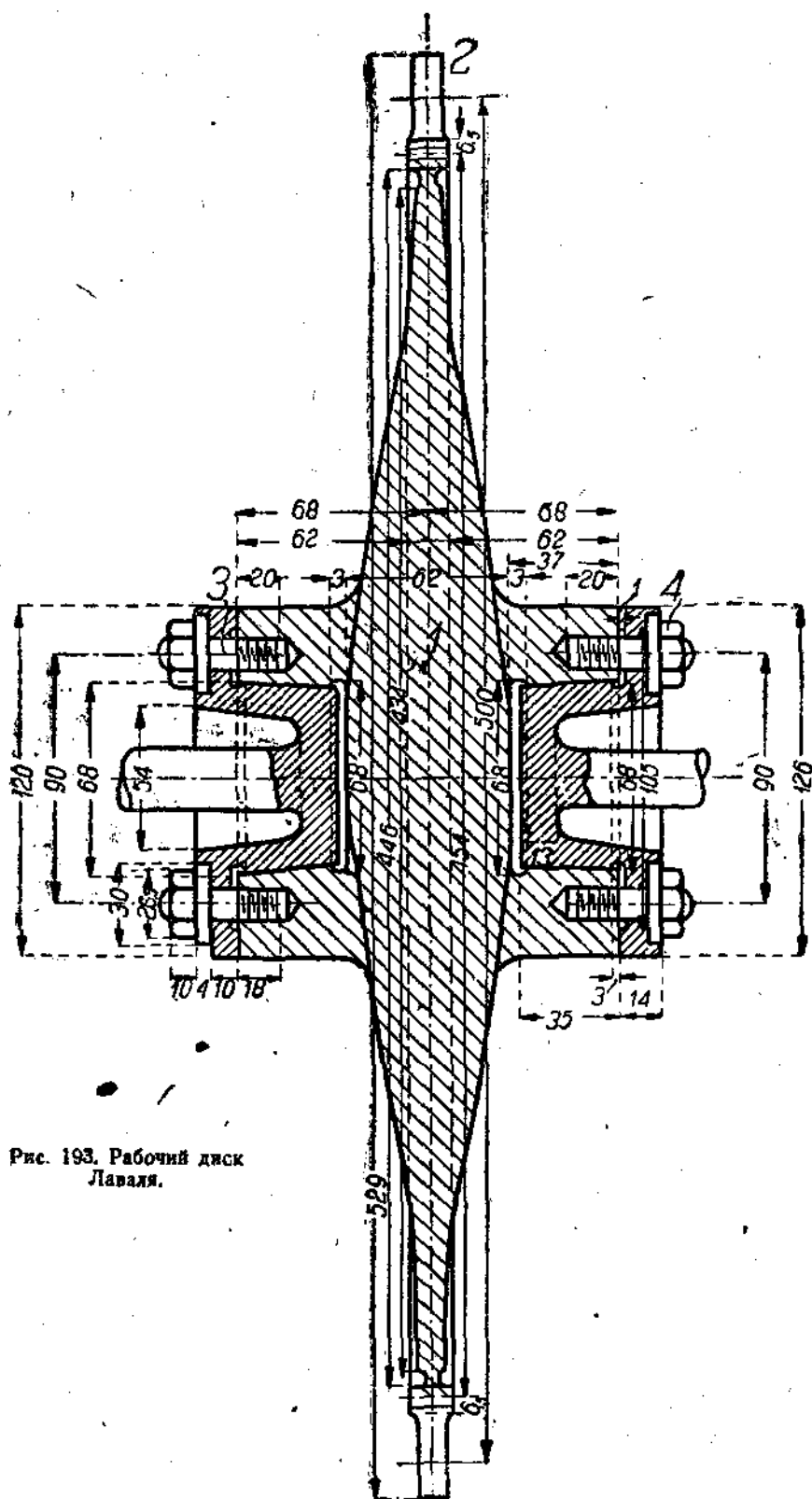


Рис. 193. Рабочий диск
Лаваля.

$n = 200$ м/сек; при больших усилиях приходится обращаться к специальным сортам стали¹⁾. Приводим ниже свойства этих сортов:

	Временное сопротивление кг/мм ²	Предел текучести кг/мм ²	Удлинение %
Мартеновская сталь	52—60	30	18
Специальная мартеновская сталь . .	60—70	35	18
Никелевая сталь	62—70	38	18
Хромоникелевая сталь	75	60	13
Специальная марганцевая сталь . . .	70	45	15

Наибольшее напряжение рабочие колеса испытывают во внутренних волокнах расточки ступицы. При нормальной скорости допускается усилие в размере 0,25—0,4 от предела текучести. Рабочие колеса испытываются на разгон при повышенном вплоть до 50% числе оборотов, причем иной раз даже был превзойден предел текучести. Они требуют тщательного изготовления, внутренние напряжения должны быть устранены отжигом после механической обработки. Для поверочного исследования свойств материала от ступицы отрезаются пробные бруски, так что она должна быть исполнена с соответствующим запасом.

В. Конструкция и закрепление рабочих колес.

Для одноступенчатых турбин Лаваль предложил хорошую конструкцию и закрепление рабочего колеса (рис. 193) без расточки, в виде диска рав-

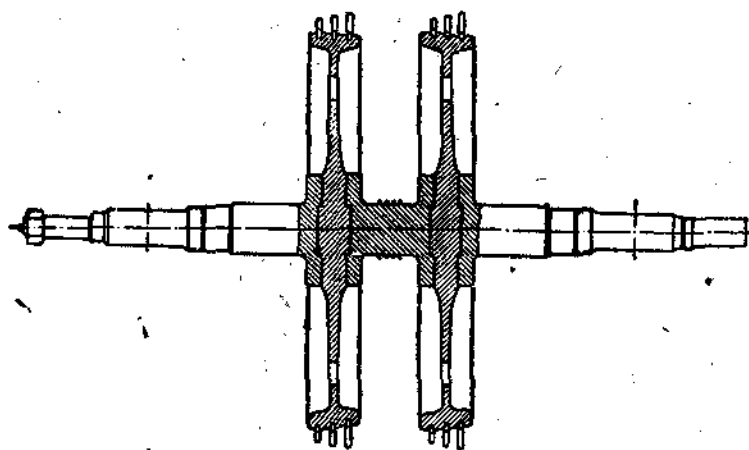


Рис. 194. Закрепление рабочих колес (SSW).

ного сопротивления (закрепление лопаток см. на рис. 162, стр. 152). В предотвращение катастрофических последствий поломки рабочего колеса от чрез-

¹⁾ Кроме указанных материалов, применяется для рабочих колес молибденовая сталь с содержанием молибдена около 0,5%. Из этой стали куется диски, напряжения в конх доходят до 2200 кг/см² (последние диски машин больших мощностей). Из этой же стали куется и диски, работающие в паре высокой температуры (свыше 375—400° Ц). Сталь эта меньше других подвержена „ползучести“ (см. стр. 255) при высоких температурах и напряжениях. При конструировании таких дисков приходится задаваться допустимым увеличением диаметра диска за известный промежуток (например 10 лет) и на основании опытных данных выбирать для данной температуры соответствующее напряжение, так как „ползучесть“ возрастает с увеличением температуры и допущенного напряжения в материале.

Свойства молибденовой стали нижеследующие:

Временное сопротивление	95 кг/мм ²
Предел текучести	80
Удлинение	13%

Прим. ред.

мерных напряжений под ободом имеется выточка, чтобы при надвигающейся аварии сорвался сравнительно легкий обод, а не тяжелый диск.

При двух рабочих колесах тоже можно избежать расточки в центре, как это показано на рис. 194 (SSW): рабочие колеса привинчены болтами к фланцам вала.

Если без отверстий во втулке рабочих колес обойтись нельзя, то они должны быть насажены на вал с таким напряжением, чтобы в работе, несмотря на вызываемое центробежной силой растяжение, еще оставался некоторый натяг σ_0 , не дающий расшатываться рабочему колесу. Если тангенциальное напряжение в ступице вычислено по уравнению (24b),

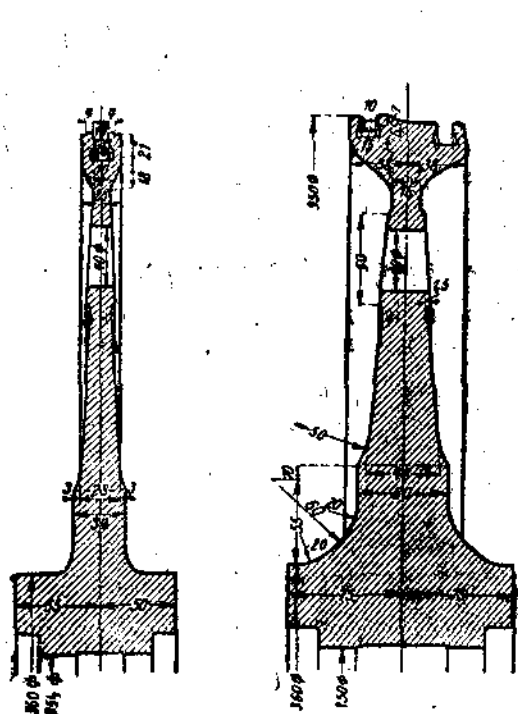


Рис. 195 и 196. Рабочие колеса (WUMAG).

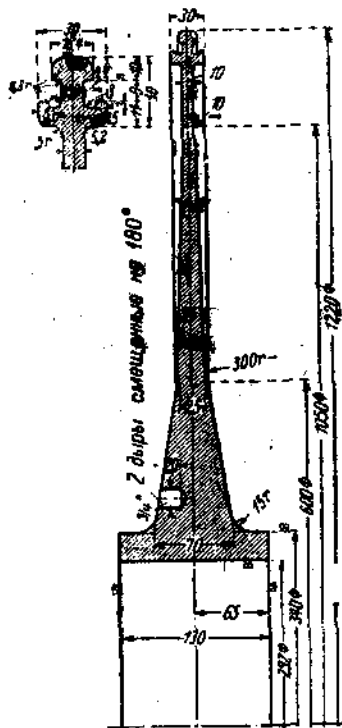


Рис. 197. Рабочее колесо WEB.

стр. 202, или по уравнению (29), стр. 204, то радиальное перемещение надо определить по уравнению (23) или (30); в размере этой величины радиус расточки ступицы должен быть меньше диаметра вала или несущих диск колец. Рабочие колеса равномерно подогреваются и насаживаются на вал или кольца; чтобы они не перекозились при неравномерном нагреве или при охлаждении, их часто насаживают на вал гидравлическим прессом. Для передачи валу вращающего момента служат шпонки, которые должны быть рассчитаны на возникающее удельное поверхностное давление; при больших диаметрах применяются две диаметрально противоположные шпонки.

На рис. 195 показано рабочее колесо завода WUMAG, с утолщением диска у ступицы, не дающим ей перекозиться при насадке; на рис. 196 показано колесо Кертиса той же фирмы. Уравнивающие давление отверстия повышают напряжение (по краям отверстий) и поэтому должны находиться в подверженных не слишком большим усилиям местах диска.

Рабочее колесо фирмы Бергман представлено на рис. 197 для сидящих верхом лопаток, изображенных на рис. 176, стр. 185.

Проще всего насаживать рабочие колеса непосредственно на вал (рис. 198), но способ этот имеет тот недостаток, что при случайно получившейся слишком большой расточке ступицы колесо придется браковать, между тем как, применив несущие кольца (рис. 199), их можно пригнать

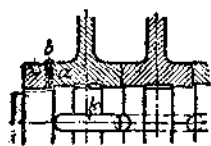


Рис. 198. Закрепление рабочих колес.

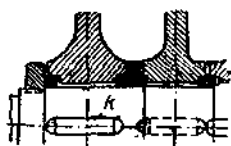


Рис. 199. Закрепление рабочих колес.

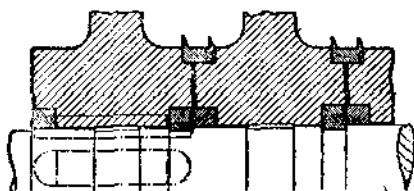


Рис. 200. Закрепление рабочих колес (WUMAG).

к ступице. Далее, при смене колеса, снять его непосредственно с вала труднее, а насадить еще раз иногда уже не удастся с необходимым натягом. Так как ступицы нагреваются быстрее, чем вал, то надо им обеспечить возможность расширения, для чего, согласно рис. 198, можно воспользоваться толстым асбестовым диском *a* и захватывающим его кольцом *b*, которое не дает ему сорваться; затем гайку подтягивают не слишком плотно и предохраняют шпильками от свинчивания.

Предпочтения заслуживает закрепление дисков на несущих кольцах. Вал может тогда иметь повсюду одинаковый диаметр или быть снабжен уступами (рис. 199), в которые упираются несущие кольца, тем самым предотвращая сдвиг

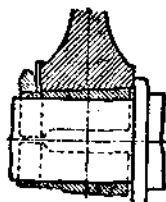


Рис. 201. Закрепление рабочих колес.

в одном направлении, между тем как осевой зазор между ступицей и кольцом и между соседними ступицами дает возможность расширяться. Кольца снабжены прорезами, чтобы их легче можно было передвигать вдоль вала, и выточены в точном соответствии с диаметром вала. Другой способ закрепления посредством несущих колец представлен на рис. 200 (WUMAG): каждое колесо сидит на двух отдельных кольцах, которые прорезаны; одно из них наподобие поршневого кольца входит в выточку вала и тем самым удерживается в осевом направлении.

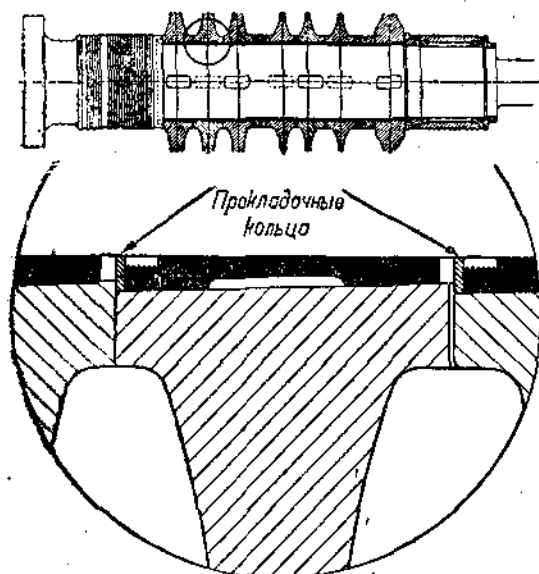


Рис. 202. Закрепление рабочих колес AEG.

Хорошие результаты дало закрепление на конус; рабочие колеса насаживаются с требующимся давлением на кольца, и их можно легко снять. При наличии только одного рабочего колеса конус может быть непосредственно исполнен на валу (см. рис. 353) или же применяется коническая втулка с прорезом (рис. 201). При нескольких колесах фирма AEG применяет представленную на рис. 202 конструкцию; колеса насаживаются на втулки с прорезами и удерживаются сообща одною гайкой. Снятие рабочих колес

облегчено тем, что в промежутки между втулками зажато густое масло, вытекать которому не дают прокладочные кольца; приспособление для снятия таких колес представлено на рис. 203.

Другой способ закрепления, посредством пружинящих U-образных колец, применяет фирма BBC (рис. 204). Чрезмерное воздействие со стороны возникающих при насадке давлений предотвращено; кольца пружинят в радиальном направлении, но жестки по отношению к эксцентричным усилиям.

У комбинированных активно-реактивных турбин рабочие колеса насаживаются в горячем состоянии на барабан или свинчены с барабаном в осевом направлении, причем могут быть выполнены без расточки (см. рис. 207, стр. 213).

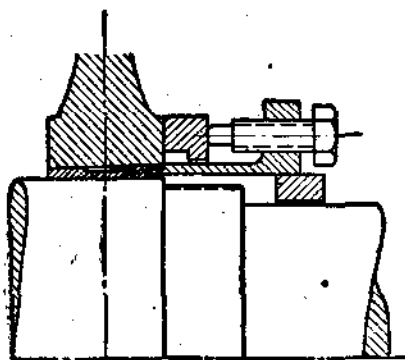


Рис. 203. Приспособление для демон-
тажа.

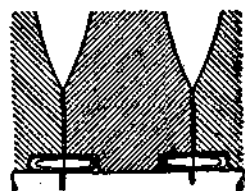


Рис. 204. Закрепление
рабочих колес
(BBC).

Самым надежным в смысле закрепления исполнением является изготовление рабочих колес с валом из одного куска по примеру Первого Брюинского машиностроительного о-ва; такое исполнение выгодно еще и в том отношении, что тогда можно сократить строительную длину: при отдельных колесах расстояние между ними больше в связи с необходимою длиною ступицы. Недостатком же этого исполнения является затруднительная поковка, которая не должна иметь никаких изъянов. Между тем изъяны эти обнаруживаются только при обработке, и если хотя бы один только диск имеет такой изъян, браковать придется всю поковку. Весь ротор надо освободить от внутренних напряжений путем повторного отжига после обдирки и дальнейших стадий обработки. Такой ротор показан на рис. 217, стр. 222 ¹⁾.

IV. Барабаны.

Укрепление на барабанах лопаток применяется для реактивных ступеней, так как венцы лопаток у них должны сидеть близко друг подле друга, и тогда диафрагмы неприменимы. Но барабаны пригодны только при умеренных окружных скоростях (приблизительно не превосходящих 120 м/сек), при больших скоростях лопатки вставляются в диски.

А. Расчет.

Барабаны рассчитываются на прочность проще, чем рабочие колеса, ибо на барабан можно смотреть, как на свободно вращающееся кольцо

1) Такие роторы имеют еще ряд недостатков:

а) ввиду большой массы металла ротор не удастся проковать так хорошо, как отдельные диски и вал;

б) при искривлении ротора после аварии его труднее выправить, и иногда приходится бросать весь ротор.

Поэтому ряд заводов прибегает к цельнокованным роторам лишь в крайних случаях, когда иного выхода нет. Прим. ред.

с небольшой радиальной толщиной δ . Собственная центробежная сила создает только тангенциальное напряжение σ_n , стремящееся разорвать кольцо пополам; если выделить кольцо шириною b , причем b равно, например, расстоянию между средними линиями смежных рядов лопаток, то это напряжение действует на два сечения $f = h \cdot \delta$.

Центробежная сила полукольца равна (рис. 205):

$$F = m r_s \omega^2$$

и при

$$m = f \frac{\pi r \gamma}{g}, \quad r_s = \frac{2r}{\pi}$$

$$F = f \frac{\pi r}{g} \gamma \frac{2r}{\pi} \omega^2 = 2 f r^2 \omega^2 \frac{\gamma}{g}.$$

Из условия равновесия сил и напряжения следует:

$$2 f \sigma_n = F = 2 f r^2 \omega^2 \frac{\gamma}{g},$$

$$\sigma_n = \frac{\gamma}{g} r^2 \omega^2 = \mu u^2, \quad (33)$$

где $\mu = \frac{\gamma}{g}$ означает удельную массу и u — окружную скорость.

Таким образом напряжение зависит только от окружной скорости и составляет при $\gamma = 0,0082$, $g = 981$ см/сек² и

при $u =$	25	50	75	100	125	150	200 м/сек
$\sigma_n =$	50	200	450	800	1250	1800	3200 кг/см ² .

Отсюда видно, что даже при отсутствии лопаток окружная скорость не должна превосходить 100 м/сек.

Радиальное напряжение, обусловленное центробежною силою лопаток, присоединяется к напряжению от центробежной силы элементов барабана. Если его считать распределенным равномерно по окружности и обозначить через σ_n , то действующая в направлении F составляющая для элемента длиной $r d\varphi$ (рис. 205) равна:

$$\sigma_n b r d\varphi \sin \alpha,$$

если только считать ширину равною расстоянию между серединами рядов лопаток; перпендикулярные к ним составляющие взаимно уравниваются. Для полукольца результирующая получается посредством интегрирования:

$$C_s = \int_0^{180} \sigma_n b r \sin \varphi d\varphi = 2 \sigma_n b r,$$

и она вызывает в обоих сечениях, каждое из которых равно $b\delta$, напряжение σ_{ts} , которое вследствие равновесия сил и напряжений:

$$\sigma_{ts} \cdot 2b\delta = C_s = 2 \sigma_n b r,$$

будет равным

$$\sigma_{ts} = \sigma_n \frac{r}{\delta}. \quad (34)$$

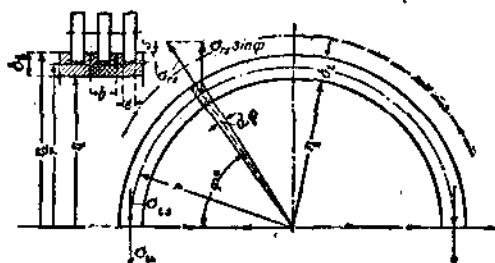


Рис. 205. Расчет барабана

При этом δ означает приведенную толщину барабана с учетом канавок для лопаток; если обозначить через δ_1 действительную толщину барабана, через s глубину и через e ширину канавок, то из $\delta b = b\delta_1 - es$ получается:

$$\delta = \delta_1 - \frac{es}{b} \quad \text{и} \quad \sigma_{rs} = \frac{C \cdot z_s}{b \cdot r} = \frac{G_s}{g},$$

где C означает центробежную силу одной лопатки с банджом и промежуточным телом, а z_s — число лопаток.

Таким образом общее напряжение равно:

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_{rs} \frac{r}{\delta}. \quad (35)$$

Сюда еще присоединяются напряжения, вызванные укреплением барабана и могущую понадобиться расчеканкою лопаток. Возникают также изгибающие усилия, обусловленные собственным весом, но они в большинстве случаев очень незначительны.

Материалом для барабанов по большей части служит мартеновская литая сталь с сопротивлением разрыву 40—47 кг/мм², пределом текучести 22 кг/мм² и удлинением 22% или специальная мартеновская сталь с сопротивлением 52—60 кг/мм², пределом текучести 32 кг/мм² и удлинением 18%. При особенно больших напряжениях (вызываемых скоростями на окружности вплоть до $u = 150$ м/сек) применяется никелевая сталь.

В. Конструкция и закрепление барабанов.

Насадка барабанов в горячем состоянии все еще применяется часто, но нельзя допускать при этом слишком большого напряжения в виду добавочных, производимых на барабан воздействий; по большей части для диа-

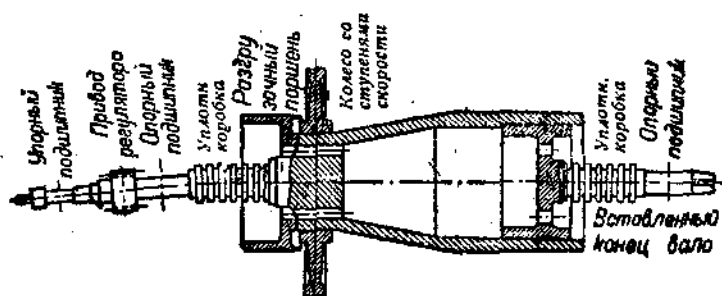


Рис. 206. Ротор фирмы ВВС.

метра вала назначают размер, превышающий на одну тысячную диаметр расточки барабана („мера насадки“). На практике это оказалось правильным, как в этом можно убедиться и путем расчета ¹⁾.

Первоначальная конструкция Парсонса — насадка обоих концов на валы — теперь оставлена, предпочтение отдается исполнению вала с барабаном из одного куска на стороне высокого давления (рис. 206, ВВС) и насадкою барабана на вал со стороны низкого давления; вследствие этого устраняется возникающая как раз на стороне высокого давления опасность расшатывания, и предотвращаются напряжения. Колесо Кертиса насаживается под

¹⁾ См. Stodola, I. c., 5-е изд., стр. 343.

прессом или же с натягом 0,001 — 0,0014. Разгрузочный поршень привинчен, просверленные внутрь барабана отверстия служат для уравнивания давлений.

Чтобы предотвратить обусловленные насадкой напряжения, можно свинчивать барабаны с валами в осевом направлении. Такое исполнение представлено на рис. 207 (SSW-Редер). Тогда можно рабочие колеса исполнять без расточки, а последние реактивные ступени — в виде дисков.

Свинчен также ротор двухпоточной турбины системы Мельмс и Пфеннингер (рис. 208), причем барабаны исполнены из одного куска с валами, так что возникает надобность только в одном болтовом соединении. Радиальные щели в барабанах между рядами лопаток способствуют равномерности нагревания ротора; в этих же щелях пар можно пропускать через отверстия в полость барабана, которая уплотнена крышками относительно отверстия вала. Боковые отверстия служат для вставки грузиков *B* при балансировке ротора, (см. стр. 227).

В отношении барабанов тоже наилучшим исполнением является изготовление их заодно с валом, осуществимое даже при наличии одного колеса

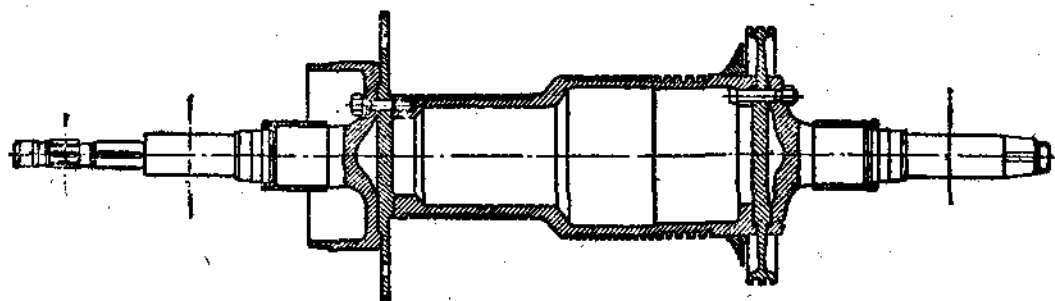


Рис. 207. Ротор фирмы SSW.

со ступенями скорости. Такое исполнение показано на рис. 209 (Мельмс и Пфеннингер), — оно применимо при самых больших напряжениях.

Фирма BBC применяет также, вместо полых барабанов, широкие рабочие диски, а при больших окружных скоростях — отдельные колеса в реактивной части (рис. 216, стр. 221).

Фирма GHH перешла к исполнению всей реактивной части в виде рабочих дисков, несущих на себе несколько ободьев в частях высокого и среднего давления, в части же низкого давления только два или один обод (рис. 386).

С. Уравновешивание осевого давления.

У реактивных турбин возникает действующая в осевом направлении сила, обусловленная избыточным давлением пара на лопатки и на торцевые стороны уступов барабана. Сила эта должна быть уравновешена с помощью так называемого уравнительного или разгрузочного поршня (думмиса), потому что упорные подшипники воспринимать ее не могут.

Если p_1 означает давление перед венцом лопаток, p_2 — давление за ним и f_s — его торцевую поверхность, и если пренебречь давлением трения и незначительной разностью между осевыми составляющими входной и выходной скоростей пара, то осевое давление на один венец лопаток равно: $f_s(p_1 - p_2)$; если бы f_s была одинакова для всех венцов лопаток, то осевое давление на все венцы лопаток, вместе взятые, равнялось бы $f_s(p_1 - p_0)$, где p_1 означает начальное, а p_0 конечное давление реактивной части. Но так как f_s изме-

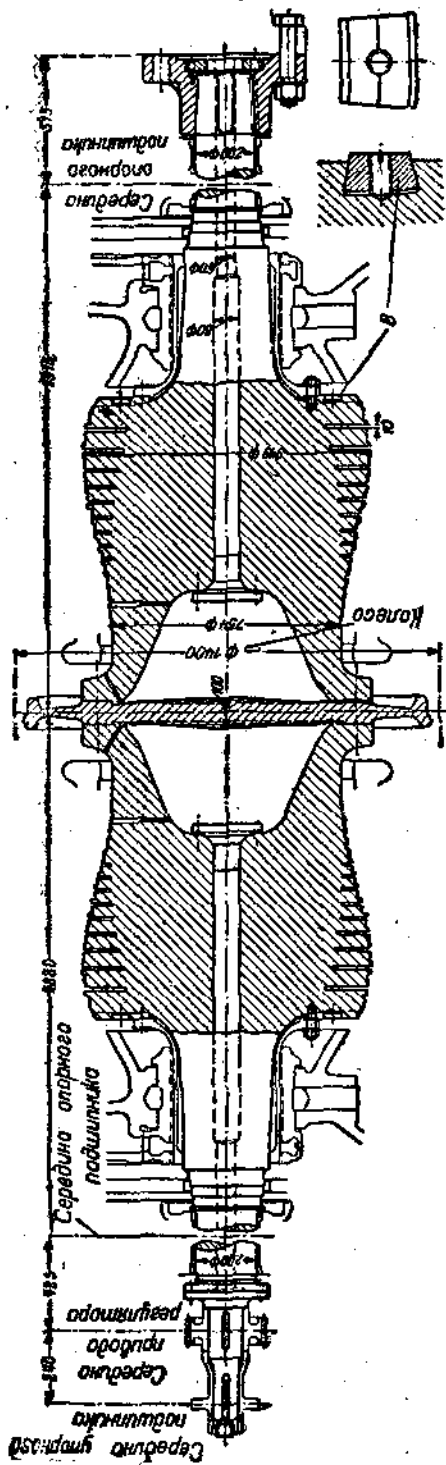


Рис. 208. Ротор для двуходной турбины (I. A. Maffel).

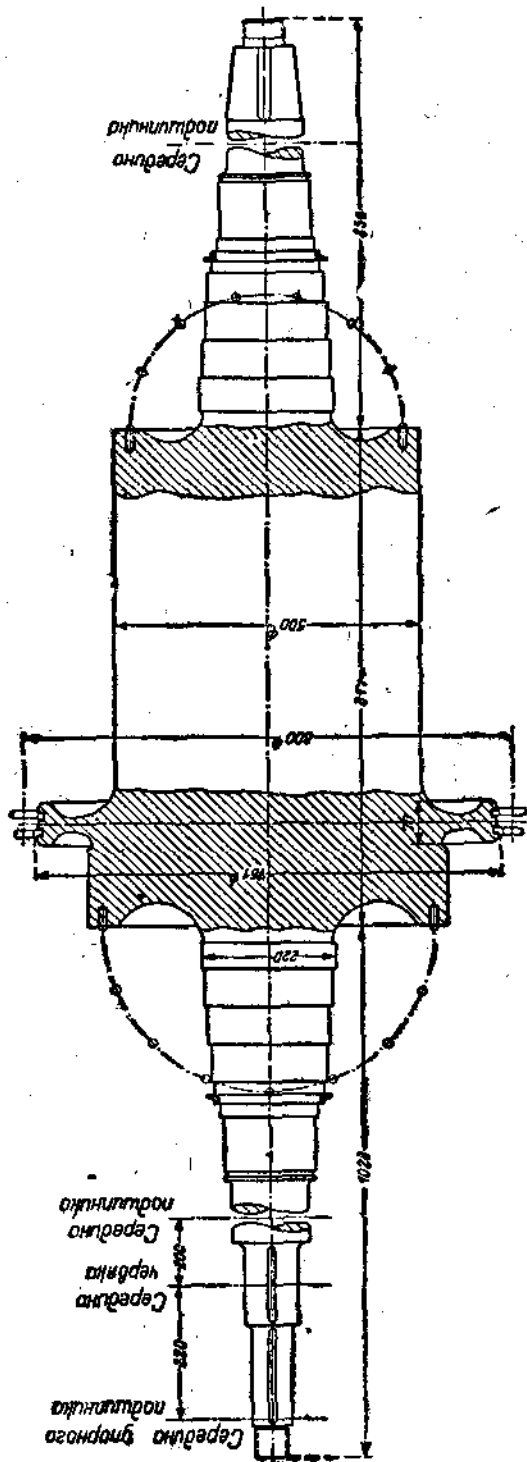


Рис. 209. Ротор из одного куска (I. A. Maffel).

няется, то в основу расчета можно положить некоторое среднее значение f_{sm} ; тогда осевое давление на все венцы лопаток равно $f_{sm}(p_1 - p_0) = S_1$.

Усилие, обусловленное давлением на торцевые поверхности уступов барабана, равно:

$$S_2 = F_1(p_1 - p_0) + F_2(p' - p_0) + F_3(p'' - p_0),$$

где F_1, F_2, F_3 означают кольцевые поверхности, p_1, p', p'' — давления в пространствах перед уступами и p_0 — давление при выходе, так что общее осевое давление равно $S = S_1 + S_2$.

Чтобы по возможности уравновесить это осевое давление, применяли раньше на стороне высокого давления столько же разгрузочных поршней, сколько было в наличии уступов барабана; в настоящее время применяют по большей части только один разгрузочный поршень, диаметр которого рассчитан так, что давление на поршень уравнивает все осевое давление; другая сторона поршня сообщается с вакуумом или, у работающих с противодействием турбин, — с наружным давлением.

Так как осевое давление меняется одновременно с нагрузкой, то не всегда оно может уравниваться полностью, и избыточную часть должен на себя принимать упорный подшипник.

Разгрузочные поршни увеличивают строительную длину турбины и кроме того образуют источник потерь пара, а поэтому испробованы были другие средства уравнивания осевого давления. Так, например, фирма BBC пользуется с этой целью всасывающим действием протекающего пара у активного колеса, способным создать с передней стороны этого колеса разрежение; активное колесо должно быть при этом исполнено без отверстий для уравнивания давлений, венцы лопаток должны быть уплотнены кольцами D (рис. 210) и кольцами E между рядами лопаток, в тех местах, где не сидят направляющие лопатки.

Наилучшее уравнивание осевого давления достигается в том случае, когда потоки пара направляются в противоположные стороны, как это осуществимо у многокорпусных турбин (рис. 385); осевое давление в части высокого давления уравнивается направленным в противоположную сторону осевым давлением среднего ротора давления. У двухпоточных турбин тоже достигается полное уравнивание (рис. 387).

Уравнительные поршни с целью лучшего уплотнения снабжаются лабиринтами, применяемыми также для наружных уплотнений.

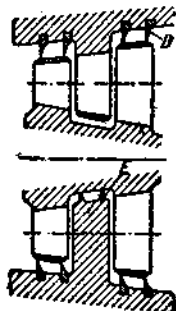


Рис. 210. Уравнивание осевого давления (BBC).

V. Валы.

A. Расчет.

Валы подвержены изгибающим и растягивающим усилиям, и поэтому их следовало бы рассчитывать как нагруженные валы с теоретическим изгибающим моментом

$$M_i = 0,35M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2} = Wk_b.$$

Но при большом числе оборотов вращающий момент обычно очень мал, и изгибающее усилие тоже невелико; важнее прогиб вала и влияние на него большого числа оборотов.

Критическое число оборотов. Если у не имеющего веса вала центр тяжести рабочего диска, весящего G кг, перемещается на e от середины вала (рис. 211) и вал прогибается на y см, то центробежная сила равна:

$$C = m(y + e)\omega^2 = \frac{G}{g}(y + e)\omega^2.$$

Ее уравновешивает упругая реакция вала; если эту противодействующую силу обозначить через P , отнеся ее к 1 см прогиба, то вся сила выразится через Pu , и мы получим:

$$C = Pu = m(y + e)\omega^2,$$

откуда

$$y = \frac{e}{P - m\omega^2}. \quad (36)$$

Таким образом прогиб быстро возрастает по мере увеличения угловой скорости и становится бесконечно большим, когда знаменатель обращается в нуль, т. е. когда $P = m\omega^2$. Соответственная критическая угловая скорость равна тогда

$$\omega_k = \sqrt{P:m} = \sqrt{\frac{P}{G} \cdot g}. \quad (37)$$

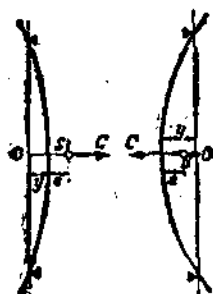


Рис. 211 и 212.
Критическое число оборотов.

В действительности прогиб ограничен наличием опор, или же скорость возрастает так быстро, что он не успевает образоваться; тогда ω может превзойти ω_k , прогиб становится отрицательным, переходя на ту же сторону, где находится e (рис. 212), так что эксцентricность уменьшается при сверхкритической угловой скорости. При $\omega = \infty$ получилось бы $y = e$.

Соответствующее критической угловой скорости критическое число оборотов равно:

$$n_k = \frac{30\omega_k}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{P}{G} g} \approx 300 \sqrt{\frac{P}{G}},$$

так как $g = 981$ см/сек². Требуемая для прогиба y сила была равна Pu , т. е. на 1 см — P кг; следовательно, прогиб в состоянии покоя, обусловленный весом G , равен $f = G:P$ см и, значит, критическое число оборотов равно:

$$n_k = 300 \sqrt{\frac{1}{f}}. \quad (38)$$

Итак, критическое число оборотов зависит от прогиба вала в состоянии покоя и должно быть определено на основании этого последнего.

Для покоящегося свободно на двух опорах вала с нагрузкой, сосредоточенной посредине, прогиб f равен при расстоянии l от середины опоры:

$$f = \frac{Gl^3}{EJ48} \text{ см;}$$

при нагрузке, сосредоточенной не посредине, а на расстояниях a и b от опор, причем $a + b = l$, получается:

$$f = \frac{Ga^2b^2}{EJ3l},$$

а при сидящем на одном конце вала колесе:

$$f = \frac{G l^3}{E J^3} \text{ см.}$$

Если принять во внимание собственный вес вала, то для гладкого вала при равномерно распределенной нагрузке можно определить прогиб, и в качестве общего прогиба для n_k подставить сумму прогибов, обусловленных весом колеса и весом вала. (Для свободно лежащего на двух опорах, равномерно нагруженного вала $f_w = 0,01302 \frac{G_w l^3}{E J}$ и для заделанного с одной стороны вала $f_w = \frac{G_w l^3}{E J}$ см.)

При нескольких рабочих колесах для критической угловой скорости ω_k действительно эмпирическое уравнение Дункерлея:

$$\frac{1}{\omega_k^2} = \frac{1}{\omega^2} + \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \dots,$$

где ω означает критическую угловую скорость вала без дисков, $\omega_1, \omega_2, \dots$ — критические угловые скорости не имеющего веса вала, нагруженного только диском 1 или только диском 2 и т. д. Вес вала, подразделенный на отдельные части, можно прибавить к весам рабочих дисков, тогда упраздняется $\frac{1}{\omega}$.

По уравнению (37) имеем при $G:P=f$:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g}{f_1}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{g}{f_2}}, \quad \dots$$

и

$$\frac{1}{\omega^2} = \frac{f_1}{g} + \frac{f_2}{g} + \dots = \Sigma(f) : g,$$

так что

$$\omega_k = \sqrt{\frac{g}{\Sigma(f)}} \quad \text{и} \quad n_k = 300 \sqrt{\frac{1}{\Sigma(f)}}.$$

На этом соотношении основан способ Краузе ¹⁾ для определения критического числа оборотов многократно нагруженных валов посредством графического определения отдельных прогибов; однако при свободно покоящихся на опорах валах по этому способу получаются значения, преуменьшенные приблизительно на 4,5%, а при сидящем на конце вала колесе — приблизительно на 1%.

Более точен способ Кулля ²⁾, по которому принимается в расчет приведенный прогиб.

Но наиболее прост и надежен графический способ Мора для определения прогиба, показанный на одном примере на рис. 213. Для упрощения предположено наличие только 3 колес (для турбины с отъемом пара и противодавлением).

Вал вычерчивают в масштабе 1:n, находят для его частей собственный вес и вес сидящих на них рабочих колес, втулок и т. д., и откладывают эти нагрузки в любом масштабе 1 мм = p кг, в виде многоугольника сил. Затем выбирают по усмотрению полюсное расстояние $H_1 = a$ мм = pa кг и строят веревочный многоугольник b, который образует площади моментов. Далее,

¹⁾ Z. V. d. I., 1914, стр. 878.

²⁾ Z. V. d. I., 1918, стр. 249.

ординаты в отношении $J_1:J_m, J_2:J_m, \dots$, и тогда получается ломаная, начерченная условным пунктиром линия, и моментные площади оказываются приведенными к моменту инерции J_m .

Затем вычисляют отдельные значения этих площадей моментов в кв. сантиметрах и рассматривают их как действующие в центрах тяжести площадей силы, откладывая эти последние в виде нового многоугольника сил s . Так как в действительности $1 \text{ см}^2 = n^2 \text{ см}^2$, то следовало бы найденные площади умножить на n^2 , но вместо этого представляется целесообразным сократить полюсное расстояние многоугольника сил s в n^2 раз. Однако это полюсное расстояние теперь уже нельзя взять по усмотрению: оно должно быть равно:

$$H_{II} = \frac{J_m}{H_I} \cdot \frac{E}{n^2} (\text{см}^2) \text{ при } H_I = p \text{ кг.}$$

Масштаб сил для многоугольника сил s избирают по усмотрению, $1 \text{ мм} = q \text{ см}^2$, тогда соответственное полюсное расстояние H''_{II} равно $H_{II}:q = r \text{ мм}$. Так как это значение обычно не умещается на чертеже, то вместо него берут $r:m$, $H''_{II} = H_{II}:qm$ и строят веревочный многоугольник d , ординаты которого получаются тогда в m -кратном увеличении, но уменьшенные в n раз в связи с масштабом чертежа, так что, если $y_{\max}$ означает измеренную наибольшую ординату в сантиметрах, то действительный прогиб равен:

$$f = y_{\max} \cdot \frac{n}{m} \text{ см.}$$

Тогда критическое число оборотов:

$$n_k = 300 \sqrt{\frac{1}{f}} \text{ при } f \text{ в см.}$$

В примере рис. 213 масштаб чертежа составляет $1:n=1:20$, далее $1 \text{ мм} = p \text{ кг} = 20 \text{ кг}$, $1 \text{ мм} = q = 0,25 \text{ см}^2$, $H_I = 37,5 \text{ мм} = 750 \text{ кг}$ и $m = 1000$; следовательно $y = 12,75 \text{ мм}$, и прогиб равен:

$$f = 1,275 \cdot \frac{20}{1000} = 0,0255 \text{ см; } n_k = 300 \sqrt{\frac{1}{0,0255}} = 1870 \text{ об. в мин.}$$

Действительное критическое число оборотов будет выше, так как ступицы колеса, втулки и барабаны придают валу жесткость. Вычислить эту



Рис. 214. Вал фирмы WUMAG.

жесткость заранее нельзя. По практическим данным она составляет приблизительно 15—30%, иными словами, критическое число оборотов в этом именно размере больше, нежели расчетное.

Можно также задаться прогибами и по ним определить диаметр вала

Если критическое число оборотов превышает рабочее, то оно и не достигается; такие валы часто называют жесткими. Но критическое число оборотов должно в достаточной мере отличаться от рабочего, чтобы и при повышении числа оборотов вал не оказался в критической области; если рабочее число оборотов равно n , то надо иметь

$$n_k = n + 500 \text{ до } n + 800.$$

Однако такие жесткие валы требуют обыкновенно больших диаметров, особенно при большом числе оборотов, и это влечет за собой у активных турбин большие потери через неплотности. Поэтому часто применяются так называемые гибкие валы, для которых критическое число оборотов ниже рабочего, и тогда валу при разбеге приходится проходить через критическое число оборотов. Но практически это не имеет значения, потому что наличие опор дает критическому числу оборотов сказаться только в легкой вибрации, и пройти через это число оборотов вал может быстро. Нужно только устроить так, чтобы оно в достаточной степени отличалось от рабочего; по большей части оно близко к $1/2$ или $2/3$ этого последнего. Надо еще иметь в виду, что существуют и другие критические числа оборотов; второе критическое число приблизительно превышает первое в 2,8 раза.

В. Материал и конструкция валов.

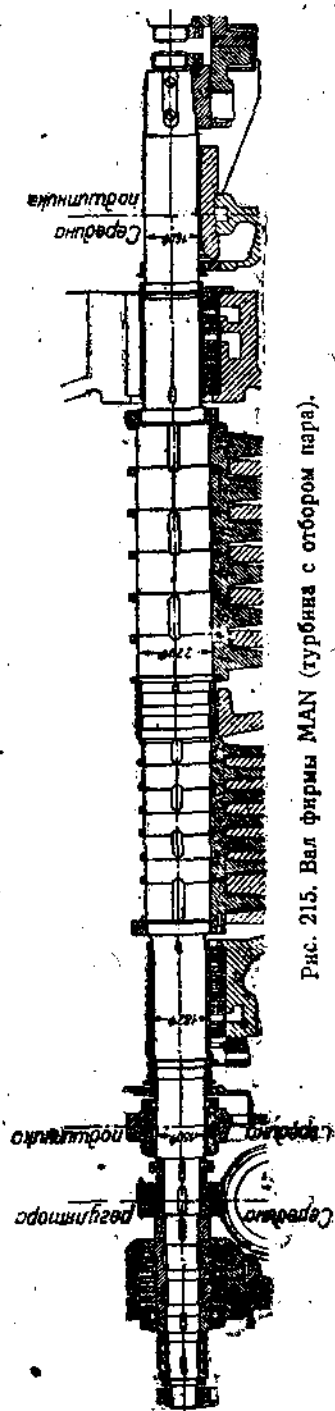
Материалом для валов служит наилучшая однородная сиенс-мартеновская сталь с сопротивлением не меньше 60 кг/мм², пределом текучести 30 кг/мм² и удлинением 20%, если только для изготовления ротора из целого куска не приходится применять легированную сталь, согласно сказанному на стр. 207. После проковки и обдирки вал многократно отжигают, чтобы освободить его от напряжений, так как погиб его в работе может повлечь за собой тяжкие повреждения.

После окончательной обточки фрезеруются вырезы для шпонок, причем надо избегать острых углов в виду опасности образования трещин; нужно также закруглять края шпонок. Равным образом следует избегать на уступах вала резких переходов, прибегая к коническим сужениям или плавно закругленным шейкам. На подшипниковых цапфах и в местах насадки рабочих колес и сальников валы тщательно шлифуются.

На рис. 214 показан вал фирмы WUMAG с фланцем, откованным с ним заодно, для размещения в трех подшипниках; на рис. 215 — вал, на который насаживается кулачковая муфта фирмы MAN (рис. 220).

Конструкционный чертеж вала реактивной турбины фирмы BBC изображен на рис. 216; из него видны детали.

Рис. 215. Вал фирмы MAN (турбина с отбором пара).



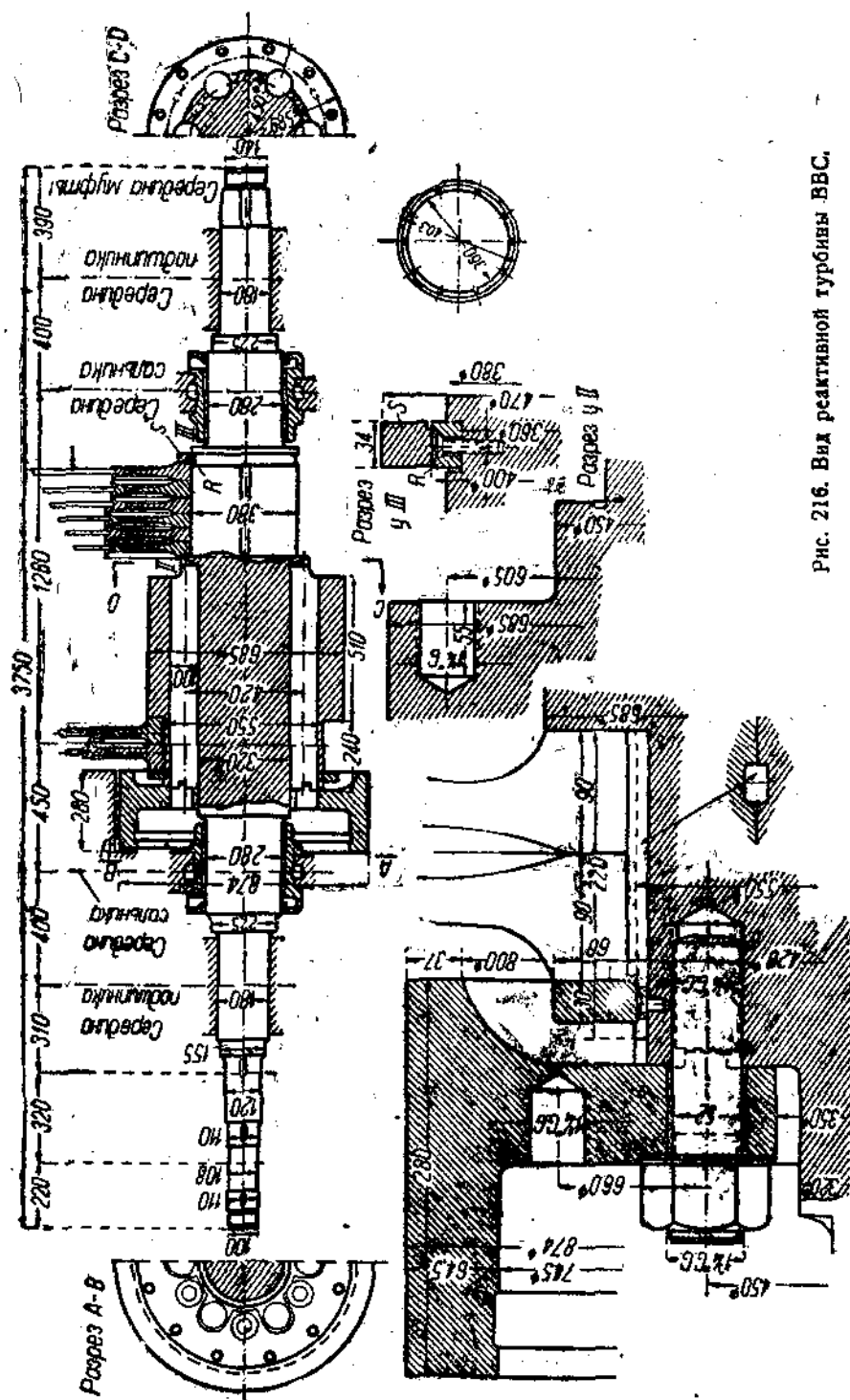
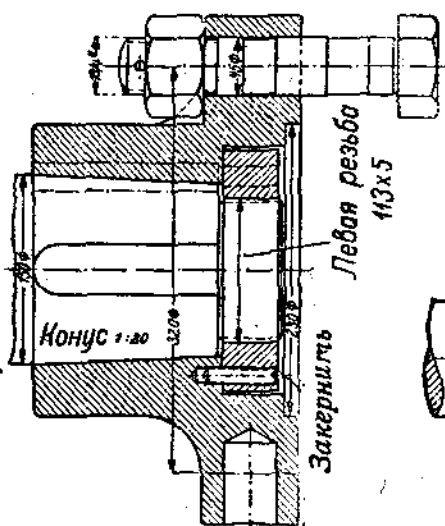


Рис. 216. Вид реактивной турбины ВВС.

[illegible]

в том числе и для малых турбин, мы покажем ниже, описывая исполнен-
ные турбины.

Муфты для соединения турбинного вала с валом приводимой им машины или с зубчатой передачей выполняются либо в виде жестких, либо в виде эластичных муфт, смотря по числу подшипников. При трех подшипниках применяется всегда жесткая муфта, фланец которой может быть откован заодно с валом (рис. 214) или насаживается на него в виде отдельной части



The image contains two technical drawings of a mechanical component. The left drawing is a cross-sectional view, showing a central shaft or rod passing through a housing. The housing has a complex internal structure with various chambers and passages. The right drawing is a top-down view of the component, showing a circular face with a central circular area and a surrounding ring of smaller circular features, possibly ports or mounting points.

(рис. 218, WUMAG); в этом последнем случае конец вала отковывается на конус, половинка муфты крепко зажимается на нем гайкою и предохраняется двумя шпонками от вращения. Муфтовые болты имеют кольцевые выступы, отверстия обеих половинок муфты разворачиваются заодно; болты должны быть

так крепко подтянуты, чтобы сопротивление скольжению могло передавать вращающий момент и чтобы болты не подвергались срезающему усилию.

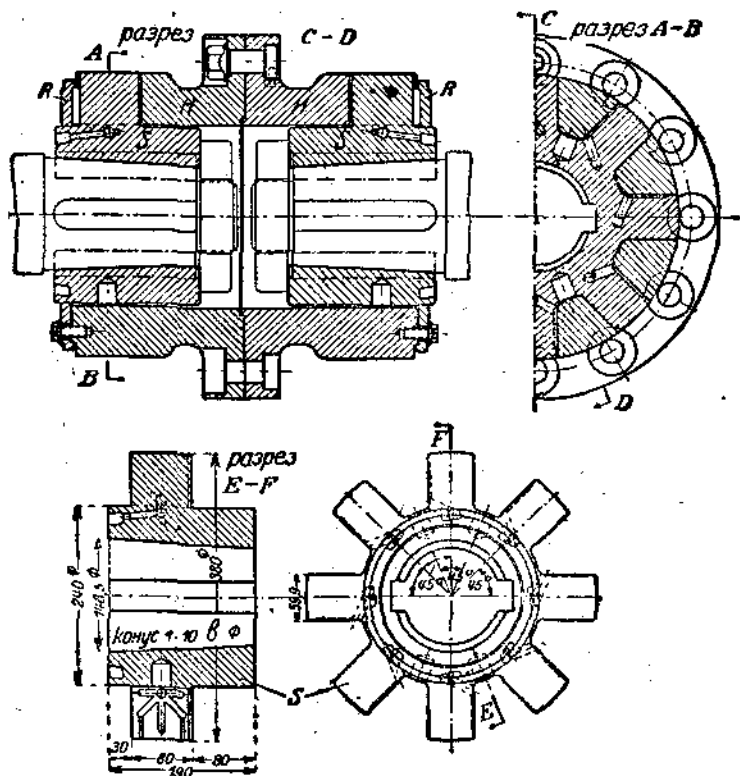


Рис. 220. Двойная зубчатая муфта MAN.

При двух подшипниках тоже применимы жесткие муфты, но тогда по меньшей мере один подшипник должен быть податлив; т. е. иметь шаровую опору (см. ниже, стр. 238); однако по большей части в таких случаях применяются гибкие муфты. Часто встречаются введенные Парсонсом двойные ку-

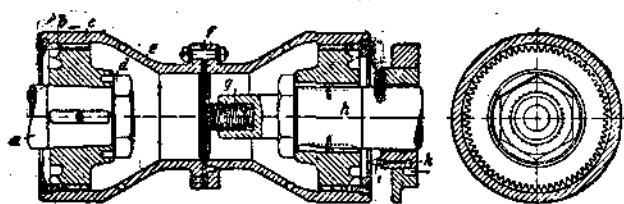


Рис. 221. Двойная зубчатая муфта AEG.

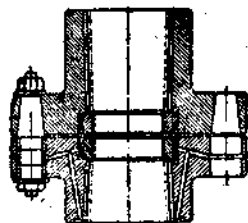


Рис. 222. Муфта на болтах фирмы GHH.

лочные (зубчатые) муфты, одна из которых в исполнении фирмы BBC показана на рис. 219; монтировать и демонтировать муфту удобно, потому что наружная часть разъемная; зубцы наружного обода служат захватами для приспособления при монтаже или для проворачивания вала при прогревании турбины. Аналогичное исполнение фирмы MAN показано на рис. 220, из которого можно также усмотреть детали; важное значение имеет хорошая смазка ку-

лаков (см. смазочные канавки в звезде муфты S): должен образоваться упругий слой масла для выравнивания небольших смещений. Боковые кольца R служат для ограничения осевого сдвига наружной обоймы.

Для соединения турбины с зубчатой передачей фирма AEG применяет двойную зубчатую муфту согласно рис. 221.

Фирма GHH применяет болтовую муфту (рис. 222), равным образом эластичную; болты в одной половине муфты имеют коническую часть, в дру-

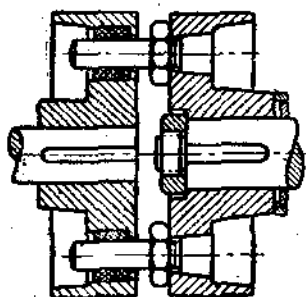


Рис. 223а. Муфта на болтах фирмы Weise Söhne.

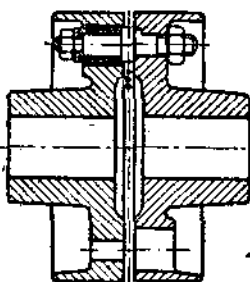
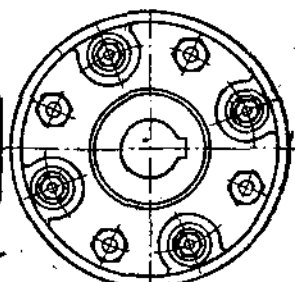


Рис. 223б. Муфта на болтах фирмы WUMAG.



гой—бронзовую втулку, которая относительно болта и муфты имеет небольшой зазор, заполняемый смазочным маслом через прорезы.

Для малых турбин по большей части применяются в качестве эластичных муфт болтовые муфты более простой конструкции; болты пропущены сквозь резиновые или кожаные втулки; болтовая муфта с резиновыми кольцами фирмы Weise Söhne представлена на рис. 223 а, сходная с нею муфта фирмы WUMAG—на рис. 223 б. Применяются также обыкновенные эластич-

ные муфты с кожаными лентами. Болты муфт подвергаются усилиям на изгиб от центробежной силы, и с этим надо считаться, потому что это воздействие сильнее, нежели обусловленное передаваемым вращающим моментом¹⁾.

¹⁾ Фирма Метрополитэн-Виккерс и ее лицензиаты, Ленинградский металлический завод и завод „Красный путилевец“, применяют для своих турбин две конструкции муфт, отличающиеся от описанных.

Между цилиндром высокого давления и цилиндром низкого давления ставится муфта системы Биби-Уэллман, состоящая из двух дисковых муфт, насаживаемых на концы валов (см. рис. 223 с). Диски эти имеют по внешней окружности профрезерованные канавки, в которые вкладываются видные на рисунке изогнутые змееобразно пружины. При посредстве этих пружин передается вращающий момент от одного вала к другому. Для того, чтобы под влиянием центробежной силы пружины не вылетали из своих гнезд, на диски снаружи надевается



Рис. 223с.

стальной цилиндр. Конструкция эта оправдала себя во многих случаях, когда муфты иной конструкции не давали положительных результатов, так как муфта этой конструкции совершенно не передает изгибающего момента от одного вала к другому даже при не вполне правильной линии валов. Эта муфта дает возможность перемещаться в осевом направлении одному валу по отношению к другому (например при температурных расширениях роторов).

Муфта другой конструкции (рис. 223д) ставится между цилиндром низкого давления и генератором. Она состоит, как видно из рисунка, из толкостенной поковки, причем стенки имеют волнообразную форму (одна или несколько волн). Муфта эта, втулкой своей насаживается на один вал, фланцем (с другого конца) приближается к дисковой муфте, сидящей на другом валу. Благодаря наличию волн муфта очень эластична, и изгибающий момент передается ею лишь в незначительной степени. В таком исполнении муфта не допускает относительного осевого смещения валов. Если такое смещение требуется, то муфта этой конструкции комбинируется с половинной кулачковой муфты. Прим. ред.

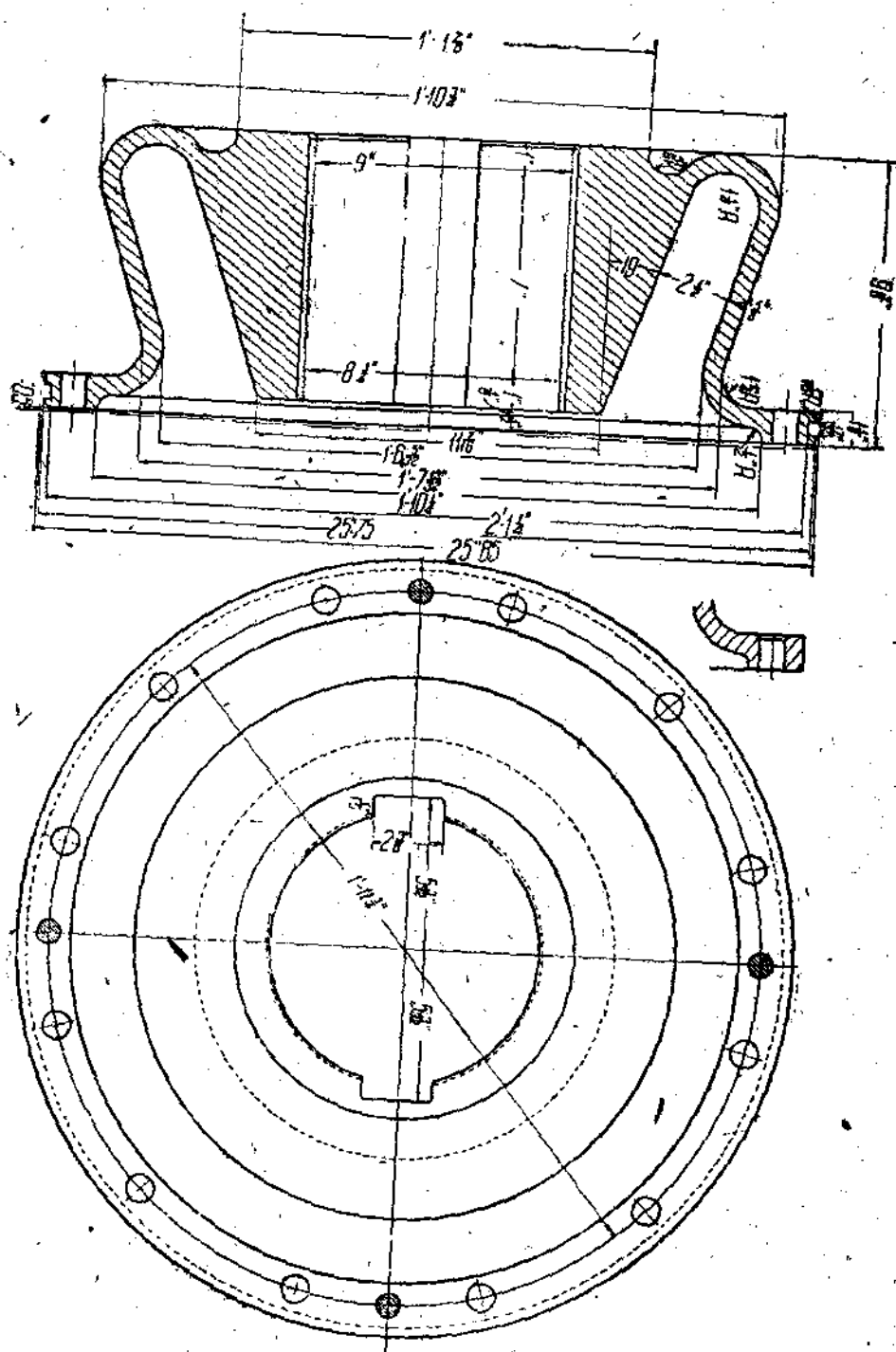


Рис. 223d.

VII. Балансировка роторов.

Роторы должны быть тщательно выбалансированы в предотвращение сотрясений при работе. Сперва неуравновешенность отдельных рабочих колес устраняют посредством статической балансировки. Для этого центрируют колеса на втулках, оси которых кладут на точно выверенные по горизонтали, тщательно отшлифованные призмы (рис. 224). Тогда диск, будучи предоставлен сам себе, качается и, наконец, приходит в состояние покоя, обратив вниз свой центр тяжести. С помощью противовеса, который приклеивают сверху воском, определяют величину избыточного веса и сообразно с нею слегка шлифуют обод с противоположной стороны (снизу, со стороны избыточного веса), пока после многократного выравнивания не будет достигнуто безразличное равновесие. После облопачивания производится заново балансировка с помощью шлифовки промежуточных тел.

Готовый ротор балансируют затем динамически; при насаженных, предварительно выбалансированных статически рабочих колесах обнаруживающаяся при вращении неуравновешенность незначительна; но у барабанов она может оказаться довольно большой. Если центр тяжести всех масс совпадает с осью вращения, то этого еще недостаточно, ибо неуравновешенность в различных, перпендикулярных к оси плоскостях может быть такого

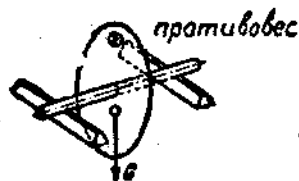


Рис. 224. Статическая балансировка.

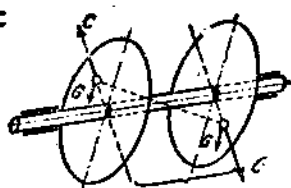


Рис. 225. Динамическая балансировка.

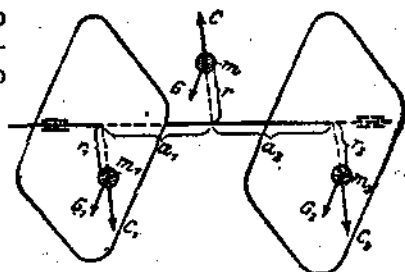


Рис. 226. Динамическая балансировка.

рода, что результирующая центробежных сил равна нулю (рис. 225), между тем как все еще остаются моменты центробежных сил, реакции которых действуют на подшипники и способны вызвать в роторе деформации, потому что уже 1 г на расстоянии 0,5 м при 3000 об. в мин. создает центробежную силу в 5 кг, т. е. в 5000 раз превышающую избыточный вес.

Для балансировки прибавляют добавочные массы в различных плоскостях. Если, например, неуравновешенная масса равна m (рис. 226), то ей противопоставляют в двух плоскостях массы m_1 и m_2 на расстояниях r_1 и r_2 , так что r , r_1 и r_2 лежат в одной плоскости и центробежные силы уравновешивают друг друга; иными словами, должно получиться:

$$m r \omega^2 = m_1 r_1 \omega^2 + m_2 r_2 \omega^2$$

и, далее,

$$m_1 r_1 a_1 = m_2 r_2 a_2,$$

чтобы моменты были уравновешены. Если сделать массы равными друг другу $m = m_1 = m_2$, то получится $r = r_1 + r_2$ и $r_1 a_1 = r_2 a_2$, т. е. расстояния масс от оси обратно пропорциональны расстояниям a_1 , a_2 плоскостей от плоскостистой массы, которую надлежит уравновесить. Таким образом, полное выравнивание осуществимо, но для этого нужно знать положение и величину уравновешиваемой массы. Определить их можно было бы, например, посредством качания, но

результаты, в виду значительного веса ротора, получились бы слишком неточные. Практически поэтому поступают иначе: кладут ротор на подвижные подшипники и приводят его во вращение, причем подшипники начинают колебаться; когда число оборотов становится равным свободному числу колебаний всего устройства, то возникает резонанс, иными словами, амплитуды колебаний увеличиваются, и по этому способу легко обнаружить даже незначительную неуравновешенность. Отметки мелом позволяют определить сторону избыточного веса, после чего, на пробу подвешивая грузики к торцевым сторонам барабана (рис. 208, стр. 214), можно добиться уравновешивания свободных сил и моментов.

Для балансировки служат особые машины, среди которых большим распространением пользуется машина системы Лавачек-Геймана. У нее оба подшипника подвешены на пружинах. Сперва закрепляют один из них и приступают к балансировке; при этом проходящая через неподвижный подшипник сила еще не уравновешена. Затем этот подшипник освобождают и закрепляют другой, после чего повторяют балансировку.

Другой способ предложил Акимов: рама устройства способна совершать колебания, поворачиваясь около горизонтальной оси, а один из находящихся на ней подшипников для испытуемого ротора пружинит, перемещаясь в вертикальной плоскости.

VIII. Наружные уплотнения.

Уплотнение валов при проходе их через кожух — задача трудная, чем и объясняется многообразие ее решений.

Уплотнение со стороны высокого давления должно предотвратить пропуск значительных количеств пара из цилиндра наружу, и лишь при малых нагрузках в конденсационных турбинах, когда вся турбина находится под вакуумом, оно должно препятствовать проникновению наружного воздуха в цилиндр. Уплотнение низкого давления, наоборот, должно всегда у конденсационных турбин предотвращать проникновение воздуха в цилиндр и только у работающих с противодавлением турбин уплотнять их во избежание чрезмерного вытекания пара в атмосферу. Так как ускользающий через сальники пар теряется для работы, то к хорошему уплотнению надо предъявлять требование, чтобы утечка пара через него была по возможности мала, а доступ воздуху прегражден совершенно, иначе ухудшился бы вакуум. Но при этом недопустимо металлическое соприкосновение вращающейся части с неподвижной. Ускользающий пар не должен попадать в подшипники, не должен он также попадать в машинный зал; поэтому пробивающийся через уплотнение пар отводят из особой камеры (см. канализацию пара в сальниках).

Уплотнение осуществимо либо с помощью лабиринтного действия, либо при посредстве неметаллических набивочных колец; сообразно с этим различают два главных типа уплотнений: лабиринтные и с угольными кольцами.

A. Лабиринтные уплотнения.

Как уже упоминалось при рассмотрении потерь через лабиринты (стр. 77) эти последние состоят из ряда чередующихся сужений и расширений, так что пар в узком зазоре тормозится, и скорость его уничтожается вследствие изменения направления и вследствие вихрей в расширенной части. Пробивающееся количество пара (утечка) оказалось по уравнению (67), стр. 78, равным:

$$G_{\text{итб}} = f_{\text{сп}} \sqrt{\frac{g(P_1^2 - P_2^2)}{z \cdot P_1 v_1}} \text{ кг/сек,} \quad (39)$$

если конечное давление p_2 больше критического p_k ; или согласно уравнению (69):

$$G_{ит} = f_{sp} \sqrt{\frac{g}{z+1,4}} \cdot \left(\frac{P_1}{v_1} \right) \text{ кг/сек,} \quad (40)$$

если конечное давление меньше критического p_k ; количество это зависит, следовательно, не только от разности между давлениями перед и за уплотнением, которая определяется подразделением перепада, т. е. давлением в первой ступени, но и от числа z лабиринтов и площади поперечного сечения зазора f_{sp} . Таким образом, потерю эту можно повизить увеличением числа лабиринтов, ибо зазор и без того будет, конечно, сделан минимальным. Но при этом уплотнения становятся очень длинными, в связи с чем, не говоря уже об увеличении строительной длины, приходится допускать большее расстояние между подшипниками и, значит, утолстить вал, что опять-таки влечет за собой увеличение площади поперечного сечения зазора. Приходится, стало быть, примириться с некоторой более или менее значительной потерей пара.

Наиболее распространенная конструкция—это ряд гребней на валу или надвинутая на вал гребенчатая втулка и уплотнительные кольца из латуни или никелевого сплава, загнанные в корпус уплотнения. Уплот-

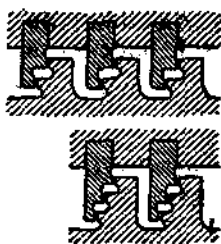
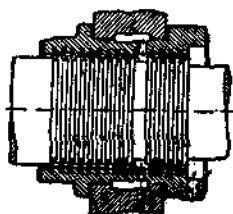


Рис. 227. Уплотнение.

Рис. 228 и 229. Уплотнение.

Рис. 230. Уплотнение фирмы Мельмс и Пфеннингер.

нение при этом будет либо только радиальное (рис. 227), либо только аксиальное (рис. 228 — многократные лабиринты, уплотнение разгрузочных поршней у турбин фирмы Мельмс и Пфеннингер), либо радиальное и аксиальное (рис. 229). Заострение гребней предотвращает поломку колец при случайном задевании, а также способствует стиранию концов этих колец при задевании, без особого увеличения температуры.

На рис. 230 показано лабиринтное уплотнение в турбине Мельмс и Пфеннингер. Тут наряду с радиальным уплотнением имеется и некоторое осевое сужение. Половинки уплотнения скреплены кожухом. Новейшая конструкция фирмы Мельмс и Пфеннингер показана на рис. 231; гребенчатые втулки привинчены к барабану (рис. 208, стр. 214), заостренные гребни производят уплотнение в пазах и на выступах корпуса который свинчен в горизонтальной плоскости.

На рис. 232 представлено уплотнение фирмы ВВС; уплотнительные кольца несколько наклонены, чтобы при вибрациях ротора лучше изгибаться. Через L_1 из кольцевого пространства пар отводится, или туда же вводится запорный пар.

Уплотнение согласно рис. 233, исполнявшееся фирмой „Weser“, имеет две камеры; из внутренней поступает пар в качестве запорного пара уплотнения низкого давления, из внешней засасывается в конденсатор остальной пар через дроссельный вентиль.

Податливость в радиальном направлении достигается с помощью особых вставок; на рис. 234 показана конструкция АЕГ: вставки из никелевой

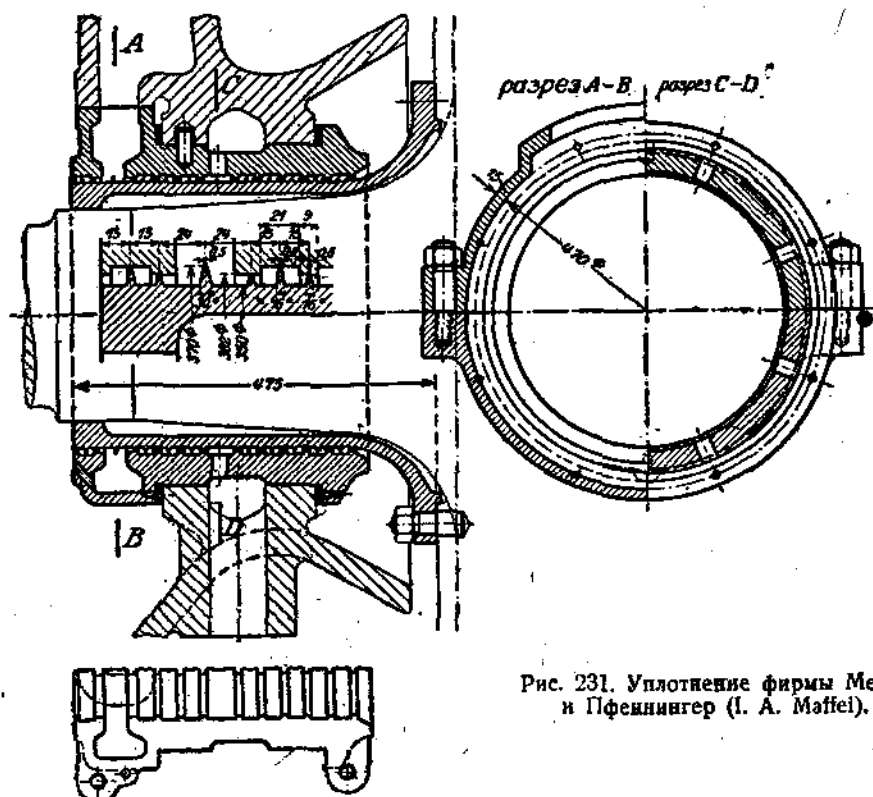


Рис. 231. Уплотнение фирмы Мельмс и Пфейнинггер (I. A. Maffel).

бронзы снабжены узкими заостренными уплотнительными гребнями, которые и образуют совместно с выступами и впадинами втулки, насаженной на вал, необходимые для лабиринта сужения. Половинки вставок свинчены, нижняя своими выступами входит в пазы корпуса сальника с небольшим радиальным зазором, верхняя упира-

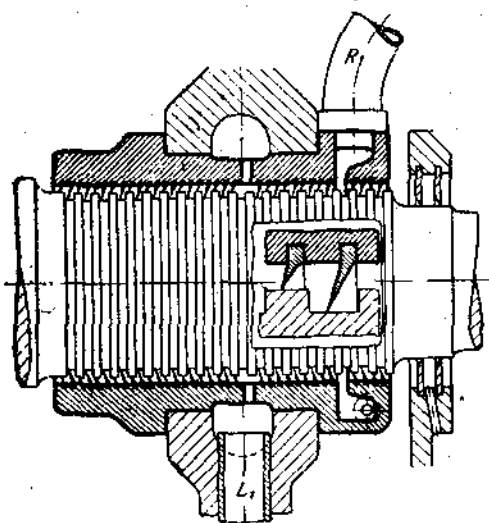


Рис. 232. Уплотнение ВВС.

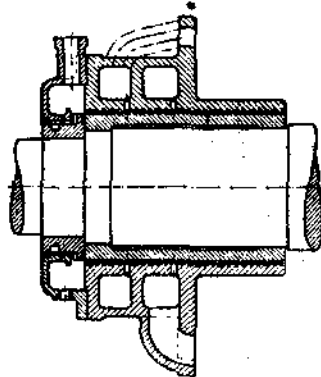


Рис. 233. Уплотнение фирмы А.-С. Weser.

ется выступами на фланце в выступ, находящийся под поверхностью стыка нижней части кожуха; податливость обеспечивается зазором.

Сходную форму исполнения применяет фирма Гумбольдт для больших турбин.

Податливость свойственна также уплотнению Первого Брюинского о-ва (рис. 235); половинки вставок сидят непосредственно в кожухе турбины с не-

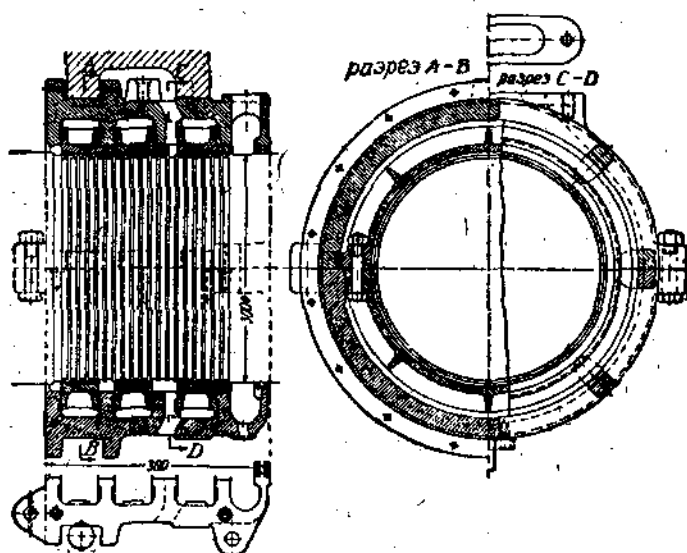


Рис. 234. Уплотнение АЕГ.

большим радиальным зазором и снабжены острыми, наклонно расположенными уплотнительными кольцами. Гребни на валу состоят из латунных

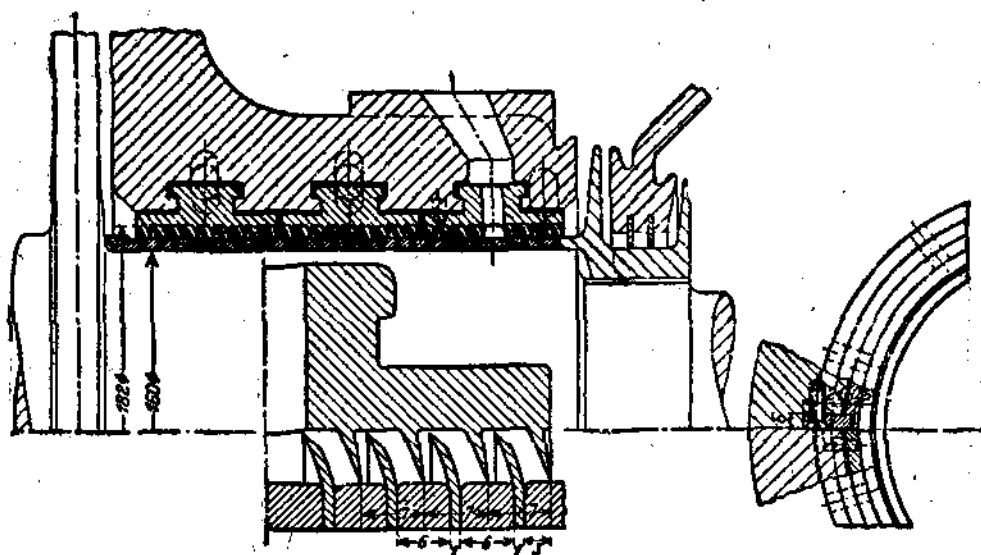


Рис. 235. Уплотнение фирмы ЕВМ.

колец в форме зонтика, удерживаемых стальными кольцами; это дает двойное уплотнение, причем форма зонтика сообщает кольцам добавочную, пружинящую податливость. Вставки удерживаются в кожухе с помощью шпонок, наподобие обеих половин диафрагм.

Радиально следующие друг за другом лабиринты устроены в сальнике радиальной турбины Юнгстрема; на рис. 236 показан один такой элемент, все уплотнение состоит из 4 двойных элементов, так что имеется 128 мест уплотнения. Заостренные гребни обладают пружинящей податливостью; сальник вставляется и вынимается в осевом направлении ¹⁾.

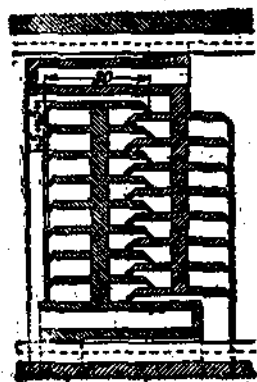


Рис. 236. Уплотнение Юнгстрема.

1) При всех описанных лабиринтах при соприкосновении вращающейся и неподвижной частей происходит местное нагревание, которое стремится уменьшить или заострением гребней, или выбором соответствующего материала для гребней. При нагревании гребень расширяется и с еще большей силой прижимается к заданному им месту, вследствие чего температура нагрева увеличивается и т. д. Если турбина не будет остановлена достаточно быстро, то может наступить авария в виде искривления вала от одностороннего нагрева. Этого отрицательного свойства лабиринтных уплотнений фирма Метрополитэн-Виккерс стремится избежать своей новой конструкцией лабиринтных уплотнений (рис. 236а). Подвижная часть лабиринта состоит из втулки, посаженной на вал, имеющий гребни неодинаковой высоты; неподвижная же часть состоит из колец с цилиндрическими тонкими отростками. Кольца разрезаны на 6—8 сегментов, выдвинуты в соответствующие пазы в корпус уплотнительной коробки и прижимаются наружными плоскими пружинами. Зазор между гребнем на втулке и соответствующим цилиндрическим отростком и является сужением лабиринта. Если произойдет задевание, то конец цилиндрического отростка нагреется и автоматически отогнется наружу, так как при расширении от нагрева он стремится занять положение по большому радиусу. Вследствие этого гребень и отросток выйдут автоматически из

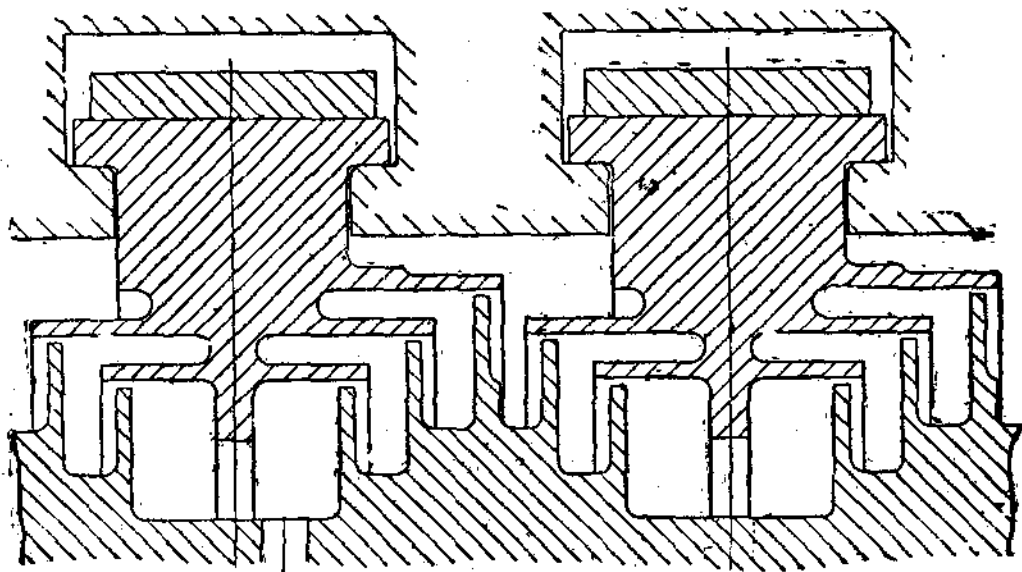


Рис. 236а.

соприкосновения. Если после остывания отростка обе части опять соприкоснутся, то описанное выше повторится.

Такое лабиринтное уплотнение, как и все лабиринты с радиальным зазором, нельзя регулировать, т. е. уменьшать и увеличивать величину зазора. Лабиринт, основанный на том же принципе, но регулируемый, т. е. с осевым зазором, показан на рис. 236б. Здесь, как и в предшествующем лабиринте, язычки выйдут из соприкосновения, как только они нагреются от трения друг о друга. Зазоры между язычками устроены последовательно в шахматном порядке для того, чтобы надежно уничтожить скорость пара после выхода пара из сужения: пар попадет не в следующее сужение, а ударится в стенку.

Величину зазора можно менять, переставляя вал в осевом направлении, действуя соответствующим образом на упорный подшипник, т. е. или переставляя прокладки, или же, если подшипник снабжен механическим приводом, воздействуя на червяк червячной передачи.

Такие лабиринты строит и Ленинградский металлический завод и завод „Красный путевец“. Прим. ред.

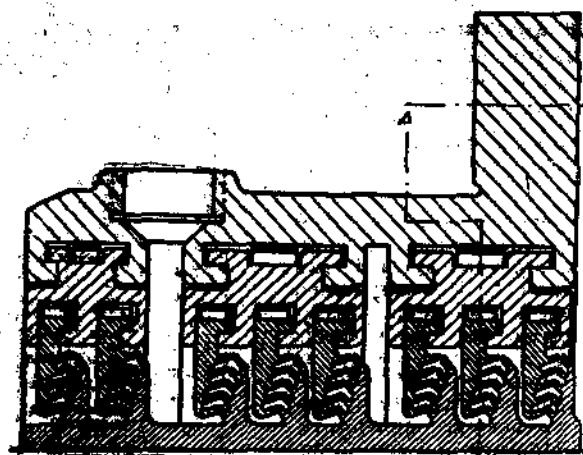


Рис. 236б.

вал с весьма незначительным зазором. Угольные кольца сидят в кольцевых обоймах дугового сечения, будучи в них предохранены от вращения предохранительными планками *S* или другими приспособлениями (U-образными скобами и т. п.), в остальном же располагая свободю перемещения (боковой зазор составляет около 0,2 мм); таким образом они способны следовать движениям вала, но с боков прижаты давлением пара и дают надежное уплотнение. Кольцевые обоймы зажаты крышкой в корпусе уплотнения или непосредственно в кожухе турбины, так что пар не может ускользать в обход обойм.

Часто на вал насаживают особую чугунную втулку, так как угольная пыль отшлифовывает ее лучше, чем стальную поверхность вала; втулка прижата гайкою с одного конца к одному уступу вала, а в другую сторону может расширяться свободно. Четыре кольца не висели на валу и не снашивались быстро с одной стороны, их удерживают на весу плоские пружины *F* (рис. 238).

Расход пара через эти уплотнения вычислить невозможно, число уплотнительных колец нужно выбрать на основании опытных данных или согласно особым испытаниям. Когда кольца сработались и протечка пара увеличилась, то можно спилить и пришабрить поверхности стыков между угольными сегментами, а кольца расточить, и тогда удастся снова отрегулировать зазор. На рис. 238 показано уплотнение такого рода фирмы MAN, непосредственно вставленное в кожух турбины; угольные кольца предохранены от вращения U-образной скобой *S*, в которой закреплены также спиральные пружины. Пробивающийся, не отсасываемый пар может ускользать вверх через паротводную трубу *D*, попадать в подшипник ему препятствуют листовые вставки *C* и кольцо *R*.

В. Угольные уплотнения.

Такие уплотнения имеют малый зазор ¹⁾, так как соприкосновение между уплотнением и валом в них не опасно; вследствие этого сокращается число лабиринтных камер. Впрочем, такие уплотнения имеют большую ширину. Уплотнительные кольца сделаны из прессованного, богатого графитом угля (*K*, рис. 237), почти квадратного сечения, с проточенной по наружной поверхности канавкой для спиральной пружины *F*, которая охватывает 3 или при большем диаметре 4 сегмента угольных колец, так что они охватывают

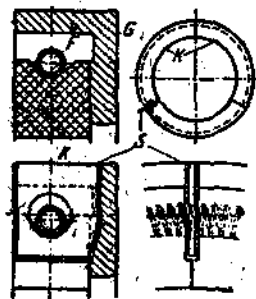


Рис. 237. Угольное уплотнительное кольцо.

¹⁾ Зазор рассчитан на неравномерное расширение вала и угольных колец, так как их коэффициенты расширения от нагревания различны; кроме того величина зазора у колец, ближайших к паровой части, больше, а у ближайших к подшипнику — меньше, опять-таки вследствие неравномерного нагрева вала по длине, а следовательно и неодинакового расширения. Прим. ред.

Уплотнение с угольными кольцами фирмы WUMAG (рис. 239) со стороны высокого давления имеет особый корпус, у которого внутренняя часть не-

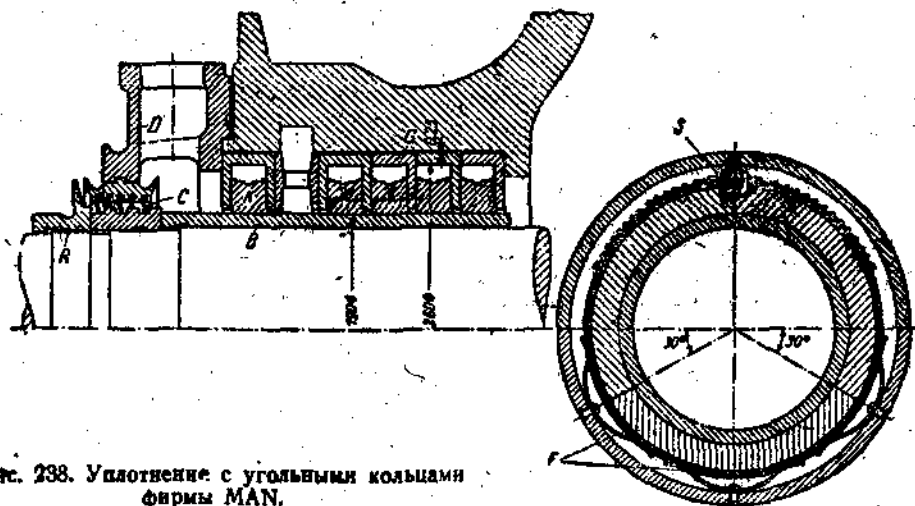


Рис. 238. Уплотнение с угольными кольцами фирмы MAN.

разъемна, а наружная состоит из двух частей. Это позволяет вставлять и вынимать уплотнение, не приподнимая верхней части кожуха; с этой целью наружные обоймы тоже состоят из двух частей.

Когда критическое число оборотов вала ниже рабочего числа оборотов (гибкий вал), то предпочтения заслуживают уплотнения с угольными кольцами, так как они податливе.

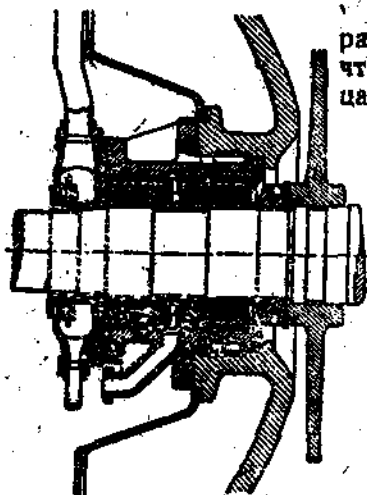


Рис. 239. Уплотнение фирмы WUMAG.

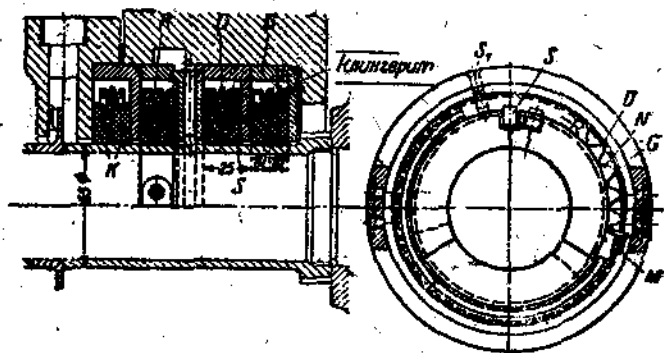


Рис. 240. Уплотнение фирмы Гун.

Новым типом угольных уплотнений является патентованное уплотнение фирмы Густав Гун (G. Hahn), оправдавшееся на практике даже при высоких давлениях и температурах и больших окружных скоростях. От описанных выше оно отличается тем, что содержит в одной камере два кольца *K*, состоящие каждое из трех частей; снаружи эти кольца конические (рис. 240) и прижимаются к стенкам обоймы *G* наружным коническим нажимным кольцом *R* из бронзы, нержавеющей стали или алюминия, так что они эластично прилегают к обойме, не нагружая собою вала.

Нажимные кольца R обточены трапециевидно для уменьшения веса, как это видно у переднего кольца, и снабжены прорезами; их окружает стяжная проволока D . Между ее концами и между двумя нажимными кольцевыми частями введена волнистая пружина N , передающая нажимному кольцу свое натяжение, вследствие чего опять-таки угольные кольца K прижимаются к стенкам камеры и к ее стыкам, охватывая вал. Натяжение можно регулировать с помощью гайки M . Представленное на рис. 240 уплотнение предназначено для малых турбин, делающих 6000 об. в мин.

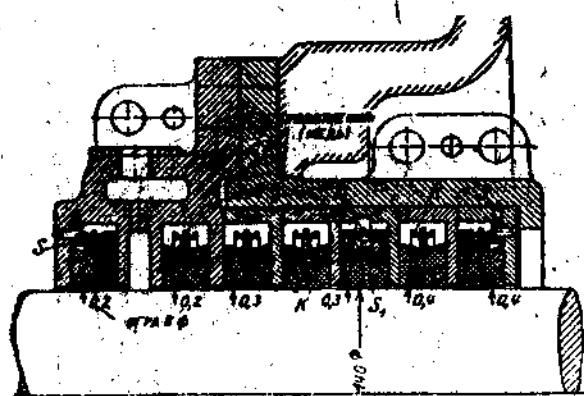


Рис. 241. Уплотнение фирмы Гун.

На рис. 242 представлено уплотнение турбины высокого давления для 32 атм. изб., 375° С при 5500 об. в мин. ($u = 59$ м/сек). Тут обращает на себя внимание небольшая строительная длина уплотнения.

Подобным же образом сконструированы уплотнения низкого давления, только у них меньше уплотнительных колец.

Малые турбины обычно снабжаются уплотнениями описанного типа. Несколько другого рода уплотнение представлено на рис. 243 (фирмы E. Nascke);

кроме главного уплотнительного кольца, здесь еще имеется второе, которым создается боковое уплотнение.

С. Гидравлические уплотнения.

Такие уплотнения применяются реже, так как вызывают относительно большие потери энергии и потому, что вода, случайно проникнув внутрь уплотнения и в кожух турбины, способна причинить вред вследствие внезапного охлаждения.

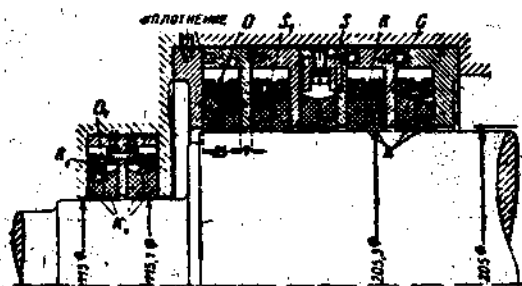


Рис. 242. Уплотнение фирмы Гун.

Такие конструкции создают, однако, совершенное уплотнение, в частности и относительно вакуума.

На рис. 244 показано лабиринтное гидравлическое уплотнение фирмы AEG; вода проникает в e , выходит через f и приводится в движение вращающимся в кольцевой камере ротором b , вследствие чего возникает динамическое давление, которое создает уплотнение относительно внутреннего давления.

Д. Направление движения пара в уплотнениях.

Как уже упоминалось, конструкции для высокого давления должны создавать уплотнение относительно избыточного давления p , а для низкого давле-

вия у конденсационных турбин — препятствовать проникновению воздуха. С этой последней целью к уплотнению низкого давления подводят пар, так называемый запорный пар; им служит обычно мятый пар уплотнения высокого давления, подаваемый по трубопроводу L_1 (рис. 245). Избыточный пар засасывается в паропроводный патрубок по трубопроводу L_2 , если открыт вентиль А, а именно настолько, чтобы паропроводные трубы R_1 и R_2 только слегка выпускали пар. Если мятого пара из уплотнения высокого давления нехватает для запора уплотнения низкого давления, то добавляют свежий пар, открывая вентиль В.

В прежнее время избыточный мятый пар из уплотнения высокого давления направляли в среднюю ступень турбины, чтобы там же использовать его; но теперь этот способ оставлен, так как влажный пар из уплотнений повышает содержание влаги в турбине, и это оказывает вредное действие на лопатки.

У турбин с противодавлением нет надобности применять запорный пар, и так как вакуума в них нет, то мятый пар должен отсасываться струйным аппаратом, причем теплота пара может быть использована, или же можно устроить так, чтобы его отсасывание производила вытекающая охлаждающая вода масляного холодильника ¹⁾.

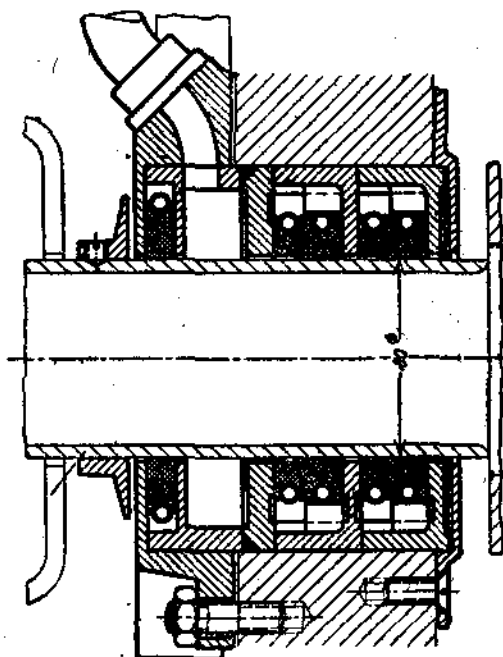


Рис. 243. Уплотнение фирмы E. Nacke

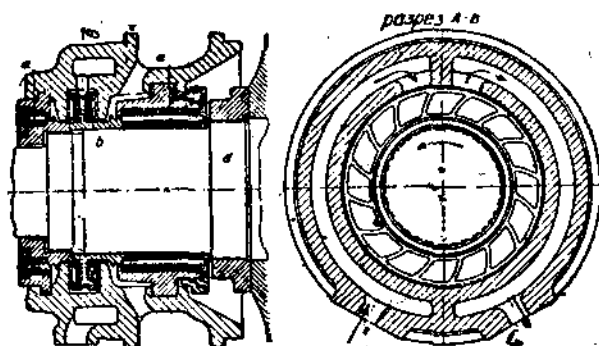


Рис. 244. Гидравлическое уплотнение фирмы АЕГ.

IX. Подшипники.

Подшипники удерживают ротор в радиальном направлении (опорные подшипники) и в осевом направлении (упорные подшипники). Окружные скорости цапф могут достигать довольно больших значений при применяемых чи-

слах оборотов; ротор у больших агрегатов своим весом значительно нагружает подшипники, так что они работают при значительных нагрузках. Помимо уменьшения трения и тем самым сокращения главнейших механических потерь (см. стр. 80), незначительный износ и максимальная надежность

¹⁾ Другим способом, часто применяемым в настоящее время для конденсационных турбин, является отвод пара из уплотнений в специальный подогреватель, где этот пар подогревает конденсат из конденсатора на 2—3° С. Если при этом уплотнение низкого давления гидравлическое, то потери от пропуска пара в уплотнениях ничтожны, и остаются лишь потери на создание нужного давления в гидравлических уплотнениях. Прим. ред.

в эксплуатации должны являться главной задачей конструктора при разработке подшипников. Так как между ротором и неподвижной частью зазор очень мал, то недопустимы непредусмотренные сдвиги в подшипниках; с другой же стороны, подшипники должны допускать незначительные прогибы вала, в предотвращение чрезмерной односторонней нагрузки.

Ни в коем случае не должно быть металлического соприкосновения между ротором и вкладышем, иначе немедленно нагреется бы подшипник; поэтому цапфу должен окружать достаточно толстый слой масла, и выделяющаяся от трения теплота должна быть отводима без недопустимого нагрева подшипника.

А. Опорные подшипники.

1. Размещение подшипников.

Подшипники размещают различным образом. Для малых турбин, при сидящем на конце вала рабочем колесе, достаточно иметь один подшипник (рис. 246, 1), и тогда приводимая машина (насос или т. п.) тоже сидит на конце вала или приводится с помощью муфты K (рис. 246, 1а). При несколько больших мощностях применяются

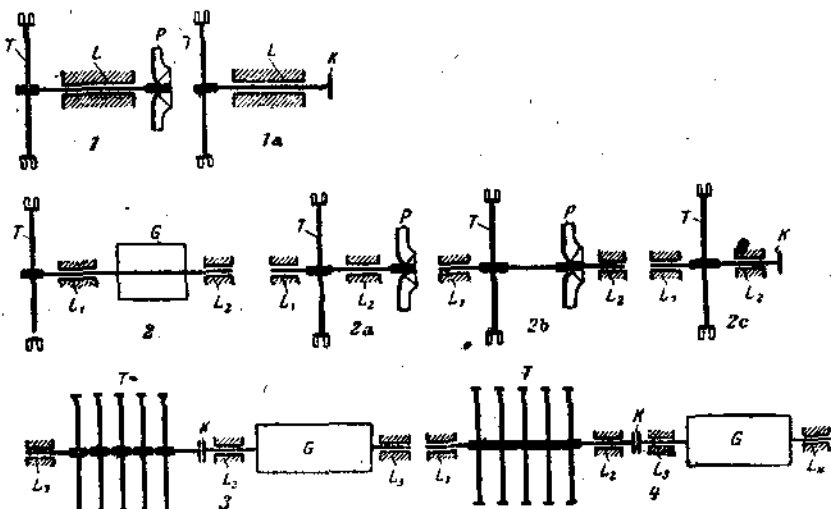


Рис. 246. Размещение подшипников.

обычно два подшипника, и тогда приводимая машина может находиться или между ними, если рабочее колесо турбины T сидит на конце вала (рис. 246, 2), или может сама сидеть на конце вала (2а), или же турбина и машина могут находиться между обоими подшипниками (2b). Наконец, привод может быть осуществлен и посредством муфты K (2с), и тогда приводимая машина имеет свои собственные подшипники.

Турбины средней и крупной мощности исполняются либо с 3 подшипниками (рис. 246, 3), причем турбина жестко соединена с генератором G ,

или с ним один общий промежуточный подшипник, либо с 4 подшипниками (4), причем промежуточный подшипник выполнен в виде двойного подшипника, а валы между подшипниками соединены жестко или, как это чаще бывает, эластичной муфтой.

Для подшипников малых турбин при легких роторах часто достаточно кольцевая смазка, если удельное давление (на единицу площади диаметрального сечения цапфы) не превосходит $k=3-5 \text{ кг/см}^2$, а произведение из удельного давления на окружную скорость цапфы $k v \leq 20$; отсюда можно найти требующуюся для отвода тепла длину цапфы. Шариковые подшипники применимы только при очень малых турбинах, так как в виду большого числа оборотов допустимы только небольшие нагрузки¹⁾.

Работа трения согласно уравнению (71), стр. 80, равна:

$$A_r = \mu l d k v \text{ кгм/сек,} \quad (41)$$

где l и d (длина и диаметр цапфы) выражены в см. Для механического эквивалента теплоотдачи Лаше нашел выражение:

$$A_r = \beta \pi d l (t - t_0) \text{ кгм/час,}$$

где t означает температуру подшипника, t_0 — температуру среды, а l и d выражены в см, причем коэффициент β равен от 2 до 2,5, немного повышаясь вместе с температурой. Если не применено особое охлаждение, то механический эквивалент теплоотдачи должен быть больше работы трения или по меньшей мере равен ей, следовательно отнесенный к 1 часу

$$3600 \mu l d k v = \beta \pi l d (t - t_0)$$

или при $\mu k = \frac{2}{t}$ [по уравнению (71a), стр. 81]

$$t(t - t_0) = 3600 \frac{2v}{\pi \beta} = 3600 \frac{v}{\pi} \quad (\beta = 2),$$

или при

$$v = \pi d n (60 \cdot 100),$$

так как d выражено в см,

$$t(t - t_0) = 0,6 d n,$$

откуда можно вычислить t . Эта температура не должна достигать слишком больших значений, именно она не должна превышать $70-80^\circ$ ²⁾, ибо приблизительно при 125° , как это установил Лаше, смазочная способность масла внезапно и резко понижается. Если расчет показал слишком высокую температуру, то надо прибегнуть к искусственному охлаждению. При малых мощностях с этой целью помещают в масляное пространство подшипника водяной змеевик (рис. 355), при больших мощностях прибегают к особому охлаждению циркулирующего в большом количестве масла, нагнетаемого в подшипник масляным насосом (см. стр. 256), иными словами — к смазке под давлением. Удельное давление может при этом достигать $k = 10 \text{ кг/см}^2$, а произведение $k v$ — от 150 до 170.

¹⁾ Шариковые подшипники не применяются в паровых турбинах также потому, что в них отсутствует масляная прослойка между валом и подшипником, значительно смягчающая передачу сотрясений от ротора на подшипник. Прим. ред.

²⁾ Лучше не превышать 60° , так как исследования показали, что смазочное масло „старее“ значительно быстрее, если температура его будет выше 60° С . Под „старением“ масла понимается порча его во время работы, т. е. увеличение кислотности, выпадение шлама и т. п. Прим. ред.

Количество масла Q , которое должно циркулировать для одного подшипника, определяется из соотношения:

$$A_r : 427 = Q c_m (t_a - t_o),$$

где A_r следует из уравнения (41), а теплоемкость масла $c_m = 0,29$, если t_o и t_a означают температуру впуска и температуру выпуска масла. Лаше дает следующую формулу для определения количества масла, требующегося для одного подшипника:

$$Q = q l d v \text{ г/мин.};$$

здесь v означает окружную скорость цапфы и q — удельное количество масла, зависящее от скорости цапфы и среднего удельного давления и равное:

	$v = 20$	$v = 40$	$v = 50$	$v = 60 \text{ м/сек.}$
При $k = 6,5 \text{ кг/см}^2$	$q = 0,38$	0,50	0,57	0,61
При $k = 15 \text{ кг/см}^2$	$q = 0,46$	0,62	0,75	0,93

2. Конструкция подшипников. Диаметр цапфы по большей части вытекает конструктивно из расчета вала (стр. 215), с учетом критического числа оборотов; тогда длину нужно выбрать в соответствии с удельным давлением, теплоотдача должна быть достигнута подачей соответственного количества масла. Очень большое значение имеет правильная конструкция подшипника, особенно, целесообразная подача масла. Цапфа должна иметь во вкладышах достаточный зазор, о чем мы уже говорили на стр. 81; наивыгоднейший зазор δ по отношению к радиусу цапфы r равен:

$$\frac{\delta}{r} = \sqrt{\frac{2 \eta \omega l}{k(d+l)}}.$$

где $\eta = 0,002 \text{—} 0,003 \text{ кг/сек/м}^2$ означает вязкость масла, ω — угловую скорость; $k = P : dl$, если P — нагрузка на подшипник. Как это видно из рис. 91, стр. 81, работа трения уменьшается по мере увеличения зазора.

Смазка должна происходить при возможно меньшем давлении подаваемого масла, и слой его не должен прерываться; применявшиеся в прежнее время канавки оказались вредными. По большей части нижний вкладыш совсем не имеет канавок или же только продольные канавки для распределения масла по всей цапфе вблизи стыков между половинками вкладышей; верхний вкладыш имеет такую выемку, что масло может свободно стекать и не производит давления сверху. Сошлемся снова на опыты Лаше¹⁾ и фирмы ВВС.

Подшипниковые вкладыши из чугуна заливаются наилучшим белым металлом с высоким содержанием олова (78% олова, твердость по Бринеллю 35) и тщательно шабруются; они либо неподвижно сидят в корпусе подшипника, либо покоятся в нем шаровой поверхностью.

Фирма АЕГ исполняет расточку вкладышей так, что после обточки их наружной поверхности в стыки закладывается между ними прокладка толщиной в 0,4% диаметра, и вкладыш внутри растачивается по диаметру, на 0,5% превышающему диаметр цапфы; после удаления прокладок и установки вкладышей в корпус подшипника получается тогда радиальный зазор

¹⁾ Lasche, Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen. Berlin, Springer.

по горизонтальной оси в размере 0,5% и в вертикальной средней плоскости — в размере 0,1%.

Корпус подшипника отлит заодно с кожухом турбины или сблочен с ним, зачастую так, что кожух турбины висит на подшипниках и благодаря этому остается правильно центрованным; передний подшипник (упорный) не свинчен наглухо с основной рамой, а установлен так, что может перемещаться в осевом направлении, следуя за осевыми тепловыми расширениями цилиндра, вследствие чего осевые зазоры внутри турбины остаются почти без изменения.

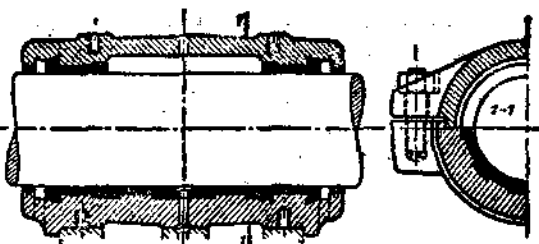


Рис. 247. Подшипниковые вкладыши фирмы EWC.

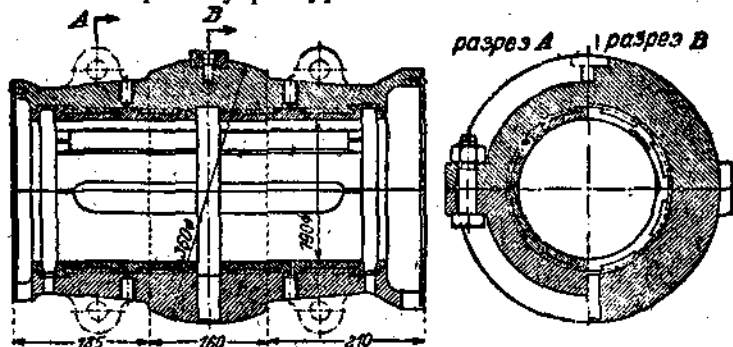


Рис. 248. Вкладыши с паровым движением (WUMAG).

Для измерения температуры подшипника во вкладышах просверлены отверстия для термометров, которые вводятся через подшипниковую крышку.

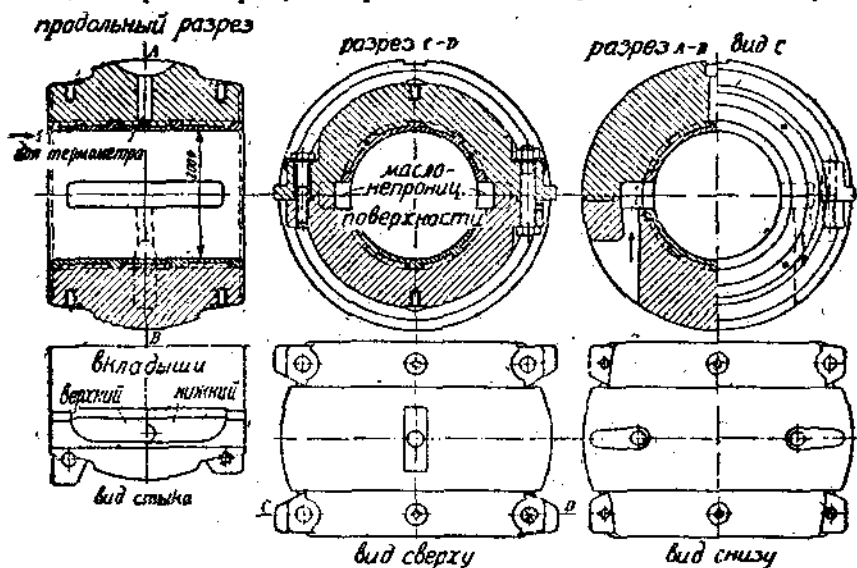


Рис. 249. Вкладыши фирмы AEG.

На впускных и выпускных патрубках для масла тоже установлены термометры.

3. Примеры исполненных конструкций. Ниже показаны в виде примеров построенные опорные подшипники. Конструкция подшипников у малых тур-

применяется смазка под давлением, как это видно на рис. 365.

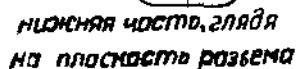


Рис. 250. Подшипниковая стойка АЕГ.

подшипника, через отверстие в выемку, сделанную в стыке между вкладышами, и увлекается цапфой. Вкладыши с шаровой опорой фирмы I. A. Maffei

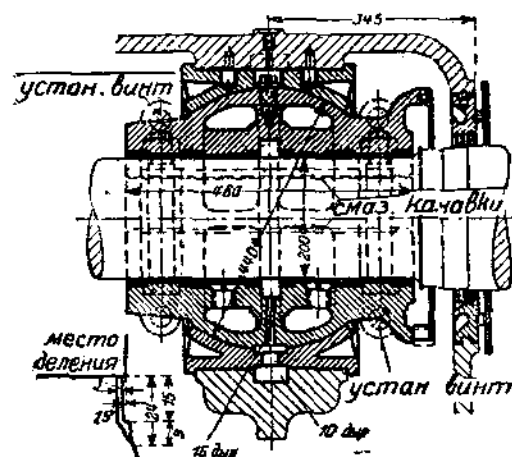


Рис. 251. Вкладыши фирмы I. A. Maffei.

Подшипниковый вкладыш с цилиндрической опорой фирмы EWC представлен на рис. 247; масло вводится снизу в кольцевую канавку и распределяется через продольные канавки почти по всей длине вкладыша; верхний вкладыш имеет выемку, благодаря чему масло может свободно стекать. Вкладыши удерживаются в корпусе подшипника потому, что с ним свинчен верхний вкладыш. Вкладыши с шаровой опорой фирмы WUMAG исполняются согласно рис. 248, где видны канавки; вкладыши свинчены друг с другом, а от вращения их предохраняет круглая шайба, привинченная к верхнему вкладышу.

Вкладыши с шаровой опорой фирмы AEG показаны на рис. 249, подшипниковая стойка для них — на рис. 250; масло входит сбоку в корпус ую в стыке между вкладышами, опорой фирмы I. A. Maffei авлены на рис. 251. Они покоятс-собой вставной части; корпус нника отлит заодно с кожухом (рис. 266, стр. 254).

Вкладыши фирмы ВВС (рис. 252) имеют цилиндрическую опору в виде

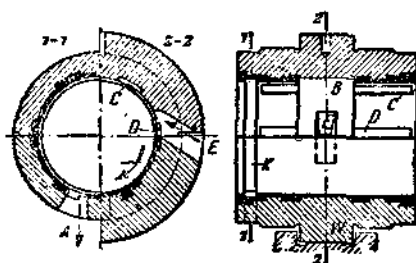


Рис. 252. Вкладыши ВВС.

выступа W , но она достаточно узка, чтобы вкладыш мог слегка наклоняться, следуя за движениями вала. Смазочное масло поступает через E в пространство B , распределяется по цапфе через канавки C и D , увлекается

вследствие вращения под цапфу и вытекает через А; кольцевое пространство К (у обыкновенного подшипника с обеих сторон) не дает маслу брызгами вырываться из подшипника в стороны.

Опорный подшипник фирмы AEG с подвижными опорными колодками во вкладышах по типу подшипника Мичеля исполняется согласно рис. 253. Шесть колодок удерживаются замками *b*, и каждая из них может поворачиваться вокруг расположенного в осевом направлении ребра. Масло под-

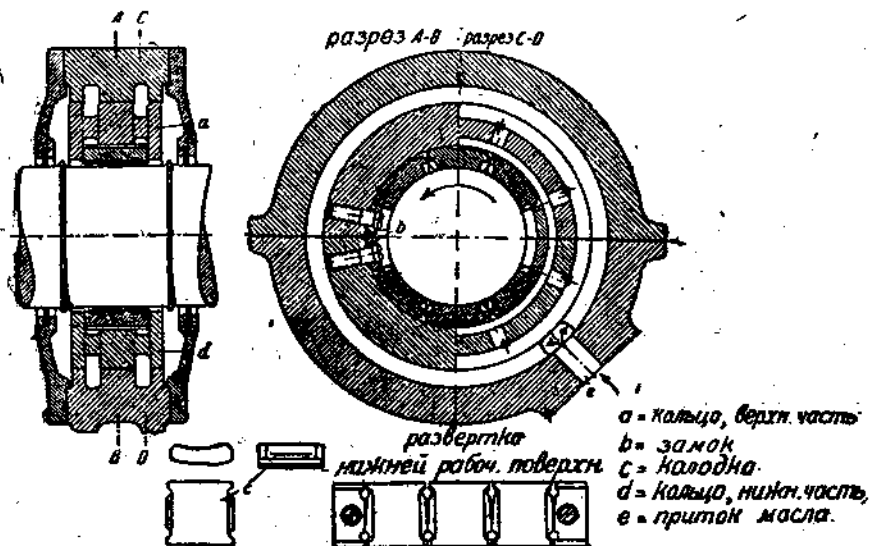


Рис. 253. Опорный подшипник с колодками фирмы AEG.

водится через корпус подшипника и поступает на рабочую поверхность через отверстия и выемки. Потери на трение незначительны, строительная длина подшипника мала ¹⁾.

В. Упорные подшипники.

Упорные подшипники исполняются в виде гребенчатых подшипников или однокольцевых (Мичеля). У гребенчатых подшипников упорная поверхность распределяется на ряд гребней; если все осевое давление обозначить через *S* (см. стр. 215), то

$$S = \frac{2\pi (d_k^2 - d_w^2) k}{4},$$

где d_k означает наружный диаметр гребней, d_w — диаметр вала, z — число гребней и k — удельное давление, которое в случае смазки под давлением может достигать 7 кг/см², а при кольцевой смазке 2 кг/см². По указанному уравнению можно найти число гребней; в виду неравномерности трения d_k не должно быть слишком велико по сравнению с d_w . При определении удельного давления надо принимать во внимание радиальные смазочные канавки.

¹⁾ Вопрос о том, какие вкладыши следует предпочесть — с цилиндрической наружной поверхностью (опорой) или с шаровой, — нельзя считать решенным. Редактор считает, что следует все же предпочесть вкладыши с шаровой опорой не только из-за прогиба вала, но также из-за того, что подшипник (в особенности передний у цилиндра высокого давления) вследствие нагрева надымается, и тогда при цилиндрических опорах легко может получиться прилегание цапфы не по всей длине подшипника, а следовательно и местная сработка баббита. Прим. ред.

У активных турбин действующие в осевом направлении силы жевелки, упорный подшипник должен только удерживать вал в видах сохранения

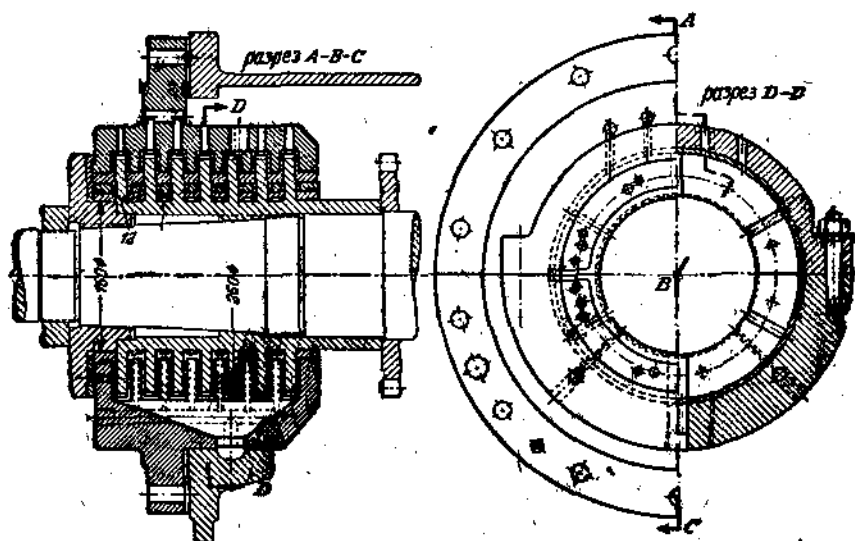


Рис. 264. Вкладыши гребенчатого подшипника MAN.

осевого зазора внутри турбин и воспринимать случайные небольшие усилия (в том числе и давление, обусловленное разностью давлений вследствие вса-

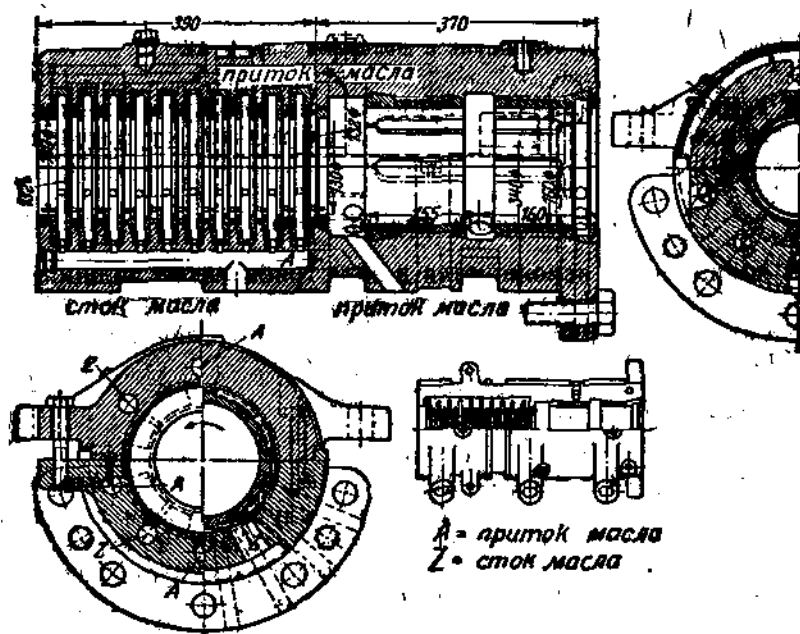


Рис. 255. Вкладыши опорного и гребенчатого подшипника WUMAG.

сывающего действия пара при отсутствии уравнильных отверстий в дисках колес). У реактивных турбин осевое давление может достигать больших значений, гребенчатые подшипники понадобились бы очень большие, и потери на трение в них были бы велики, а поэтому в последнее время по большей

части применяются подшипники Мичеля. Эти последние состоят из нескольких колодок в форме сегментов, способных слегка вращаться около радиальных кромок, вследствие чего масло нагнетается клинообразное в пространство

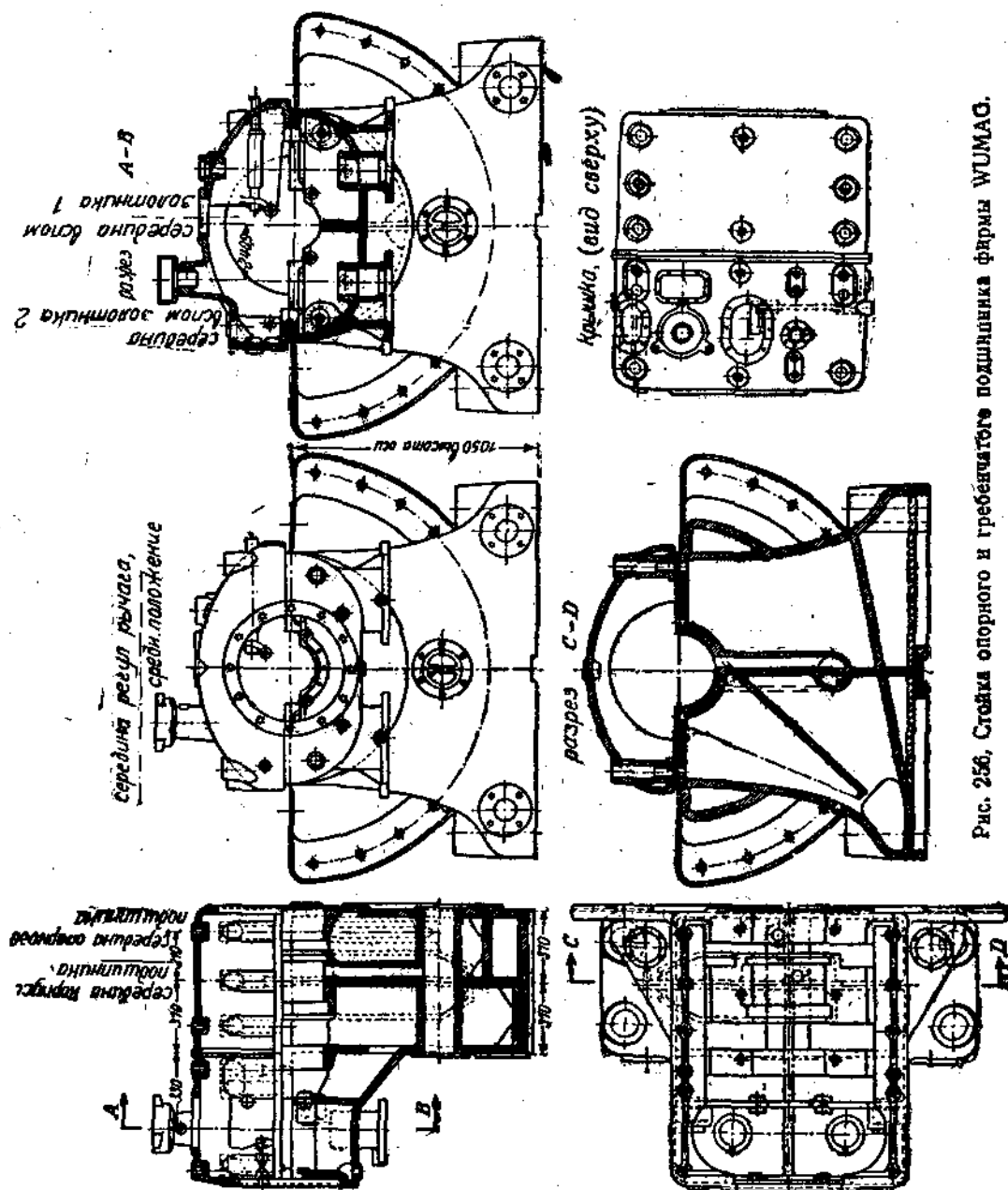


Рис. 256, Стойка опорного и гребенчатого подшипника фирмы WUMAG.

между упорным кольцом и колодками, предотвращая металлическое соприкосновение. Вследствие большого давления масла допустимо удельное давление значительно большее, чем у гребенчатых подшипников: оно может достигать 30 кг/см^2 , а скорость, отнесенная к середине колодок, может достигать до 60 м/сек .

На рис. 254 показан гребенчатый подшипник фирмы MAN; подвод масла

и смазочные канавки видны на чертеже; для регулирования зазора между лопатками применяют прокладки на фланце.

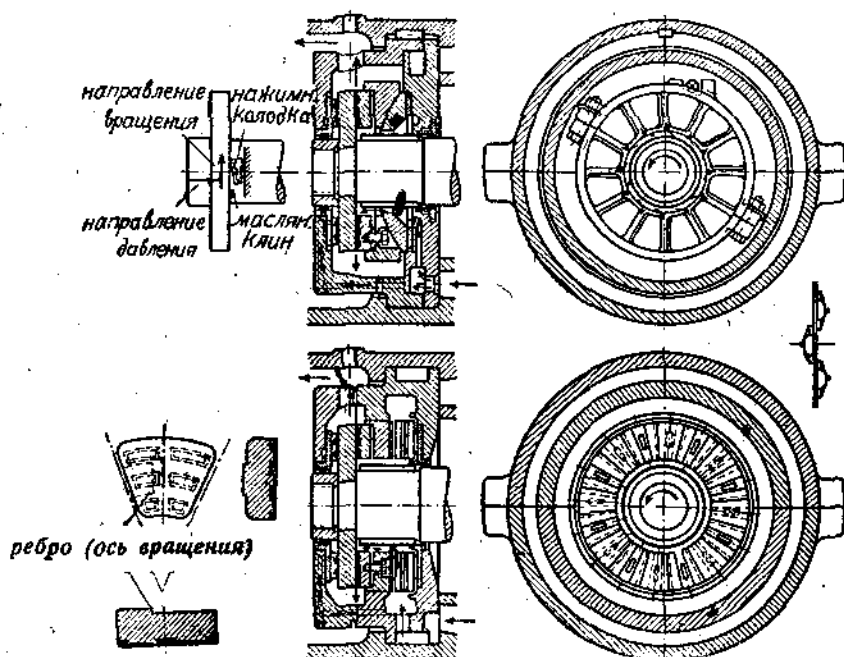


Рис. 257. Однокольцевой упорный подшипник АЕГ.

Опорный и гребенчатый подшипник фирмы WUMAG показан на рис. 255, его подшипниковая стойка — на рис. 256; для регулирования зазора между лопатками служат установочные винты и прокладки. Подшипниковая стойка фланцем свинчена с кожухом турбины.

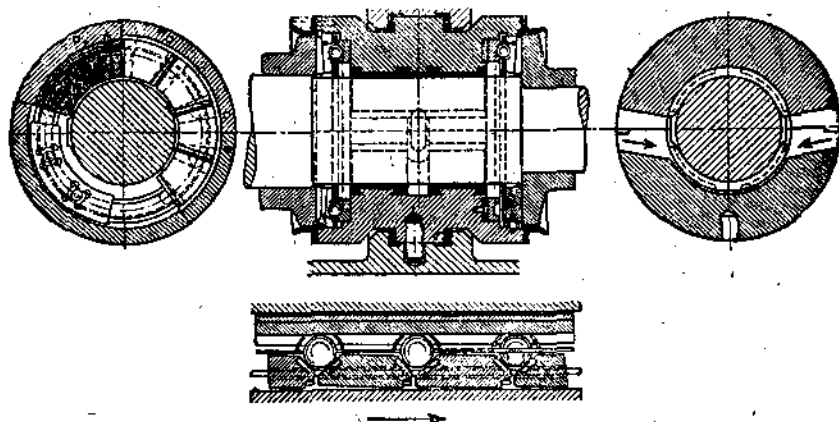


Рис. 258. Опорный и упорный подшипник ВВС.

Однокольцевой упорный подшипник фирмы АЕГ (рис. 257) состоит из сидящего на валу упорного кольца, 12 колодок, способных поворачиваться около радиальных ребер, состоящих из двух частей обойм для них, с задней стороны шаровидных и из состоящих из двух частей опорных шайб, облегчающих равномерность давления на сегменте при прогибах вала.

Для восприятия случайно возникшего, влево направленного осевого давления имеется неподвижный вспомогательный упорный подшипник, слева от упорного кольца.

Комбинированный опорный и упорный подшипник фирмы ВВС представлен на рис. 258. У него колодки покоятся на шариках, тем самым делая возможным наклон их и регулировку; масло подводится из опорного подшипника и выходит наружу под действием центробежной силы.

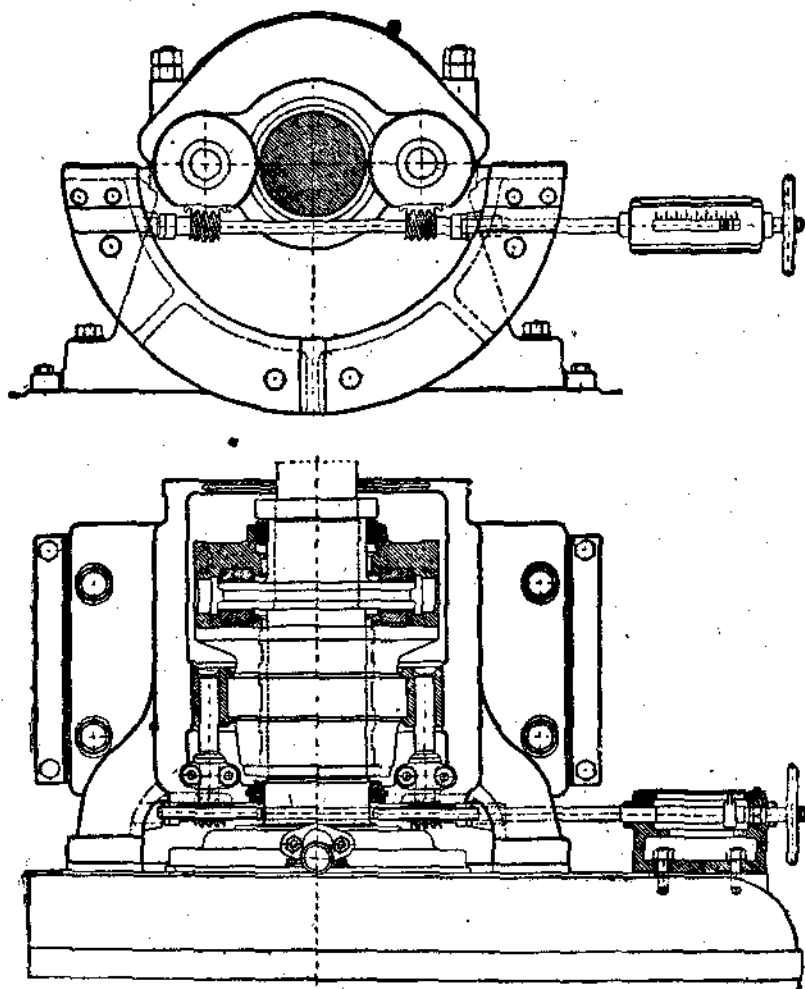


Рис. 259. Опорный и упорный подшипник фирмы Гумбольдт.

Упорный и опорный подшипник фирмы Гумбольдт (рис. 259) имеет приспособление для передвижения ротора снаружи при посредстве червяка и червячного колеса, приводящих в движение болты, которые перемещают подшипниковые вкладыши при монтаже, и для сокращения осевого зазора между лопатками (см. перекрытие зазоров на рис. 180 а, б, стр. 186), отрегулировать который можно точно с помощью указательного устройства ¹⁾.

¹⁾ Вопрос о том, какие упорные подшипники следует предпочесть — гребенчатые или однокольцевые, является спорным. Одни заводы (например ГЭС) применяют только гребенчатые, совершенно отказываясь от применения однокольцевых подшипников, другие же принципиально ставят однокольцевые подшипники. Надо иметь в виду, что гребенчатые подшипники занимают много

1. Форма кожуха. Форма турбинного кожуха должна быть согласована с направляющими аппаратами и с подводом пара, причем наряду с достаточной прочностью должны быть обеспечены простота формы и возможность безударно ее отлить и удобно обработать. В предотвращение литейных и тепловых напряжений надо стремиться к равномерному распределению материала. От продольных ребер следует отказаться, поперечные же ребра размещать осторожно; достигнуть жесткости в предотвращение овальной деформации лучше при посредстве сужений в кожухе и торцевых днищ. За исключением кожухов у малых турбин и у турбин для очень высоких давлений кожухи делаются разъемными в горизонтальной средней плоскости. Это позволяет открыть турбину и удобно вложить в нее ротор. Пароотводящий патрубок обычно прибалчивается. Иногда часть высокого давления кожуха выполняется отдельно и свинчивается с остальной его частью. В отношении очень крупных кожухов нужно считаться с транспортными возможностями и железнодорожным габаритом, а тогда может оказаться необходимым дальнейшее подразделение кожуха. Для подъема кожуха или его частей надо снабдить его подъемными кольцами или крюками. Чтобы предотвратить повреждение лопаток при посадке или подъеме верхней части кожуха, следует укрепить во фланце направляющие болты, которые должны быть длиннее максимального радиуса венцов лопаток. Далее, кожух должен быть исполнен так, чтобы его удобно было прикрыть изоляционной теплонепроницаемой массой и укрепить ее. В осевом направлении положение фиксировано подвеской к подшипникам или направляющими клиньями в фундаментной раме (рис. 373); в первом случае нет надобности в лапах для кожуха, его центрованное

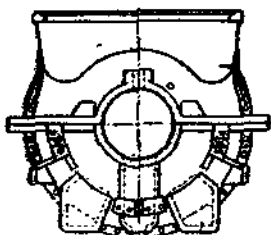


Рис. 259а.

положение обеспечено и он может во всех направлениях расширяться свободно, так как передний подшипник имеет возможность перемещаться в осевом направлении¹⁾.

места, а для больших осевых давлений подчас вообще неприменимы; кроме того равномерного распределения осевого давления на все кольца добиться затруднительно. С другой стороны, однокольцевые подшипники требуют очень тщательной пригонки не только при монтаже, но и во время первых пусков, так как существенно необходимо добиться равномерного распределения осевого давления на все упорные сегменты; кроме того однокольцевой подшипник плохо выдерживает внезапные осевые толчки, каковые бывают, например, при попадании воды в турбину: в таких случаях гребенчатый подшипник выстывает, лучше и при нем разрушения внутри турбины при водяных ударах обычно меньше, чем при однодисковом упорном подшипнике. При конструировании однодисковых подшипников необходимо, чтобы толщина баббитовой заливки сегментов была меньше минимального осевого зазора внутри турбины; при этом при распадении баббита может и не произойти задевания внутри турбины, так как упорный диск подшипника упрется в тело сегментов, которые для этого обычно делаются из бронзы. Однако и это мероприятие не всегда помогает, так как при недостаточно быстрой остановке турбины бронзовые сегменты значительно срабатываются, а тогда задевание внутри турбины и серьезная авария неизбежны. Прим. ред.

¹⁾ Применявшаяся для турбин нормального давления подвеска турбинного кожуха к подшипникам при помощи вертикальных фланцев и трех шпонок (двух горизонтальных и одной вертикальной), рис. 259а, допускала расширение кожуха в радиальном и осевом направлениях, причем оси кожуха и подшипников, благодаря присутствию шпонок, не сбились. При турбинах с повышенным давлением пара горизонтальные фланцы кожуха приходится делать настолько толстыми, что кожух расширяется в осевом направлении (вследствие неравномерности в распределении металла) не по всем образующим одинаково. При наличии указанных фланцев подшипники, приболченные к этим фланцам, теряют свое положение в вертикальной плоскости и наклоняются, вследствие чего положение осей подшипников и кожуха сбивается и получают задевания в лабиринтах наружных уплотнений. Эти задевания иногда бывают настолько значительны, что вал деформируется (получает не исчезающий погиб). Многие фирмы перешли

Когда паропроводный патрубок привинчен к кожуху, то обстоятельство это выгодно в смысле обработки и промеров, ибо позволяет обрабатывать верхнюю и нижнюю части заодно. Если паропроводный патрубок и кожух отлиты заодно, как это практикуется для реактивных турбин, то выточки для направляющих лопаток исполняются в свинчевых половинках по шаблону, снабженному отметками для выточек.

Крышка или днище кожуха должны иметь сводчатую форму, со втулкой для наружного уплотнения, согласованной с формой этого последнего; фланцевые болты должны находиться при этом как можно ближе к середине, чтобы плотно стягивать втулку в разъеме.

Выбирая форму для кожуха, следует избегать углублений, в которых могла бы накапливаться вода, и, в случае необходимости, устраивать присосбливания для ее удаления, если неосуществим естественный сток через направляющие каналы. Для измерения давления надо предусмотреть на кожухе места для измерительных приборов.

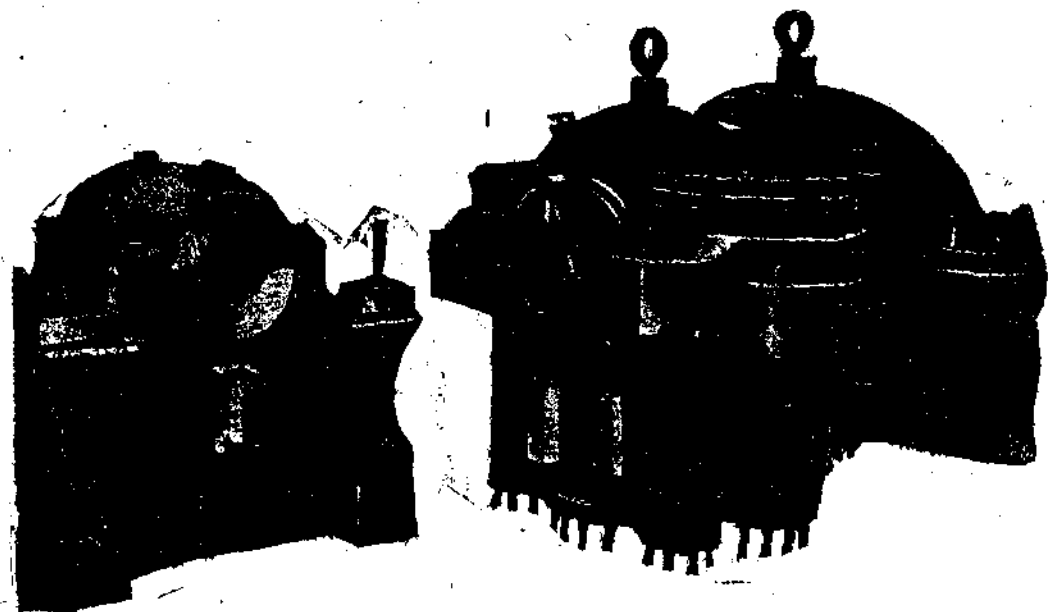


Рис. 259б.

Патрубок свежего пара должен допускать умеренную скорость пара (от 40 до 60 м/сек); подвод пара производится либо по кольцевому каналу в кожухе, по возможности круглого сечения, откуда пар поступает в направляющий аппарат, либо через сопловые коробки, которые вставлены в кожух для предотвращения воздействия высоких температур на кожух и неравномерного его нагрева. Для этого, в случае надобности, пар подводят отдельно к отдельным сопловым коробкам.

к многому способу соединения кожуха с подшипниками: фланец кожуха удлиняется с боков вперед и назад; этими горизонтальными лапами кожух опирается на выступы в подшипниках, а в горизонтальный стык между лапами и выступами врезается горизонтальная шпонка, перпендикулярная к оси вала. Кроме того вниз в вертикальной диаметральной плоскости (иногда и вверх) врезается также вертикальная шпонка между кожухом и корпусом подшипника. Такое соединение допускает свободное радиальное расширение кожуха, не препятствует свободному осевому расширению кожуха с одновременным осевым передвижением переднего подшипника и не передает вращающего момента от кожуха к подшипникам в случае неравномерного осевого расширения кожуха по всем осевым образующим (рис. 259б). При угольных уплотнениях как будто не замечается погиба вала и при старой конструкции соединения кожуха с подшипниками (конструкция WUMAG). Прим. ред.

Пароотводный патрубок должен при вакууме и крупных мощностях иметь очень большое сечение в виду большого удельного объема пара. В связи с этим выбирают большую скорость пара—100—150 м/сек. Следует позаботиться о рациональном направлении пара, чтобы по мере возможности использовать скорость выхода его из последней ступени и иметь в пароотводном патрубке то же давление, что и в конденсаторе. В этих видах стремятся достигнуть диффузорного действия в патрубке.

При большом объеме отработавшего пара применяются два пароотводных патрубка и два конденсатора, или же турбина исполняется в виде двухпоточной (рис. 375, 376 и 387).

Между патрубком турбины и конденсатором вводят расширительную часть—либо сальник с гидравлическим уплотнением, либо эластичный компенсатор; вследствие этого пароотводный патрубок сверху нагружен добавочной нагрузкой атмосферного давления, с чем надлежит считаться при исполнении лап или подвеске кожуха к подшипникам (присасывание конденсатора).

2. Расчет толщины стенок. При расчете толщины стенок кожуха, на которые воздействует избыточное давление пара p , можно пренебрегать придающими ему жесткость частями и рассматривать его как цилиндрический барабан с внутренним диаметром D и длиной l , воспользовавшись соотношением:

$$Dlp = 2l\delta\sigma,$$

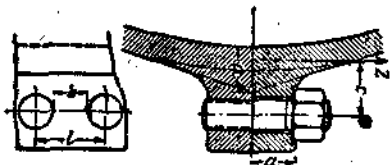
откуда растягивающее напряжение, как для стенок котла, равно:

$$\sigma_r = \frac{Dp}{2\delta} \text{ кг/см}^2.$$

Толщина стенок может убывать по направлению к части низкого давления, но переходы к меньшим толщинам должны быть плавны. Днище и крышки следует рассчитывать как диафрагмы согласно стр. 176.

Толщина стенок пароотводных патрубков должна быть рассчитана: у работающих с противодавлением турбин—на внутреннее избыточное давление, у конденсационных турбин—на наружное избыточное давление; при этом выбор ее должен быть согласован с условиями литейной техники.

Фланцы кожуха подвергаются изгибающему усилию и должны быть как можно толще, дабы они не перекашивались и не допускали овальной деформации кожуха. Если l означает расстояние между двумя фланцевыми болтами (шаг) и если действующая сила равна $2Z = Dlp$, то Z подвергает сечение фланца между отверстиями болтов (рис. 260) усилию на изгиб с моментом



причем

$$Zc = Wk_b,$$

$$W = a^2 b : 6;$$

Рис. 260. Расчет фланца.

толщина фланца равна тогда

$$a = \sqrt{\frac{6Zc}{k_b b}} = \sqrt{\frac{Dlpc \cdot 3}{k_b b}} \text{ см.}$$

Переход от цилиндрической поверхности кожуха к фланцу должен быть плавным и с достаточным радиусом закругления (рис. 260). Фланцевые болты должны быть не только прочны, но должны также надежно уплотнять; для этого они должны быть подтянуты с большою силою, чем это обуславливается давлением пара, ибо в противном случае в работе стягивающее усилие

(в качестве разностного) уничтожилось бы и плотность оказалась бы недостаточной; надо помнить, что при растяжении Z уплотняющее усилие уменьшается на эту же величину. Но сюда еще присоединяется производимое на болты воздействие со стороны момента Zc , который перекашивает фланец и уменьшает усилие изнутри на Z , а с наружного края фланца увеличивает его на Z , причем внутри усилие может понизиться максимально до 0. Следовательно, болты могут подвергаться растягивающему усилию $4Z$. Они изготовляются из стали, нарезаются на токарном или фрезерном станке; расстояние между болтами (шаг) в видах хорошего уплотнения должно быть настолько мало, насколько это допустимо для удобного подтягивания болтов. При высоких давлениях болты размещаются двумя рядами¹⁾.

В стыках уплотнения производятся по большей части без уплотнительного материала, посредством тщательной обработки поверхностей, иной раз с применением небольшого количества шеллака или специальных замазок (например манганизит). Но для этого уплотнения пользуются и тонким асбестовым шнуром. На фланцах надо разместить отжимные винты, облегчающие работу при подъеме верхней части кожуха.

3. Материал. Материал для кожуха должен быть выбран тщательно, так как в противном случае возникают неисправности. Чугун обыкновенного состава обнаруживает склонность к остаточному увеличению своего объема под влиянием температуры пара, о чем мы уже говорили применительно к диафрагмам и что, повидимому, вызывается при охлаждении отливки выделением графита в форме грубых игл или прожилок, особенно при большом содержании кремния; в графитовые прожилки проникает пар и вызывает окислением увеличение объема. Кремний расщепляет цементит на феррит и графит. Поэтому начали уменьшать содержание кремния: при 0,2% Si чугун не растет. Присадка марганца улучшает положение. Удалось изготовлять чугун чисто перлитовой структуры без феррита, в котором графит содержится в форме полосок или точек и сопротивление которого равно 30 кг/см^2 (тогда как у обыкновенного чугуна оно равно только 18 кг/см^2). Однако такой чугун требует более высокой температуры литья.

Фирма AEG указывает для чугуна турбин: 3,2—3,4% C, 1,2—1,5% Si, 0,8—1% Mn, 0,13—0,14% P и 0,08—0,1% S. Есть и такое предложение²⁾: 3,2—4% C, 1,2% Si, до 0,25% P и до 0,1% S. Новейшие исследования Шютца³⁾ показали, что и при высоком содержании Si чугун может обладать хорошими свойствами; при 3—3,5% Si достигнуто было сопротивление 36 кг/см^2 , после отжига до $800—850^\circ$ материал показал большую стойкость в отношении высоких температур и оказался удобным в обработке.

В остальном сошлемся на литературу по этому вопросу⁴⁾.

Важно облагороживание чугуна никелем и хромом, как это практикуется

¹⁾ Кроме вышеуказанных усилий, болты эти подвергаются также тепловым воздействиям, в особенности в части высокого давления; поэтому вопрос о расчете болтов в этих случаях усложняется значительно, и при выборе напряжений и способа распределения расчетных усилий на болты приходится руководствоваться опытными данными, почерпнутыми из работающих уже конструкций.

Кроме того не всегда удается получить приемлемые размеры болтов; рассчитывая их на усилие $4Z$, диаметры получаются чрезмерно большими. При высоких температурах вопрос о материале для болтов также усложняется, ибо в таких случаях болты из углеродистой стали подвержены явлению ползучести (крип), т. е. с течением времени увеличивают свою длину, что, конечно, нарушает плотность фланцевого соединения, повторные же подтягивания могут привести к разрыву болтов. В таких случаях приходится болты делать из специальных сталей, например из молибденовой стали. Прим. ред.

²⁾ Schiffbau, 1927, № 20, стр. 441.

³⁾ Stahlisen, 1925, № 19, стр. 144.

⁴⁾ Bauer, Stahlisen, 1926, стр. 1022. Piwowarski, Giess-Ztg., 1926, стр. 481. Karpely, ibid., стр. 435. Maurer, ibid., стр. 805. Hanemann, V. d. I.-Nachr., 1926, № 12; BBC-Mittel., 1925, № 10; ibid., 1926, № 2, стр. 53; AEC-Mittel., 1924, № 6, стр. 182; ibid., 1925, № 1. Nickel-Informationsbüro. G. m. b. H. Frankfurt a. M.

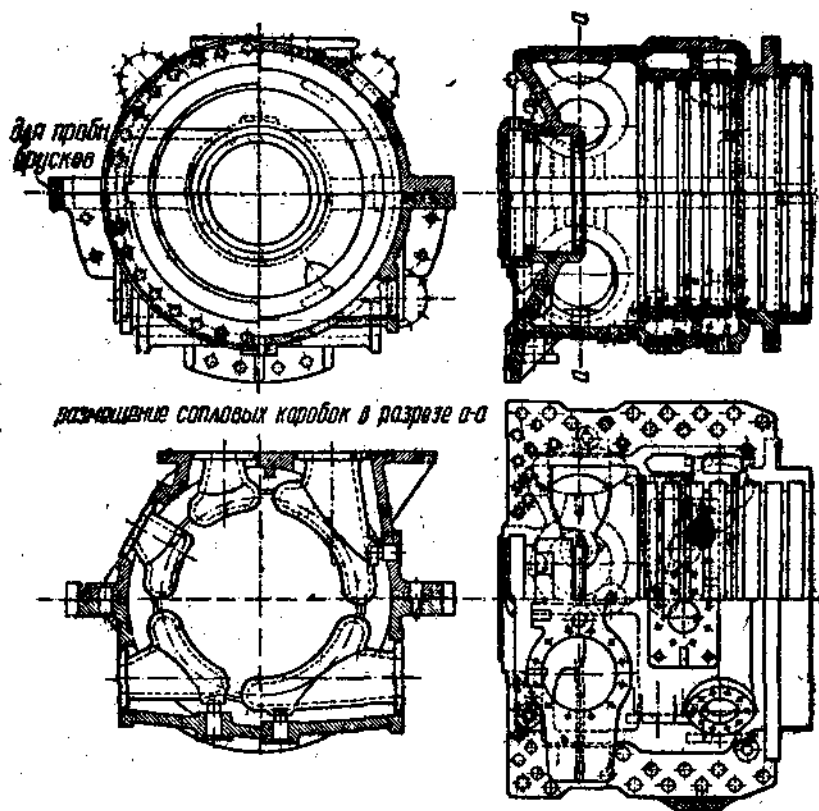


Рис. 261. Кожух турбины высокого давления АЕГ.

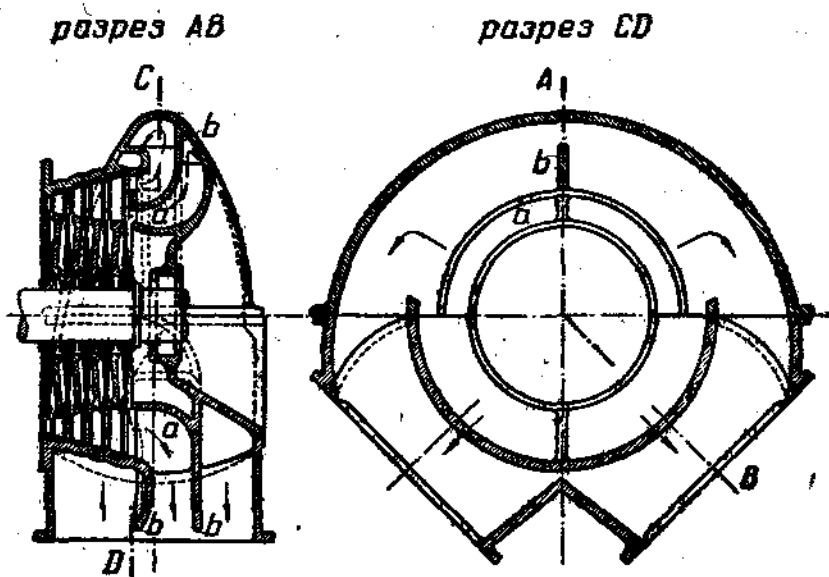


Рис. 262. Паропроводный патрубок АЕГ.

САШ. Присадка никеля повышает прочность, понижает хрупкость чугуна и содействует равномерности его структуры, особенно при различных толщинах стенок; отливка становится плотнее и менее склонной к образованию пористых мест, литейные напряжения предотвращены. При этом содержащий никель чугун при твердости 250 по Бринеллю очень хорошо поддается обработке, тогда как обыкновенный чугун трудно обрабатывать при твердости 210 по Бринеллю. Присадка хрома еще больше повышает сопротивление; Пивоварский нашел¹⁾, что даже высокоценный чугун может быть еще улучшен посредством Ni и Cr и что его сопротивление повышается на 10—30%. При сопротивлении на изгиб 80—130 кг/см², сопротивлении на растяжение 75 кг/мм² и твердости 200—300 по Бринеллю материал так же хорошо обрабатывался обыкновенными резцами, как серый чугун.

При таких свойствах чугун применим и в тех случаях, в которых до сих пор приходилось обращаться к стальному фасонному литью. Но при особенно сильных воздействиях предпочтение следует отдавать литой стали, обладающей более равномерной структурой (перлит) и большим сопротивлением; она не „растет“. Недостатком стальных фасонных отливок являются литейные напряжения, но их можно устранять повторным отжигом до 800°; особенно после обдирки (удаления литейной корки) обнаруживаются напряжения и склонность к короблению, поэтому после обдирки нужно еще несколько раз повторять отжиг до 650°, с последующим медленным охлаждением — примерно на 10° в час, что сопряжено с повышенными расходами²⁾.

При очень высоких давлениях (выше 100 атм.) кожухи изготавливаются неразъемными из ковanej или сименс-мартеновской стали.

Перед окончательной обточкой или после нее свинченные части кожуха подвергаются продолжительной пробе под давлением пара полутонным, когда рабочее давление не превышает 10 атм., но не ниже 1 атм. изб., и под давлением, превышающим рабочее на 5 атм., когда рабочее давление выше 10 атм. Если в кожухе действуют различные давления, то соответственные пространства должны быть разобщены вставными крышками. Пароотводный патрубок у конденсационных турбин испытывается под внутренним избыточным давлением в 1 атм.³⁾.

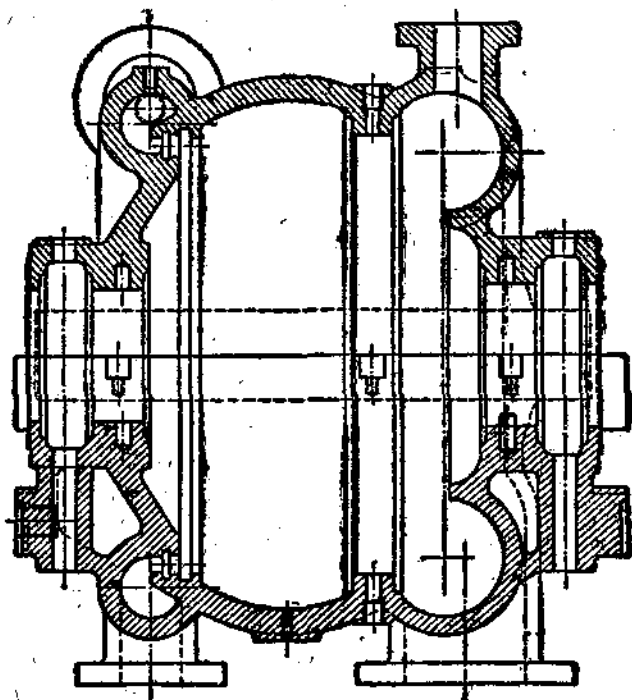


Рис. 263. Кожух турбины с противодавлением фирмы Борзиг.

¹⁾ Gless. - Zg., 1927, стр. 585.

²⁾ Некоторые турбостроительные фирмы применяют после обдирки не отжиг, а лишь нагрев до температуры 450°C и с последующим медленным охлаждением. При м. ред.

³⁾ При высоких давлениях, а следовательно, и при высоких температурах, в зависимости от величины температуры и допущенных напряжений приходится прибегать иногда к специальным сталям, например к молибденовой, с содержанием молибдена до 0,6%. Такая сталь обнару-

4. Формы исполнения кожухов. Для малых турбин применимы либо не разделенные в горизонтальной плоскости кожухи, снабженные крышкой,

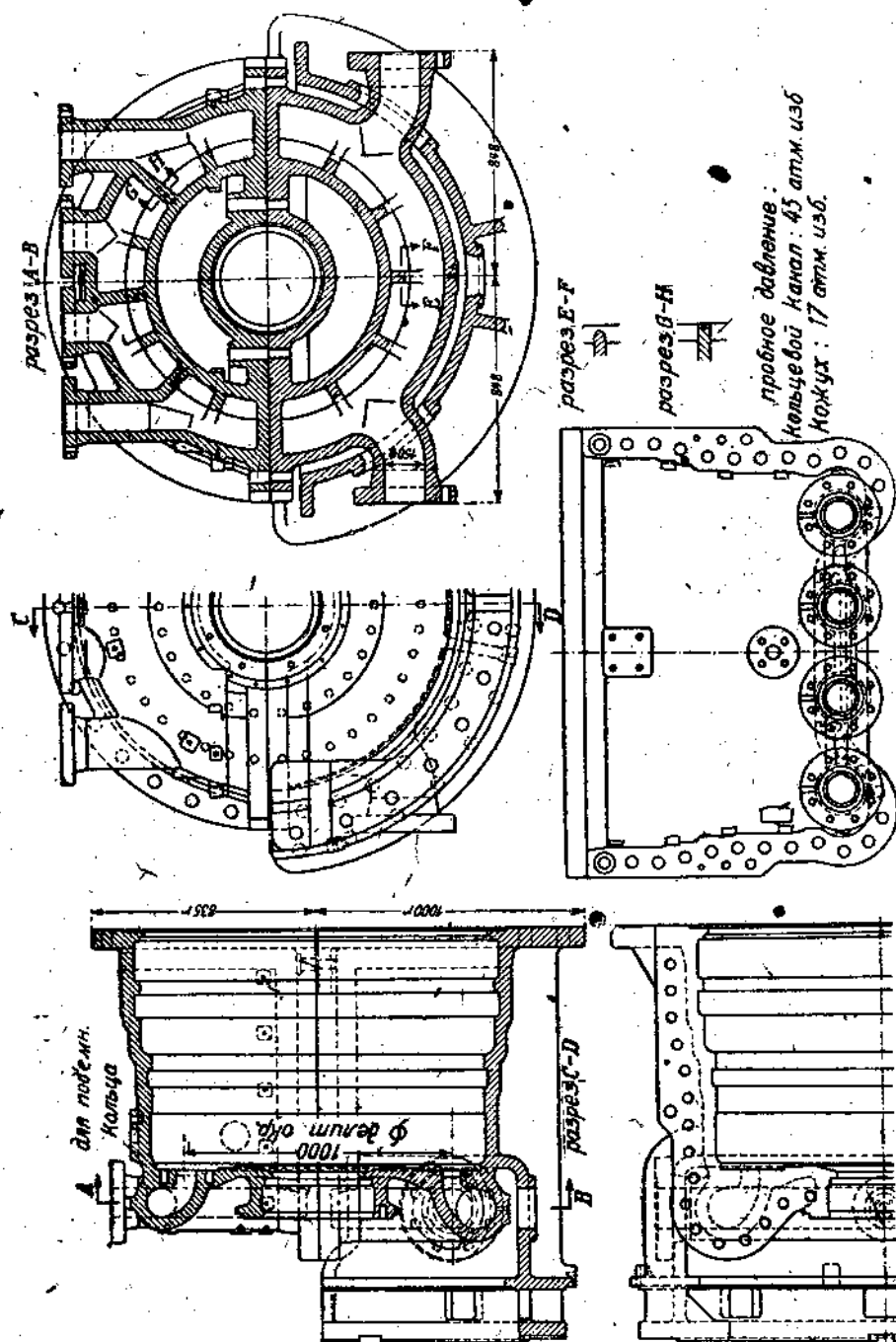


Рис. 264. Кожух высокого давления формы ВУМАО.

либо разъемные кожухи (рис. 355, стр. 320). Пароотводный патрубок направлен вниз или вверх, смотря по местным условиям.

живает большую устойчивость в отношении ползучести (крипа) и допускает при соответствующих температурах более высокие напряжения, не обнаруживая при этом быстрого роста остаточных деформаций. Прим. ред.

Для турбин средней и крупной мощности применяются разъемные кожухи. На рис. 261 показан отлитый из стали кожух высокого давления фирмы AEG с сопловыми коробками, которые приходится вставлять порознь. На рис. 262 показан кожух однокорпусной турбины для 50 000 квт фирмы AEG с паровым потоком, разделенным на три части в видах лучшего направления пара и понижения давления при выходе из рабочих лопаток; верхний поток пара подразделен на две части, нижний поступает между обоими верхними в два пароводных патрубка.

На рис. 263 представлен кожух шарообразной формы фирмы Борзиг для турбины с противодавлением.

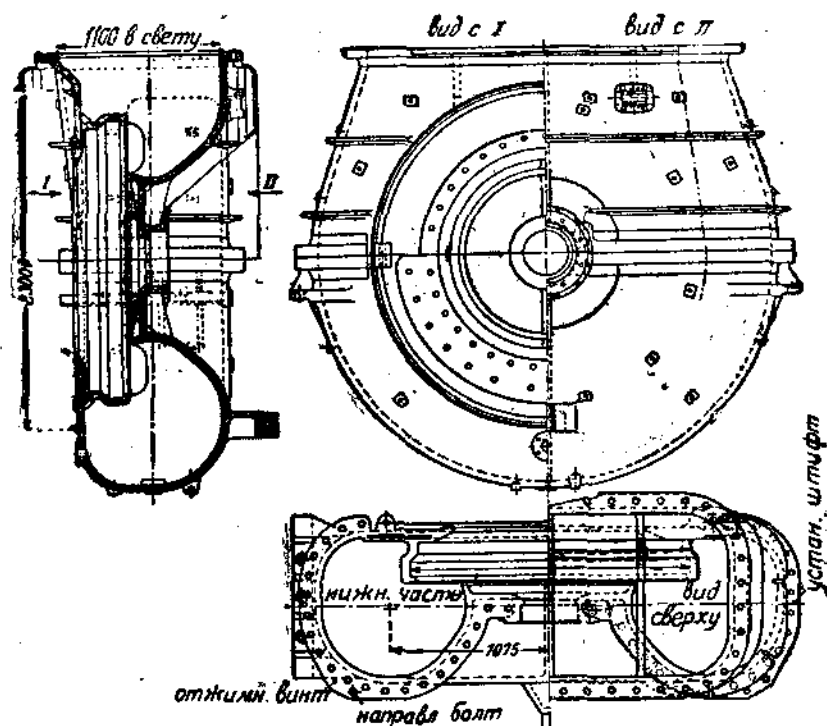


Рис. 265. Пароотводный патрубок WUMAG.

У кожуха высокого давления турбин фирмы WUMAG, с начальным давлением в 40 атм. (рис. 264), пар поступает в верхнюю и нижнюю части кольцевого канала, разделенного стыками кожуха, вследствие чего нет надобности уплотнять стыки относительно высокого давления; в верхней части расположены фланцы для вентилях (рис. 319, стр. 296). Кожух подвешен к переднему подшипнику на фланце, который так соединен с кожухом, что не примыкает к его горячей части. Пароотводный патрубок для него (рис. 265) с направленным вверх выходным отверстием (рис. 376, стр. 335) сидит своими боковыми приливами на особых лапах.

Фирма MAN исполняет кожухи турбин с прилитыми пароотводными патрубками (рис. 379, — часть высокого давления), с крышкой спереди или без нее, или же с привинченной частью низкого давления (рис. 379).

Кожух реактивной турбины I. A. Maffei (Мельмс и Пфеннингс, рис. 266) отлит заодно с подшипниками. Он опирается спереди на подшипник, а сзади с обеих сторон на прилитые лапы; подвод пара — через сегментообразные отверстия, вставленные в сопловые коробки с торцевой стороны. Вырезы для направляющих лопаток на чертеже не показаны.

Кожух турбины SSW - Редер (рис. 436), разделен в осевом направлении, как равно и кожух турбины GHH (рис. 386).

Другие формы кожухов будут показаны ниже (см. стр. 330).

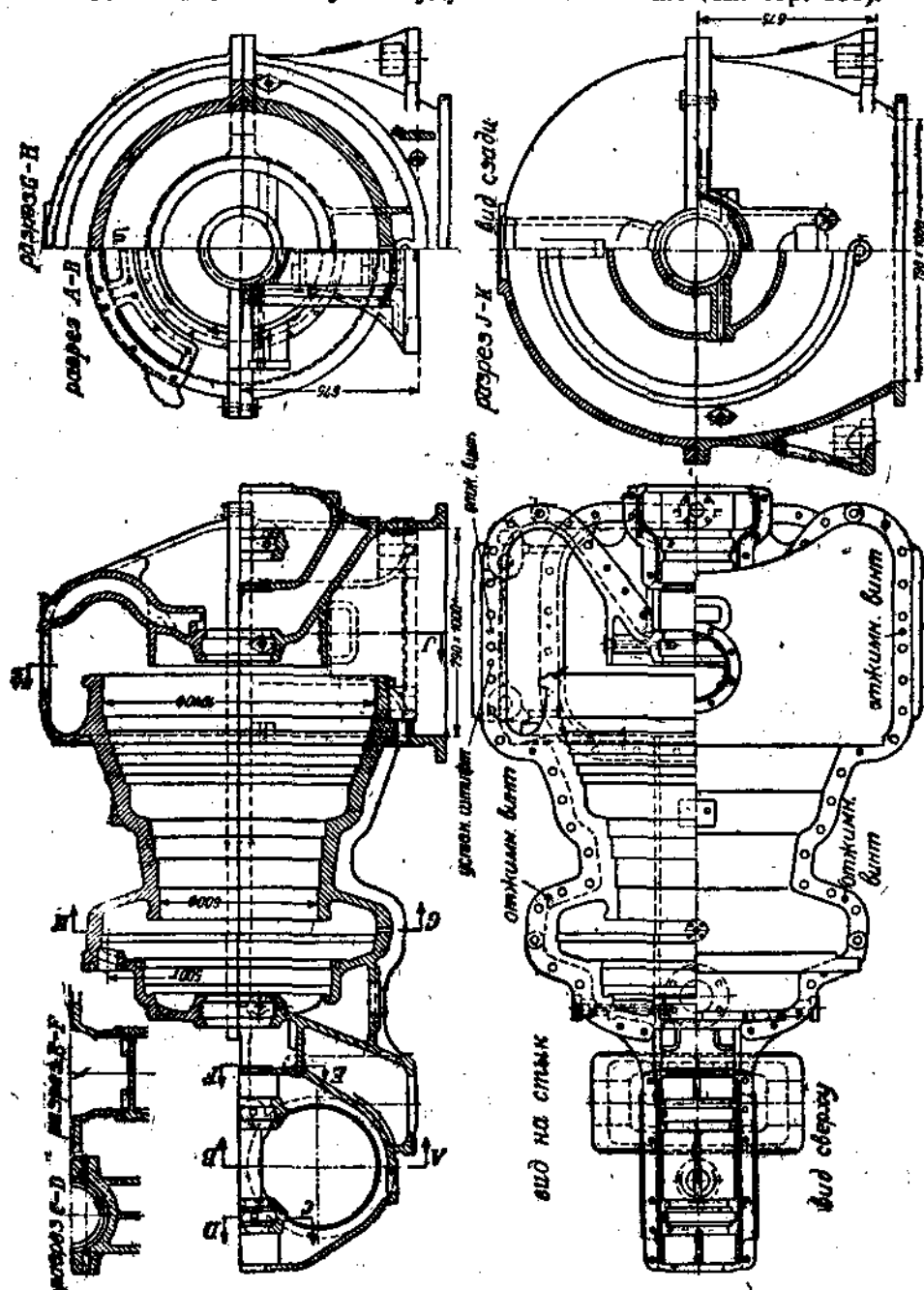


Рис. 266. Кожух реактивной турбины фирмы I. A. Maffei.

Поведение чугуна и стали при высоких температурах ¹⁾.

1. Сталь. При переходе на работу при повышенных температурах стали замечать в деталях паровых турбин, подверженных этим температурам,

¹⁾ Добавление редактора.

остающиеся деформации, которые нарушали нормальную работу турбин. Изучая поведение стали при высоких нагревах, находящейся под напряжением, обнаружили, что стальные бруски и изделия медленно, но неуклонно деформируются. Величина деформации зависит от времени, температуры, напряжения в материале и от состава самого материала. Чем выше температура и чем выше допущенное напряжение, тем быстрее идет деформация. Это свойство стали называют „ползучестью“ ее или по-английски *сипер*.

Конструктору паровых турбин приходится считаться с этим свойством и выбирать подходящие напряжения и материал для рабочих температур. Не все, конечно, детали одинаково чувствительны к этому свойству стали. Главнейшие детали в паровых турбинах, которые особенно чувствительны к этому свойству, — это диски, насаженные на вал с натягом, болты фланцев цилиндра, а также сами цилиндры. Этому же явлению подвержены и трубы, диаметр коих с течением времени должен увеличиваться, но те деформации, с которыми приходится считаться в отношении труб, практического значения не имеют. Другое дело, если с течением времени диск части высокого давления будет увеличивать свой диаметр расточки во втулке: через некоторое время диск будет в таком случае хлябать по валу, и его придется сменить. Опытные данные дают нам возможность судить о том, как быстро идет деформация при данной температуре и данном допущенном напряжении. Можно определить примерно помощью вычислений нормы для таких деталей.

Если k — допущенное напряжение в кг/см^2 , E — модуль упругости при данной температуре, δ — относительное удлинение от ползучести за единицу времени при данной температуре, t — время (продолжительность работы данной детали), то

$$\frac{k}{E} = \delta \cdot t \quad \text{или} \quad \frac{k}{\delta} = t \cdot E.$$

Если, например, болт должен быть плотен в течение, 20000 часов, при температуре 450°C то ($E = 1,9 \cdot 10^6$)

$$\frac{k}{\delta} = 20000 \cdot 1,9 \cdot 10^6 = 3,8 \cdot 10^{10} \quad \text{или} \quad \delta = \frac{1}{3,8} \cdot 10^{-10} k$$

или если $k = 380 \text{ кг/см}^2$, то

$$\delta = \frac{380}{3,8} \cdot 10^{-10} = 1 \cdot 10^{-8}$$

т. е. необходимо, чтобы величина деформации за 1 час не превышала 10^{-8} части длины болта.

Примерно такие же нормы действительны для цилиндров, тогда деформация за 10 лет будет около 0,025 мм.

Для дисков, надетых на вал в горячем состоянии (с натягом), δ не должно превышать 10^{-9} .

При расчете деталей задаются скоростью относительной деформации в час (т. е. для дисков 10^{-9} , для фланцевых болтов 10^{-8} и т. д.); тогда для данных температур находят на основании опытных показаний (рис. 266а и 266б) то напряжение, которое можно допустить в данной детали. Этим определяются размеры этой детали. После этого в зависимости от конструктивных условий выбирают для данной детали соответствующий материал. Опыт показывает, что присадка к хромоникелевой стали около 0,5—0,6% молибдена сильно снижает свойство ползучести стали. По рис. 266а и 266б можно заключить, что для получения одной и той же скорости ползучести при молибденовой стали можно допустить напряжение в три раза больше, чем при обыкновенной углеродистой стали. Никель сам по себе не

улучшает качества стали в этом отношении, молибденовая же сталь дает возможность значительно уменьшить размеры деталей и подчас является пока единственным средством для получения надежной конструкции при высоких температурах ¹⁾:

2. Чугун. Чугунные отливки при высоких температурах обнаруживают также некоторые свойства, которые могут расстроить нормальную работу турбин. При высоких температурах из чугуна выделяется графит в виде крупных зерен, причем центрами выделения являются имеющиеся в чугуне мелкие графитовые зерна. Одновременно, на периферии этих зерен происходит окислительный процесс: окисляется железо, и окислы эти скапливаются на границе между чугуном и графитовым зерном. Результатом этих процессов является: 1) увеличение объема данной детали, а следовательно и ее внешних размеров („рост“ чугуна); 2) постепенное уменьшение прочности данной детали.

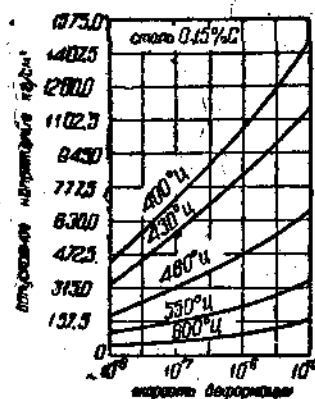


Рис. 266а. Ползучесть для углеродистой стали (0,15% С).

Оба эти явления могут нарушить нормальный ход машины: например, диафрагмы под влиянием высокой температуры могут увеличить свой диаметр настолько, что фланцы цилиндра будут пропаривать, а при обратной посадке

их после разборки турбины цилиндр не удастся закрыть; диафрагмы приходится или обрубать, или опиливать. Цилиндры под влиянием описанного окислительного процесса могут получить трещины. Поэтому многие конструкторы не допускают чугуна, когда температура пара превышает 230° С. В таких случаях ставят и цилиндры и диафрагмы стальные.

Кремний увеличивает склонность к росту; марганец, наоборот, уменьшает эту склонность. В специальных чугунах (перлитовых) склонность к росту также понижается.

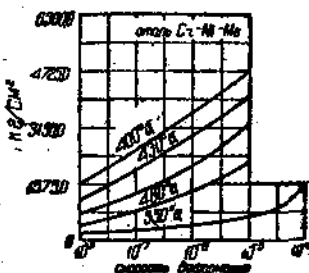


Рис. 266б. Ползучесть для Cr—Ni—Mo стали.

XI. Фундаментные рамы.

Фундаментная рама должна служить такой опорой для кожуха и подшипников, чтобы они не могли ни прогибаться, ни смещаться. Прежде исполнялись тяжелые рамы, полые пространства которых часто служили резервуарами для масла, но теперь они почти вышли из употребления. Применяются более легкие свинченные рамы, связанные с фундаментом посредством заливки бетоном. Форма рамы должна быть согласована с кожухом, а особенно с паротводным патрубком и подшипниками. Рама турбины свинчивается с рамою приводимой машины или отливается с нею заодно; в фундаментных анкерных болтах нет надобности, так как сдвигающих усилий не возникает.

Фундаментная рама фирмы EWC представлена на рис. 267.

XII. Масляные насосы.

У турбин со смазкой под давлением смазочное масло, а при регулировании с помощью сервомотора (см. стр. 274) — и служащее для регулировки масло должны нагнетать насосы. Для этой цели применяются исключительно зубча-

¹⁾ Подробнее — см. брошюру К. Ва и т а п п, Some considerations affecting the future development of the steam cycle.

тые насосы. Они нагнетают подшипниковое и регулировочное масло отдельно, т. е. с помощью двух отдельных пар зубчаток, причем подшипниковое масло доводится до давления примерно 0,3—0,5 атм. изб., а регулировочное при-

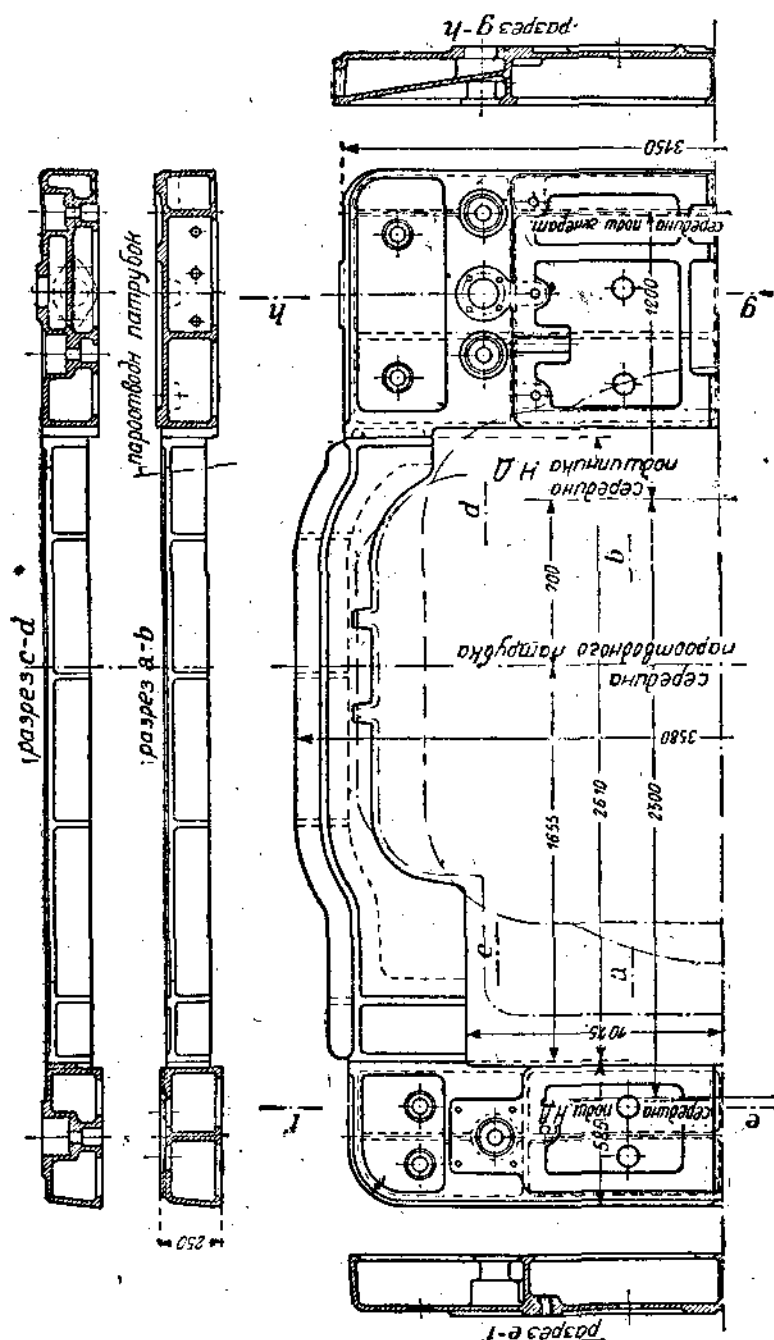


Рис. 267. Основная рама фирмы EWC.

мерно до 5—6 атм. изб., или же только один насос доводит масло до регулировочного давления примерно 2—3 атм. изб., между тем как давление требующейся для смазки части масла понижается дроссельными вентилями. При одних и тех же профилях зубчаток необходимое количество масла может быть получено подбором соответственной ширины зубчаток.

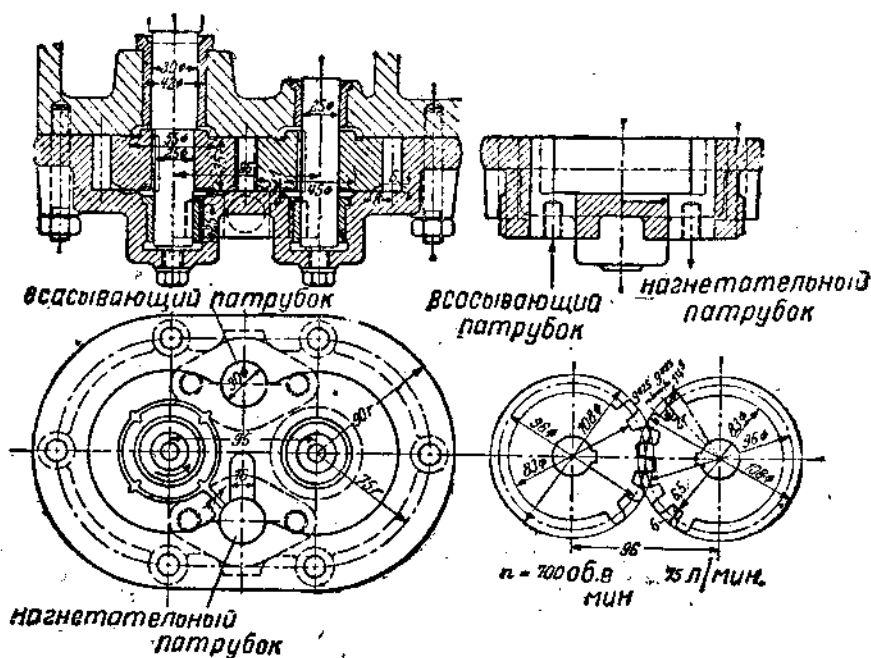


Рис. 268. Зубчатый масляный насос (EVM).

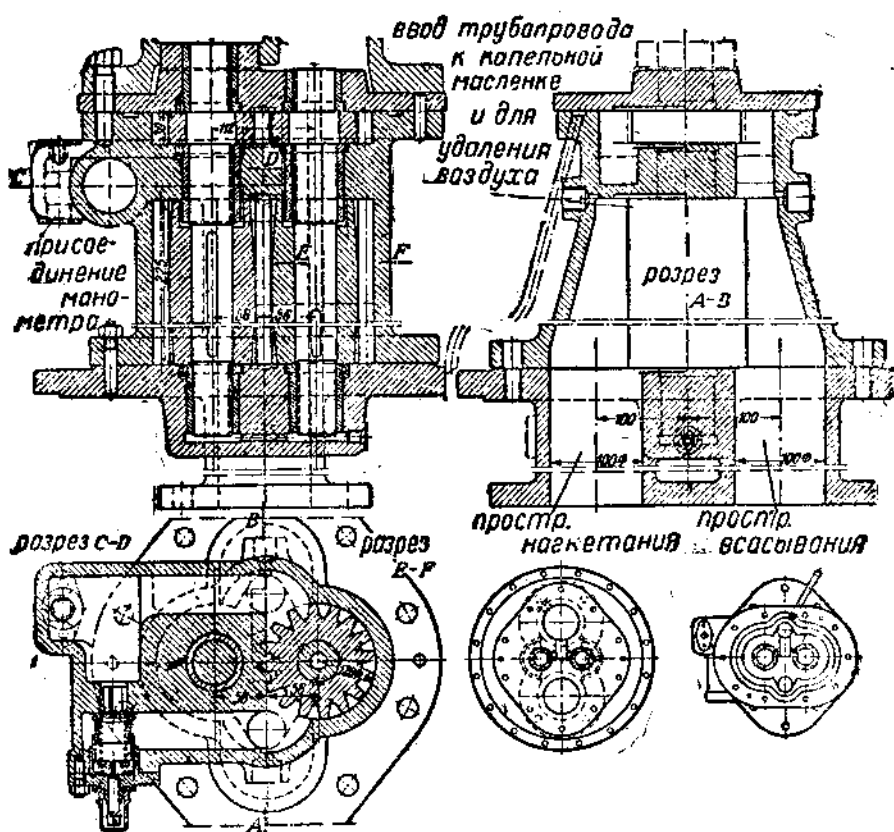


Рис. 269. Зубчатый масляный насос (WUMAO).

Нагнетаемое насосом на протяжении одного оборота количество масла равно объему зубцов, т. е. $2 \times \text{сечение зубца} \times \text{число зубцов} \times \text{ширина зубца}$, с учетом объемного коэффициента, который можно считать увеличивающимся заодно с величиной насоса в пределах от 0,9 до 0,95; можно также вычислить количество масла в минуту при n об/мин, z зубцах, ширине зубца b см, сечении зубца f_z см² по формуле:

$$Q = f_z \cdot 2zbn : 1000 \text{ л/мин.}$$

Зубцы не имеют зазора, иными словами, толщина зубца равна 0,5 шага; при большой ширине зубца b ведомая зубчатка подразделена по ширине, во избежание заеданий. Содержащееся на дне впадины масло должно иметь возможность ускользать в находящееся под давлением пространство через канавку на торцевой стенке насосного кожуха, ибо в противном случае сжатое масло могло бы вызвать поломку зубцов.

Чтобы требующееся давление масла поддерживалось постоянным и предотвращено было его чрезмерное повышение, в напорный маслопровод введен предохранительный перепускной вентиль.

Масляные насосы приводятся от регуляторного вала. Такой привод целесообразен потому, что этот вал делает меньшее число оборотов, чем турбина. К тому же при убывании числа оборотов регулятор не может ускорять ход настолько, чтобы нарушалась плавность регулировки.

Различные способы размещения масляных насосов видны на продольных разрезах через турбину (см. конструкции турбин, стр. 318) и на чертежах регуляторов.

Зубчатый масляный насос для 75 л/мин при $n = 700$ об. в мин. представлен на рис. 268 (Первое Брюнское маш. о-во). Большой насос, порознь нагнетающий масло для подшипников и для регулировки, представлен на

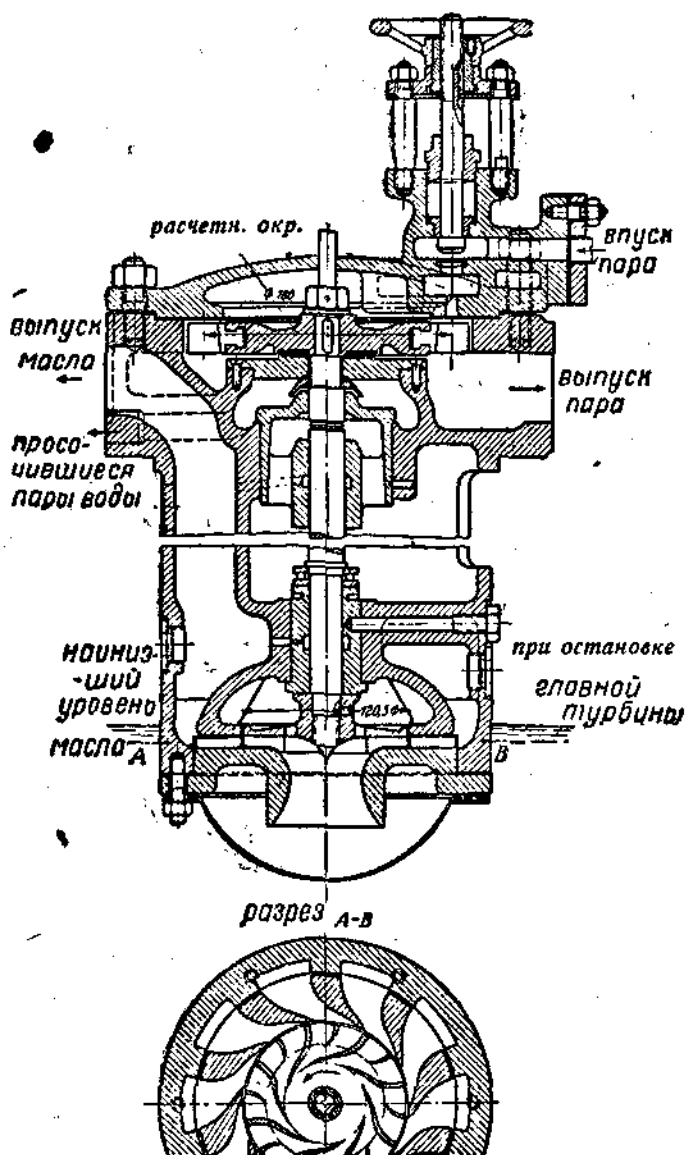


Рис. 270. Вспомогательный масляный турбонасос (WUMAG).

рис. 269 в исполнении WUMAG для 70 л/мин регулировочного и 390 л/мин смазочного масла при $n=350$ об. в мин. у насоса; в находящееся под давлением пространство для регулировочного масла вставлен перепускной вентиль; давление масла можно урегулировать натяжением пружины.

Вспомогательные масляные насосы. Так как зубчатые масляные насосы при пуске турбины в ход еще не нагнетают масла, а подшипники уже должны быть в это время снабжены маслом, то оно должно быть подано до пуска в ход турбины. Для этого служат вспомогательные масляные насосы. У малых агрегатов ими могут быть ручные зубчатые насосы, но по большей части и для малых, как и для всех больших турбин, применяются центробежные насосы, приводимые от небольшой паровой турбины. Они вставлены в масляный резервуар, который может быть устроен в фундаментной раме или представлять собою отдельный сосуд. Центробежный насос погружен в масло и засасывает его мгновенно. Вспомогательный масляный насос должен заполнять маслом все маслопроводы. Его останавливают тогда лишь, когда турбина достигла полного числа оборотов.

Вспомогательный масляный насос в исполнении фирмы WUMAG представлен на рис. 270.

I. Виды регулирования.

Регулирование мощности, т. е. приведение ее в соответствие с нагрузкой, имеет чрезвычайное значение для эксплуатации и экономичности. Мощность должна устанавливаться с максимальной скоростью, причем число оборотов должно изменяться в минимальной степени (регулировка числа оборотов) или же давление нагнетаемой рабочей среды (у насосов и компрессоров) должно поддерживаться неизменным (регулировка давления); у турбин с приводом давлением поддерживается также неизменным давление отходящего пара. Во всех этих случаях воздействие регулирующего устройства на турбину одинаково.

Из уравнения мощности [уравнение (83а), стр. 89].

$$N_e = h_t G_{st} \tau_e : 632,3 = h_t G_{сек} 5,7 \eta_e \text{ эфф. л. с.}$$

видно, что регулирование зависит от перепада h_t и от работающего количества пара G_{st} кг/час или $G_{сек}$ кг/сек, так что изменять его можно путем изменения перепада — регулирование торможением пара, причем изменяется, впрочем, и количество, или путем изменения работающего количества пара — соплование или количественное регулирование. Наконец, применимы одновременно оба вида регулирования — комбинационное регулирование соплами и торможением: при небольших нагрузках регулирование производится торможением, а при повышенных, в области нормальной нагрузки, — количественное (открыванием и закрыванием сопел).

Регулировать чисто реактивные турбины, имеющие полный подвод пара, можно только торможением; чтобы и к ним применить количественное регулирование, первую ступень делают в качестве регулировочной ступени по активному принципу.

А. Регулирование торможением.

1. Общие замечания. Торможение уменьшает перепад, но вместе с тем уменьшает и количество пара, когда понижается давление в регуляторном вентиле; начальное теплосодержание при этом не изменяется. Так как торможение представляет собою необратимый процесс с приращением энтропии (см. стр. 13), то на первый взгляд этот способ регулирования весьма неэкономичен: удельный расход пара при частичной нагрузке сильно возрастает, $D_e = 632,3 : (h_t \eta_e)$, ибо убывает как h_t , так и η_e . Но регулирование торможением наряду с преимуществом большой простоты имеет еще следствием уменьшение потерь; потеря перепада (рис. 271) становится тем меньше, чем выше перегрев и чем лучше вакуум. Кроме того потеря перепада ограничена тем, что уменьшается пропускаемое количество пара. Далее, вследствие уменьшения скоростей пара становится благоприятнее отношение u/c_1 (см. стр. 46) (нормально это отношение ниже наиболее благоприятного), и вследствие уменьшения удельного веса пара сокращаются потери на трение колеса и вентилей.

ляционные. (Правда, при слишком малой скорости c , могут возникать удары о спинки лопаток). Наконец, и вакуум при меньшем количестве пара улучшается.

Прирост удельного расхода пара становится значительным при небольшой мощности и когда располагаемый перепад сам по себе невелик (турбины с противодавлением) (рис. 280, стр. 269).

Если турбина должна продолжительное время работать с небольшой нагрузкой, то можно устроить ручное приспособление для выключения сопел в первой ступени, и тогда при соответственной нагрузке действует полное давление пара, вновь подвергающееся торможению только при увеличении нагрузки (см. комбинированное регулирование).

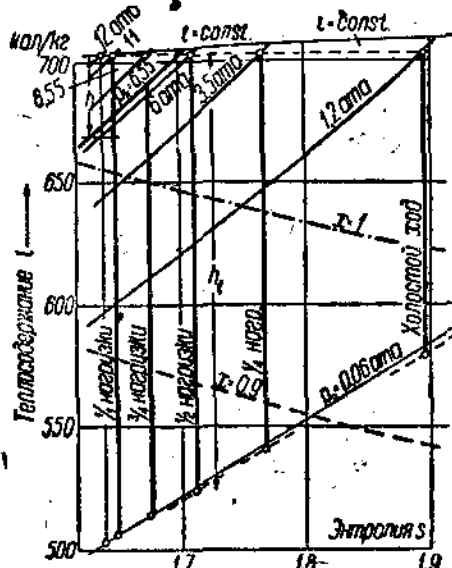


Рис. 271. Регулирование торможением.

Закон зависимости расхода пара от давлений перед турбиною (после торможения) определяется „конусом весов пара“ (см. стр. 100); согласно этому закону кривая изменения количества пара тем ближе к прямой, чем ниже противодавление (рис. 98, стр. 100 и рис. 273).

Отсюда при достаточно низком противодавлении (вакууме) вытекают следующие соотношения:

1) проходящий через турбину в секунду или в час вес пара приблизительно пропорционален давлению перед первым направляющим аппаратом;

2) полезная мощность возрастает вместе с давлением перед первым направляющим аппаратом по линейному закону;

3) при холостом ходе расход пара составляет около 10% от расхода пара при полной нагрузке;

4) давления в ступенях, за исключением последней ступени, изменяются пропорционально давлению при входе и расходу пара.

При уменьшении нагрузки мощность сосредоточивается в первых ступенях, в них перепад остается почти без изменения, тогда как перепад в последней ступени становится небольшим. Далее, проходящий в секунду через турбину объем пара (см. стр. 101) неизменен при всех нагрузках, $G_{сек} \cdot v = \text{const}$ и

$$G_{сек} = C \sqrt{\frac{p}{v}} \text{ кг/сек.}$$

Так как, согласно соотношению 2, полезная мощность пропорциональна (торможенному) давлению перед первым направляющим аппаратом, то в том случае, когда при полной нагрузке и при давлении p количество пара равно G , давление p' при другой нагрузке с количеством пара G' будет равно

$p' = p \cdot \frac{G'}{G}$. Если расход пара известен не только для полной, но и для какой-нибудь другой нагрузки, например для половинной, или если он при холостом ходе принят равным 10% от расхода полной нагрузки, то часовое (или секундное) количество пара можно отложить в зависимости от N , приближенно в виде прямой (рис. 272). Тем самым определяется также для каждой нагрузки давление перед первым направляющим аппаратом, до которого пар должен быть заторможен, и из диаграммы is можно взять располагаемый

262

перепад h , и уничтожаемый в вентиле перепад h (рис. 271), а отсюда определить создающуюся в вентиле скорость пара c и объем v .

При высоком противодавлении уже не существует пропорциональности между p , G и N_e в случае сильного торможения (см. рис. 98, стр. 100), и тогда нужно более точно определить зависимость на основании конуса весов пара. Для упрощения подбирают масштабы так, чтобы основание конуса было кругом (рис. 273), т. е. чтобы при противодавлении 0 получилось графически $G_{сек} = p$. При другом противодавлении, например $p_0 = OD$, зависимость дается кривой DE из указанного на рис. 273 построения, как равно и кривыми D_1E_1 и D_2E_2 для противодавлений OD_1 и OD_2 . Эти кривые соответствуют пересечениям конуса весов пара с параллельными к осям pO плоскостями (рис. 98, стр. 100). Чтобы получить масштаб для количества

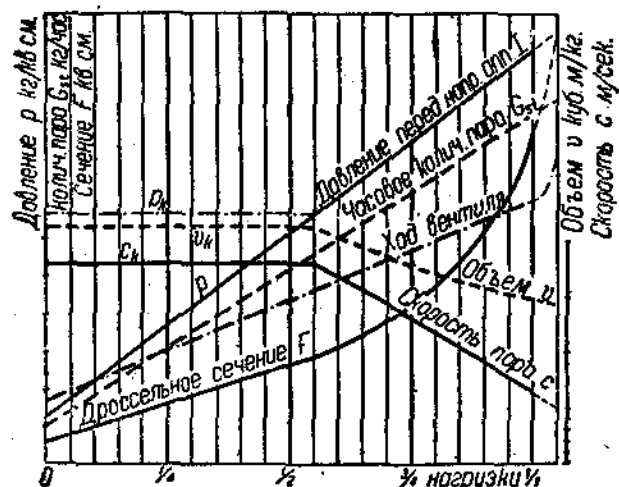


Рис. 272. Расчет регулировочных вентилей.

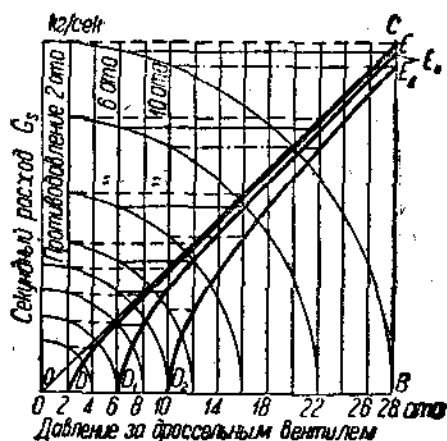


Рис. 273. Конус весов пара.

пара, отрезок BE и BE_1 или BE_2 нужно приравнять к секундному весу при полной нагрузке.

Чтобы выяснить также зависимость между мощностью N_e , давлением p и $G_{сек}$ и получить возможность отложить обе последние величины в зависимости от N_e , можно еще взять из диаграммы iz торможенные перепады h , и отложить их над p (рис. 278, стр. 267), как равно и произведение $G_{сек} \cdot h$. Из соотношения [уравнение (83а), стр. 89]:

$$N_e = G_{сек} h \eta_e 5,7 \text{ эфф. л. с.},$$

где η_e отнесено к данному торможенному перепаду h , следует:

$$G_{сек} \cdot h = \frac{N_e}{5,7 \eta_e}. \quad (a)$$

Далее зависимость η_e от N_e можно определить, если известен коэффициент полезного действия или расход пара для двух нагрузок, ибо тогда можно отложить N_e и N_{in} над N_e в виде прямых, причем N_e должна, разумеется, проходить через начало координат (рис. 279, стр. 267). Для полной нагрузки D_e и η_e известны, а отсюда $N_{in} = N_e \cdot \eta_e$; если, далее, задан расход пара для другой нагрузки, например для половинной, D_e' (см. надбавки

для частичных нагрузок, стр. 97), то из соответственного секундного количества пара $G_{\text{сек}}$ можно вывести торможенный перепад h'_t (рис. 278, стр. 267) и по

$D'_e = \frac{632,3}{h'_t \eta_e}$ определить коэффициент полезного действия η'_e , а отсюда найти

$N'_{\text{тн}}$. Определившаяся из $N_{\text{тн}}$ и $N'_{\text{тн}}$ прямая дает возможность определить $\eta_e = \frac{N_e}{N'_{\text{тн}}}$ для любой нагрузки (рис. 279, стр. 267); отсюда можно вычислить $N_e : 5,7\eta_e$ и опять-таки отложить над N_e 1).

Таким путем можно для каждой нагрузки найти $N_e : 5,7\eta_e$ и с помощью одного и того же, согласно уравнению (а), значения $G_{\text{сек}} \cdot h_t$ определить давление (рис. 278, стр. 267), на которое пар должен быть заторможен; в то же время можно найти соответствующее этому давлению количество пара и отложить над N_e . Из диаграммы is берут уничтожаемый в вентиле перепад h (рис. 271, стр. 262) и отсюда определяют создающуюся в вентиле скорость c и объем v , после чего можно нижеследующим образом рассчитать требуемое сечение пропускного сечения вентиля F .

2. Расчет дроссельных вентилях. Главные размеры регулировочных вентилях, обычно исполняемых в виде двухседельных клапанов, по возможности вполне разгруженных, т. е. с одинаковыми диаметрами седел, находятся по свободному сечению, необходимому для пропуска наибольшего количества пара. Сперва приблизительно рассчитывают диаметр седла, причем нужно задаться сужением, обусловленным ребрами, ступицей и корпусом вентиля (приблизительно 20% у больших, 40% у малых вентилях), а именно по условию непрерывности:

$$G_{\text{сек}} \cdot v = 0,8 \frac{\pi d^2}{4} w \text{ до } 0,6 \frac{\pi d^2}{4} w,$$

при скорости пара w от 25 до 30 м/сек (у больших вентилях до 60 м/сек). Определив диаметр d , задаются конструктивно диаметром шпинделя d_s в пределах от 10 до 40 мм при $d = 50 - 400$ мм и сообразно с толщиной ступицы получают ее диаметр d_n (рис. 274 и 275).

Если i означает число ребер (от 3 до 5), δ — их толщину (от 5 до 12 мм), то в предположении, что через каждое седло проходит половина количества пара, внутренний диаметр d_i вытекает из соотношения:

$$\frac{d_i^2 \pi}{4} - \frac{d_n^2 \pi}{4} - i \cdot \frac{d_i - d_n}{2} = G_{\text{сек}} \frac{v}{2w} = \frac{F}{2}.$$

Во избежание квадратного уравнения можно задаться размером ($d_i = d_n$). В связи с конструктивно определяющейся толщиной стенки δ (от 5 до 12 мм) имеем $d_n = d_i + 2\delta$ и, наконец,

$$\frac{d^2 \pi}{4} - \frac{d_n^2 \pi}{4} = \frac{F}{2},$$

откуда находим d . Сечение в вентиле должно быть приблизительно на 25% больше сечения подводящего паропровода, во избежание торможения вследствие резкого изменения направления в вентиле.

1) Так как $N_e : 5,7\eta_e$ — прямая, то достаточно найти два значения, не имея надобности знать η_e для другой нагрузки.

Высота вентиля H определяется из его хода h_v (см. ниже) и того требования, чтобы при наибольшем подъеме вентиля пропускная высота y (рис. 274) приводила с избытком к пропускному сечению $F/2$.

Ход вентиля h_v должен быть выбран значительно превышающим то значение, которое соответствует сечению для максимального количества пара, ибо вентили в седле должны иметь дроссельный конус, дабы давать требующееся для надлежащего торможения сечение.

Дроссельный конус может помещаться у вентиля (рис. 274) или у неподвижного седла (рис. 275). Ему придают такую форму, чтобы подъем был пропорционален нагрузке. Дроссельное сечение, которым определяется форма конуса, может быть найдено согласно условию непрерывности по формуле $F = G_{сек} \cdot v / c$, где c и v определяются по перепаду h (рис. 271). F представляется целесообразным отложить в зависимости от N_e (рис. 271). Так как в дроссельном сечении максимально может возникнуть критическая скорость c_k , то при торможении до значения, которое ниже критического отношения давле-

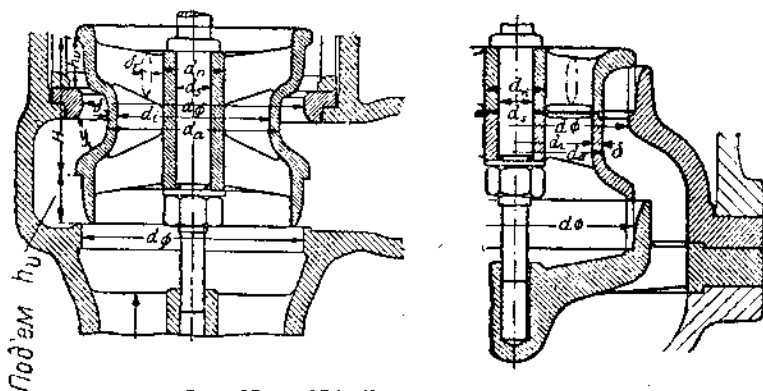


Рис. 274 и 275. Дроссельные вентили.

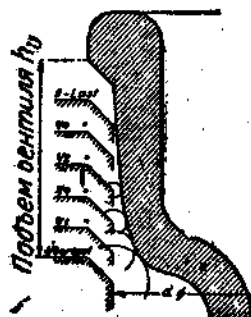
ний, расчет сечения ведется для критического состояния, как это указано на рис. 271 и 279.

Наибольший ход вентиля h_v принимается равным 20—40 мм у малых турбин, 40—60 мм при средних мощностях и 60—100 мм, а то и больше, при крупных мощностях. Подъем вентиля вплоть до полной нагрузки (или если регулирование торможением должно происходить только до предписанной нагрузки, — см. комбинированное регулирование, — то до этой последней) можно считать возрастающим линейно заодно с нагрузкой, хотя сечения только вначале увеличиваются приблизительно по линейному закону, а затем скорее; тогда можно по положению вентиля судить о нагрузке. При превышении полной нагрузки вентиль все еще должен открываться, чтобы допускать некоторую перегрузку, а при случайном понижении давления — все еще обеспечивать возможность полной нагрузки. При холостом ходе подъем вентиля составляет примерно 5—8 мм.

Форму дроссельного конуса мы получаем, подразделив ход вентиля между холостым ходом и полной нагрузкой на равные части и назначив для кольцевого зазора между конусом и седлом размеры в соответствии с необходимым для каждого седла сечением $F/2$. При этом в случае исполнения согласно рис. 274 (конус у вентиля) представляется целесообразным считать вентиль неподвижным, а седло движущимся (рис. 276); при большем подъеме, когда начинается закругление конуса, нужно в отношении сечения принимать в расчет наклон боковой поверхности конуса.

3. Изменение давления при частичных нагрузках. Согласно соотношению (4) на стр. 262, давления в ступенях при частичных нагрузках, в случае

регулирования торможением, изменяются пропорционально количеству пара, т. е. нагрузке; следовательно при изменении количества пара от G до G' , давление в n -й ступени понизилось от p_n до p'_n и в $(n+1)$ -й ступени от p_{n+1} до p'_{n+1} , так что получается,



или

$$\frac{G}{G'} = \frac{p_n}{p'_n} = \frac{p_{n+1}}{p'_{n+1}}$$

$$\frac{p_{n+1}}{p_n} = \frac{p'_{n+1}}{p'_n}$$

Рис. 276. Дроссельный конус.

Таким образом, если не говорить о последней ступени, то отношение давлений остается без изменения. Это подтверждают результаты опытов, как это показывает рис. 277 согласно испытаниям одной турбины AEG для 3000 квт (первое колесо — двухвентильное, ступени 2—10 представляют собою простые ступени давления).

Для последних ступеней следует путем попыток задаться изменением давления, предположив такой перепад, при котором было бы удовлетворено условие непрерывности; если противодействие поддерживается постоянным, то конечное состояние при всех нагрузках определяется противодействием (при

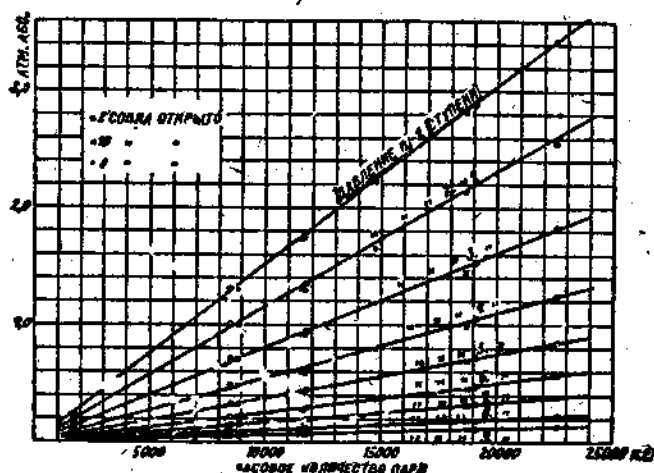


Рис. 277. Потеря давления при регулировании торможением.

высоком противодействии указанные выше соотношения уже недействительны); у конденсационных же турбин конечное давление при частичной нагрузке понижается, вследствие уменьшения количества пара при том же количестве охлаждающей воды, и может быть вычислено по отношению второго количества к первому.

Изменение давления на диаграмме is может быть определено в отдельных ступенях согласно сказанному на стр. 98; начальное состояние перед первым направляющим аппаратом всегда находится на линии $i = \text{const}$ (рис. 271 и 282).

Часто можно скорее достигнуть цели, определяя изменение давления в обратном направлении. Для этого задаются конечным состоянием последней ступени на диаграмме is , сообра-

зуюсь с коэффициентом полезного действия. Оно расположено несколько выше, чем при полной нагрузке, и у конденсационных турбин соответствует несколько пониженному конечному давлению. Приблизительно оценив потери, получают, базирываясь на них, состояние при выходе из направляющего аппарата, с помощью которого можно определить скорость c_1 в c_0 , которая соответствует сечению направляющего аппарата, а отсюда h_1 . Отложив его на диаграмме is , мы получаем начальное состояние последней ступени и в то же время конечное состояние предыдущей, начиная от которой продолжаем тот же расчет. Мощность определяется построением диаграмм скоростей. При низком противодавлении (вакуум) оказывает помощь пропорциональность давлений (рис. 277), при высоком противодавлении каждое давление может быть определено так, как это описано выше. Расчет должен привести нас к торможеному состоянию перед первым направляющим аппаратом, в противном случае расчет нужно повторить, задавшись другим конечным состоянием.

4. Пример. Расчет регулировки торможением для турбины с противодавлением мощностью $N_e = 2000$ эфф. л. с., $n = 3000$, состояние при входе в стопорный клапан $p = 30$ атм. абс., 40°C , противодавлением $p_0 = 6$ атм. абс. (см. расчет этой турбины, стр. 136).

При полной нагрузке было $D_e = 9,1$ кг/эфф. л. с.-час, $G_{\text{сек}} = 5,06$ кг/сек. и $v_e = 0,754$; отсюда можно найти изменение секундных весов пара в зависимости от давления при торможении, рис. 278 (по конусу весов пара, см. рис. 273, стр. 263), причем для полной нагрузки допустим торможение до 28 атм., $G_{\text{сек}} = 5,06$ кг/сек. и отсюда получаем указанный масштаб для секундного количества пара, если основанием конуса считать круг. Далее можно взять торможенный перепад h_1 из диаграммы is (рис. 114, стр. 139, или рис. 282) и отложить над p , после чего определить $G_{\text{сек}} \cdot h_1$ и отложить тоже над p . Затем можно еще (рис. 278) взять из диаграммы is перепад h (ср. рис. 271), нужный для получения скорости в дроссельном вентиле (а затем уничтожаемый), а также объем в конце расширения в вентиле и отложить их над p (рис. 278).

При половинной нагрузке оценим η_e в 0,7, отнеся его к торможеному перепаду (проверить это значение можно расчетом турбины при половинной нагрузке); тогда можно найти для полной нагрузки:

$$N_{th} = N_e \cdot \eta_e = 2000 : 0,754 = 2650 \text{ л. с.}$$

и для половинной нагрузки

$$N_{th} = 1000 : 0,7 = 1430 \text{ л. с.}$$

и на этом основании отложить N_{th} в виде прямой над N_e (рис. 279). Из N_e также откладываемой над N_e и N_{th} , можно определить и отложить для каждой нагрузки $\eta_e = N_e : N_{th}$ и отсюда найти $N_e \cdot 5,7 \eta_e$, выбрав для этого тот же масштаб, как для $G_{\text{сек}} \cdot h_1$ на рис. 278. Далее, можно найти для каждой нагрузки, перенося значения $N_e \cdot 5,7 \eta_e = G_{\text{сек}} \cdot h_1$ на диаграмму рис. 278, давление, до которого нужно при этой нагрузке производить торможение, количество пара $G_{\text{сек}}$, а также

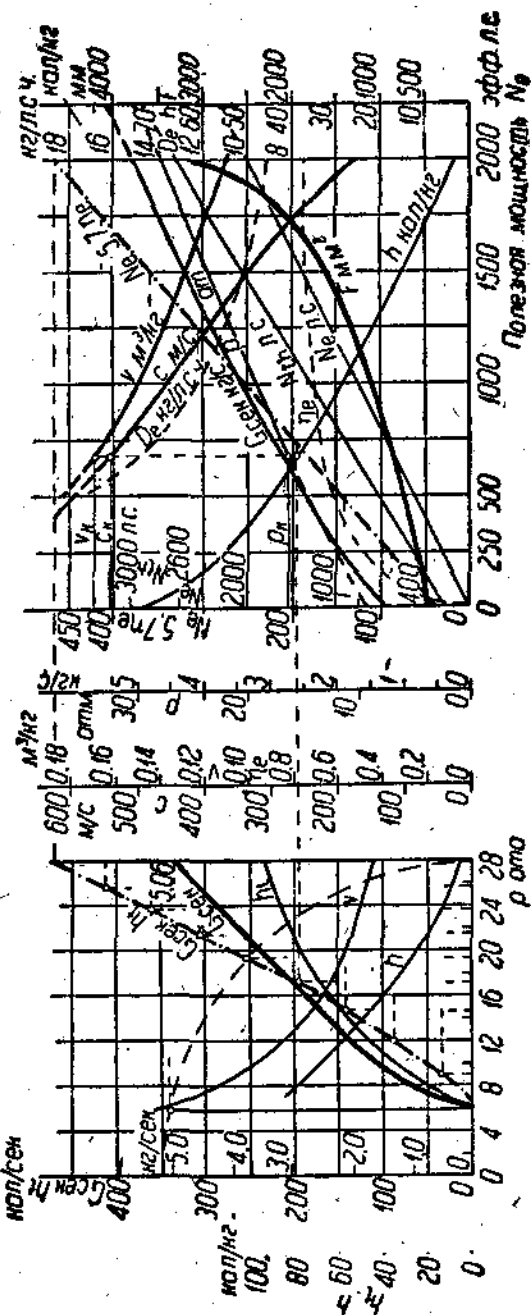


Рис. 278 и 279. Расчет одной системы для регулирования торможением.

ТАБЛИЦА.

Регулирование торможением.

N_e	0	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250 эфф. л. с.
η_e	0	0,49	0,61	0,67	0,70	0,725	0,74	0,75	0,754	0,76
$N_e 5,7 \eta_e$	37	89,6	143,5	196,3	251	303	356	409	466	519
p атм.	9,2	12	14,6	17,05	19,2	21,6	23,7	25,8	28	29,8
$G_{сек}$. . . кг/сек	1,27	1,93	2,46	2,95	3,41	3,82	4,25	4,65	5,06	5,4
h кал/кг	39	39	39	36,5	28,0	21,5	15,0	9,6	3,9	0,5
v м ³ /кг	0,1686	0,1686	0,1686	0,165	0,1495	0,1365	0,1265	0,1175	0,110	0,104
c_0 м/сек	572	572	572	553	484	425	355	283	181	65
c м/сек	537	537	537	521	455	399	338	267	170	61
F мм ²	398	605	772	936	1120	1306	1615	2050	3270	9200
D_e кг/эфф. л. с.-час . . .	∞	27,8	17,7	14,15	12,28	11,00	10,20	9,58	9,12	8,9
Ход вентиля мм	8	12	16	20	24	28	32	36	40	50

h и v , перенося их на рис. 279. Отсюда можно вычислить создающуюся в дроссельном вентиле скорость $c' = 91,5 \sqrt{h}$ и, задавшись величиной φ ($=0,94$), определить $c = 0,94c'$. Далее вычисляем требуемое дроссельное сечение $F = G_{сек} \cdot v/c$, причем, однако, c может достигнуть только критического значения $c_k = 537$ м/сек при соответственном $v_k = 0,1686$ м³/кг (рис. 279).

Вышеприводимая таблица содержит значения для различных нагрузок.

Полный ход вентиля примем равным 50 мм; из него 8 мм приходится на холостой ход и 10 мм на перегрузку.

Главные размеры определяются согласно сказанному на стр. 265. Допустим скорость пара $w = 40$ м/сек и охватим сужение в 0,3; тогда при обозначениях рис. 274 из

$$w 0,7 d^2 \frac{\pi}{4} = G_{сек} v \text{ при } G_{сек} = 5,06 \text{ кг/сек и } v = 0,1024 \text{ м/сек}$$

получается:

$$d^2 \frac{\pi}{4} = 185,0 \text{ см}^2 \text{ и } d = 150 \text{ мм.}$$

Для этого $d_i = 20$ мм, $d_n = 32$ мм, $b_r = 8$ мм, $l = 4$ и согласно стр. 265

$$d_i^2 \frac{\pi}{4} - d_n^2 \frac{\pi}{4} - i b_r 0,5 (d_i - d_n) = G_{сек} v : 2w = 65 \text{ см}^2.$$

Полагаем $0,5 (d_i - d_n) = 3,5$ см; тогда

$$d_i^2 \frac{\pi}{4} = 65 + 8,04 + 4 \cdot 0,8 \cdot 3,5 = 85 \text{ см}^2, \quad d_i = 104 \text{ мм,}$$

$$d_a = d_i + 2b_r = 104 + 16 = 120 \text{ мм}$$

и, наконец,

$$d^2 \frac{\pi}{4} - d_a^2 \frac{\pi}{4} = 65, \quad d^2 \frac{\pi}{4} = 65 + 113 = 178 \text{ см}^2,$$

откуда $d = 150$ мм в согласии с приближенным расчетом.

На основании дроссельного сечения и хода можно назначить размеры для конуса вентиля (рис. 276).

Изменение давления при половинной нагрузке нанесено на диаграмме ts (рис. 282).

В. Количественное (сопловое) регулирование.

1. Общие замечания. При этом способе регулирования состояние пара перед первым направляющим аппаратом не изменяется, так что и располагаемый тепловой перепад остается прежним (при понижении давления в конденсаторе он может несколько увеличиться); зато уменьшается или увеличивается общее живое сечение сопел, вследствие чего изменяется количество пара.

Если бы изменять в одном и том же отношении и совершенно плавно направляющие сечения во всех ступенях, то удельный расход пара несколько возрос бы только вследствие относительно больших при меньшей мощности потерь; распределение давления оставалось бы при всех нагрузках неизменным (механические потери остаются прежними, вентиляционные увеличиваются вследствие уменьшившейся степени подвода пара, потери на трение колеса по абсолютной величине остаются без изменения). Расход пара при таком идеальном количественном регулировании изображает нижняя кривая (пунктир) на рис. 280.

Но выключать сопла нельзя непрерывно: включаются и выключаются, конечно, целые сопла или (у больших агрегатов) целые группы сопел, так как практически количество выключающих приспособлений ограничено. Поэтому между отдельными выключениями все же приходится прибегать к торможению, чтобы регулировать мощность непрерывно, и в связи с этим расход пара между выключениями возрастает по сравнению с идеальной количественной регулировкой; вследствие выключения расход снова понижается, и в этих точках получаются два значения для расхода пара. Поэтому кривая расхода пара имеет пилообразную форму.

По конструктивным соображениям изменение направляющих сечений осуществимо только в первой ступени, остальные ступени работают при неизменном сечении, вследствие чего распределение давления по отдельным ступеням существенно меняется, и это отражается также на коэффициентах полезного действия. Из четырех соотношений, действительных при регулировании торможением (стр. 262), здесь сохраняет силу только четвертое, опять-таки за исключением последней ступени.

При уменьшении мощности адиабатический перепад первой ступени сильно увеличивается, в средних ступенях он изменяется мало, а в последних он сильно уменьшается. Таким образом мощность сосредоточивается в части высокого давления, особенно в первых ступенях, в большей мере, чем при регулировании торможением, вследствие чего количественное регулирование менее чувствительно к колебаниям вакуума.

2. Расчет выключений при количественном регулировании. Если F означает сечение направляющих аппаратов первой ступени при полной нагрузке с z открытыми каналами и если при другой нагрузке N_c с удельным расходом пара D'_c в кг секундный расход пара равен $G'_{сек} = D'_c N_c$; 3600 кг/сек, а необходимое сечение направляющего аппарата

$$F = G'_{сек} \frac{v'}{c},$$

кг/эф. л.с.-час

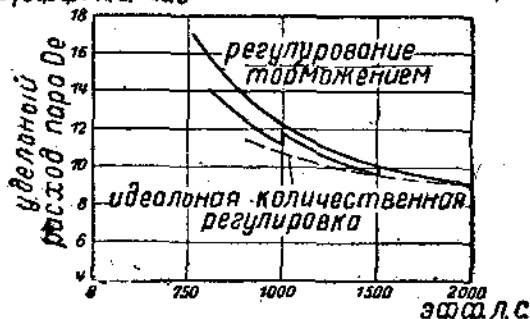


Рис. 280 Расход пара при регулировании торможением и соплами.

то число требующихся сопел или каналов равно $z' = z \frac{F'}{F}$ и должно быть, разумеется, округлено до целого числа, так что при небольшом числе каналов желательная нагрузка не поддается точной установке.

Так как при количественном регулировании перепад в первой ступени возрастает, то и скорость пара возрастает и вскоре достигает критического значения c , с чем нужно считаться при определении F' .

По этому способу определяют число требующихся для желательных долей нагрузки сопел и сообразно с ним рассчитывают вентили, которые управляют доступом пара к включаемым или отключаемым соплам.

Расчет этих вентилях ведется так же, как расчет дроссельных вентилях, но только их исполняют без дроссельного конуса или с небольшим конусом; при небольших размерах применимы также тарельчатые клапаны вместо двухседельных.

3. Изменение давления при частичных нагрузках. При частичных нагрузках изменение давления существенно иное, нежели при полной нагрузке, так как сечения направляющих аппаратов ступеней, за исключением первой, остаются без изменения. Если даже удельный объем в ступенях возрастает (вследствие большего перепада в первой ступени), то все же скорость пара при меньшем его количестве становится меньше, а значит, уменьшается и требующийся перепад. Так как общий перепад не изменяется, то первая ступень должна поглощать больший перепад; этот последний можно приближенно определить на основании изменившегося перепада давления, ибо для полной нагрузки, если p_1, v_1 характеризуют состояние в конце первого направляющего аппарата [см. уравнение (98), стр. 101] и F_1 означает сечение второй ступени, имеем:

$$G_{\text{сек}} = FC \sqrt{\frac{p}{v}} = F_1 C \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}$$

или

$$F \frac{p}{\sqrt{pv}} = F_1 \frac{p_1}{\sqrt{p_1 v_1}}$$

и для частичной нагрузки, обозначив через $\varepsilon = z'/z$ степень подвода пара по сравнению с полной нагрузкой и через p'_1, v'_1 состояние при выходе из первого направляющего аппарата, имеем:

$$G'_{\text{сек}} = \varepsilon F \frac{p}{\sqrt{pv}} = F_1 \frac{p'_1}{\sqrt{p'_1 v'_1}}$$

откуда

$$\frac{p'_1}{p} = \varepsilon \frac{p_1}{p} \cdot \frac{\sqrt{p'_1 v'_1}}{\sqrt{p_1 v_1}}$$

Так как $p'_1 v'_1$ не на много отличается от $p_1 v_1$, то приблизительно имеем:

$$\frac{p'_1}{p} \approx \varepsilon \frac{p_1}{p} \quad \text{или} \quad p'_1 \approx \varepsilon p_1$$

и можем отсюда приближенно установить, превзойдено ли критическое давление в первой ступени при частичной нагрузке, поскольку оно уже не превзойдено при полной нагрузке.

Точнее изменение давления ¹⁾ определяется согласно сказанному

¹⁾ См. также Arch. Warmewirtsch., 1927, № 10, и 1928, № 1 (статья A. Renfordt'a).

на стр. 99. При не слишком большом числе ступеней здесь тоже можно гораздо скорее достигнуть цели, ведя расчет с конца, причем он должен привести нас к начальному состоянию А (рис. 282).

4. Пример. Расчет количественного регулирования для турбины с противодавлением, рассчитанной на стр. 136, мощностью $N_e = 2000$ эф. л. с., $n = 3000$, $p = 30$ атм. абс., 400°С перед запорным вентилем, 28 атм. абс. перед первым направляющим аппаратом; противодавление — 6 атм. абс. Пусть требуется производить количественное регулирование вниз до половинной нагрузки (ниже — регулирование торможением, см. комбинированное регулирование).

Имеем при полной нагрузке (стр. 141) $D_e = 9,1$ кг/эф. л. с.-час, $G_{\text{сек}} = 5,06$ кг/сек $\eta_e = 0,754$ и число направляющих каналов $z = 62$ при $F = 1636$ мм². Пусть согласно стр. 97 удельный расход пара при нагрузке $3/4$ увеличивается на 70%, а при половинной нагрузке на 210%. Так как конечное давление первой ступени при полной нагрузке равно 16 атм. абс. и критическое давление $28 \cdot 0,5457 = 15,3$ атм. абс., то при частичной нагрузке критическое состояние достигается при

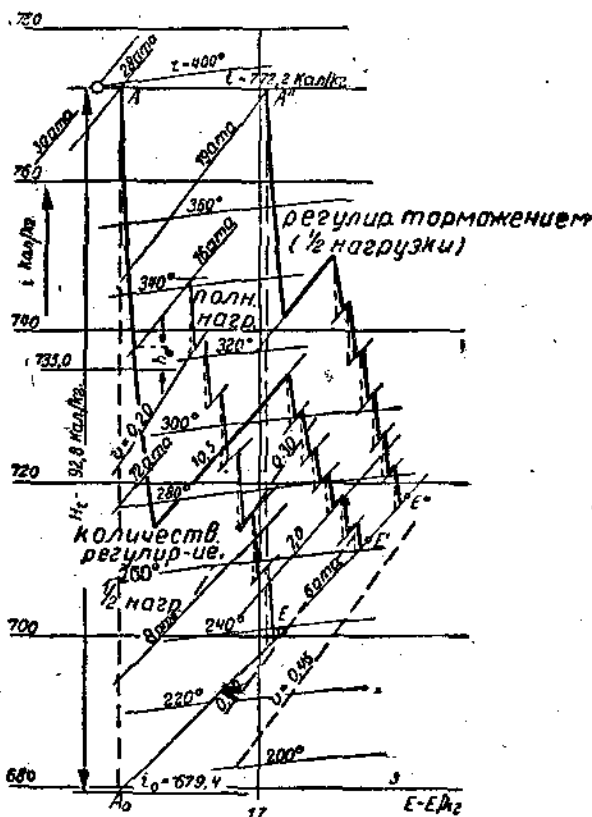
$$\begin{aligned} v_k &= 333 \sqrt{p v} = \\ &= 0,96 \cdot 333 \cdot \sqrt{28 \cdot 0,102} = 540 \text{ м/сек.} \end{aligned}$$

и

$$v_k = 0,171 \text{ м}^3/\text{кг.}$$



Рис. 281. Выключение при количественном регулировании.



$$z'' = 62 \frac{970}{1636} = 36,8 = 37.$$

Сообразно с этим надо иметь 37 каналов, которые были бы неизменно открыты, и 25 выключаемых каналов. Если еще устроить по одному выключению между $\frac{1}{4}$ и $\frac{3}{8}$ (нагрузка $\frac{7}{8}$), а также между нагрузками $\frac{3}{4}$ и $\frac{1}{2}$ ($\frac{5}{8}$), и, далее, иметь 6 каналов для перегрузки (примерно нагрузка $\frac{9}{8}$), то осуществимы следующие включения (рис. 281):

нагрузка $\frac{1}{2}$	= 1000 эфф. л. с. :	37 каналов (неизменно открытых),			
" $\frac{3}{8}$	= 1250 "	37 + 6	= 43 канала,	вентиль I	открыт
" $\frac{5}{8}$	= 1500 "	37 + 6 + 6	= 49 каналов,	вентили I, II	открыты
" $\frac{7}{8}$	= 1750 "	37 + 6 + 6 + 6	= 55 каналов,	" I, II, III	"
" $\frac{1}{4}$	= 2000 "	37 + 6 + 6 + 6 + 7	= 62 канала,	" I—IV	"
" $\frac{9}{8}$	= 2250 "	37 + 6 + 6 + 6 + 7 + 6	= 68 каналов,	" I—V	"

Изменение удельного расхода пара по сравнению с регулированием торможением показано на рис. 280.

Изменение давления на диаграмме i_s при половинной нагрузке показано на рис. 282, где нанесено также изменение при полной нагрузке (ср. рис. 114, стр. 189) и при регулировании торможением для половинной нагрузки.

С. Комбинированное регулирование сопловое и торможением.

Так как при описанном выше количественном регулировании практически происходит торможение между отдельными выключениями вследствие постепенного открывания вентилей, то в чистом виде количественное регулирование невыполнимо, и описанный способ может рассматриваться как сочетание обоих способов регулировки. Однако не такое сочетание называется комбинированным регулированием, а последовательное применение обоих способов, при котором вблизи нормальной нагрузки (обычно начиная от $\frac{3}{4}$ полной нагрузки) происходит количественное регулирование, а в области меньших нагрузок, случающихся редко (приблизительно ниже половинной нагрузки) — более простое регулирование одним только торможением пара; особенно уместен этот способ комбинированного регулирования применительно к турбинам с противодавлением. Чтобы его осуществить, можно поставить турбину при малых нагрузках под влияние дроссельного вентиля, который бы регулировал доступ пара к соответственному числу неизменно открытых направляющих аппаратов, но настолько увеличивал свое сечение при повышении нагрузки, чтобы пар проходил через него без торможения, с тем, чтобы дальнейшее регулирование производили, путем включения сопел или сопловых групп, автоматически действующие сопловые вентили; управление вентилями вручную встречается только в исключительных случаях.

Если бы в примере расчета, приведенном на стр. 271, предусмотрено было комбинированное регулирование, то расчет до половинной нагрузки не претерпел бы никаких изменений; начиная от половинной нагрузки вниз, расчет надлежало бы исполнять так же, как на стр. 271, в примере регулирования торможением, но только на рис. 278 при давлении $p = 28$ атм. надлежало бы расход пара для половинной нагрузки положить равным $G_{сек} = 3,06$ кг/сек, откуда получается масштаб для весов пара, которые далее надо класть в основу расчета. На рис. 279 регулирование торможением до 1000 эфф. л. с. дало бы при соответственных значениях требующихся дроссельное сечение. Дроссельный конус мог бы быть короче, чем при регулировке до полной нагрузки, остальная часть хода вентиля могла бы быть использована для приведения в действие сопловых вентилей (см. рис. 315, стр. 293).

II. Устройство регулирования.

К регулированию надлежит предъявлять следующие требования: плавное действие, достижение нового установившегося состояния в кратчайшее время, малую степень неравномерности, чувствительность (незначительное изменение числа оборотов, влекущее за собой перестановку), предотвращение

перерегулирования (качаний) и возможность в известных пределах (нормально $\pm 5\%$) изменять число оборотов во время работы.

Разумеется, каждой нагрузке должно соответствовать несколько иное число оборотов, но только это изменение не должно быть слишком значительно; вообще говоря, изменение числа оборотов, требующееся для изменения мощности при внезапной нагрузке или разгрузке на 25% , составляет не больше $\pm 1,5\%$ временно и не больше $0,5\%$ в установившемся состоянии; при внезапной разгрузке от нормальной нагрузки до холостого хода (или на оборот) изменение числа оборотов временно составляет около 5% , а остаточное изменение — $3,5 - 4\%$. Новое число оборотов устанавливается обычно за время, не превышающее 1 секунды.

Скоростной регулятор (регулятор числа оборотов) или регулятор давления (см. стр. 306) могут влиять на регулировочный клапан либо непосредственно, силою регулятора, — такое непосредственное регулирование применяется только для малых турбин, так как регулятор вынужден преодолевать сопротивление трения, и у больших турбин силы его было бы недостаточно для обеспечения равномерной перестановки, — либо посредством сервомотора, включаемого регулятором и действующего сжатым маслом. Регулятор при этом переставляет только распределительный золотник, а этот последний подводит сжатое масло к сервомотору, приводящему в действие дроссельный клапан или сопловые клапаны.

А. Непосредственное регулирование.

Схема такого регулирования, примененного для малых турбин, показана на рис. 283; перестановку числа оборотов можно производить с помощью приспособления в виде пружинных весов, или перемещая точку вращения рычага регулятора.

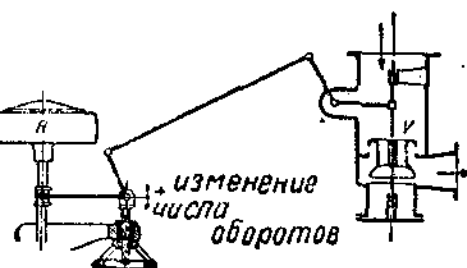


Рис. 283. Непосредственное регулирование.

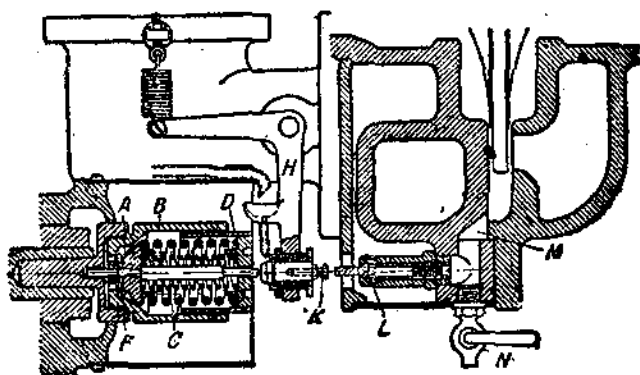


Рис. 284. Регулирование Лавала.

На рис. 284 показана конструкция непосредственного регулирования у малой турбины Лавала.

Сидящий на валу зубчатой передачи регулятор с двумя полуцилиндрическими, покоящимися на ножах *A* маховыми массами *B*, которые нажимают на тарелку пружины своими короткими концами и передвигают шпильку, вызывает посредством коленчатого рычага *H* вращение вала, на котором внутри корпуса клапана сидит рычаг клапана (см. рис. 360, стр. 323), а также вызывает перестановку клапана. Пружина на другом конце коленчатого рычага перемещает клапан в противоположном направлении. На рычаге *H* сидит винт *K*, который передает движение рычагу *H* при посредстве пружины более сильной, чем пружина на другом конце рычага; когда клапан закрыт регулятором, то пружина сжата в неподвижном тогда рычаге *H*, винт *K* открывает клапан *L* в кожухе турбины и дает воздуху проникнуть в нее, вследствие чего уничтожается вакуум и турбина защищена от разгона.

Другие формы исполнения регулировки см. ниже (малые турбины стр. 318).

В. Регулирование посредством сервомотора.

1. Принцип действия. Дроссельный клапан и сопловые клапаны представляются поршнем сервомотора, приводимым в движение посредством сжатого масла (иногда посредством пара); регулятор перемещает только распределительный золотник, который направляет масло под давлением на ту или другую сторону поршня. Но устройство должно быть таково, чтобы под влиянием движения регулировочного клапана распределительный золотник возвращался в свое среднее (нейтральное) положение, при котором он прекращает подвод масла; без этого выключения регулировка была бы непригодна, так как поршень все время стремился бы к своему конечному положению и не было бы вообще возможности установить определенную мощность.

Схема такого регулирования представлена на рис. 285. Когда, например, муфта регулятора R при разгрузке поднимается, то рычаг H , соединенный

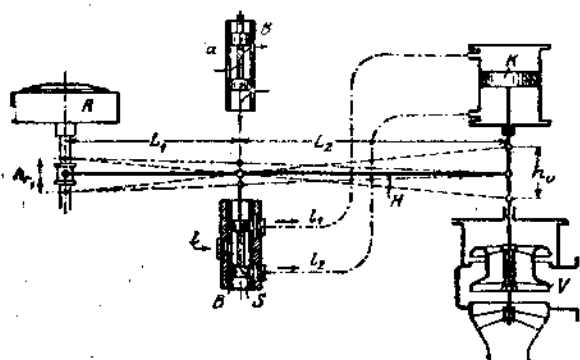


Рис. 285. Принцип регулирования с помощью сервомотора.

со шпинделем клапана и имеющий в нем неподвижную точку вращения, переставляет вверх распределительный золотник S , и этот последний пропускает сжатое масло по маслопроводу l_1 (см. положение a) из l в пространство над поршнем сервомотора K , вследствие чего поршень движется вниз и настолько закрывает регулировочный клапан V , что рычаг H , имеющий теперь другую точку вращения на муфте регулятора, заставляет золотник S занять свое среднее положение и закрыть маслопровод l_1 . Пока сжатое масло проходило через l_1 , масло под поршнем имело возможность стекать по l_2 и

через щель, которую освобождал распределительный золотник. При понижении числа оборотов (увеличении нагрузки) муфта регулятора опускается, распределительный золотник дает сжатому маслу пропуск в l_2 , и оно поступает в пространство под поршнем K , между тем как над ним масло имеет возможность вытекать по l_1 , и тогда клапан V открывается до тех пор, пока опять-таки распределительный золотник не займет своего среднего положения.

Движением поршня можно также воспользоваться для приведения в действие сопловых клапанов при автоматическом количественном регулировании. Полному ходу клапана h_v должен соответствовать по возможности малый ход муфты регулятора h_r , чтобы степень неравномерности, т. е. изменение числа оборотов, была незначительна. Отношение рычагов $L_1:L_2$ надо так подобрать, чтобы получилось $L_1:L_2 = h_r:h_v$.

Регулирование исполнимо и без механических тяг: дроссельный клапан или соответственное количество сопловых клапанов открываются сообразно изменению давления масла под поршнем, который нагружен пружиной, или под поршнями сопловых клапанов, которые нагружены пружинами различной силы, соответственно настроенными.

2. Изменение числа оборотов турбины. Надо иметь возможность легко изменять число оборотов во время работы, чтобы включать турбину параллельно с другими турбогенераторами или изменять напор и количество при непосредственном приводе насосов, компрессоров и т. п.; в первом случае требуется изменить число оборотов большей частью в пределах $\pm 5\%$.

Помимо пружинных весов (увеличения нагрузки муфты), для изменения числа оборотов применимы следующие способы:

- 1) перемещение точки соединения регулировочного рычага со шпинделем вентиля;
- 2) перемещение буксы (коробки) распределительного золотника;
- 3) перемещение точки соединения регулировочного рычага с муфтой или точки вращения промежуточного рычага.

Во всех этих случаях нейтральное положение распределительного золотника соответствует другому положению муфты, т. е. другому числу оборотов. Следовательно, ход регулятора должен быть больше, чем h_r , на всю величину перемещения муфты для изменения числа оборотов.

Если a означает степень неравномерности регулятора (нормально 4%), $\pm b\%$ — желательное изменение числа оборотов (нормально $\pm 5\%$) и h_r — требующийся для этого расчетный ход муфты, то

$$h_r = \frac{a + 2b}{a} \cdot \frac{L_1}{L_2} h_o.$$

Ход регулятора, соответствующий ходу вентиля h_o , без перестановки числа оборотов, равен:

$$h_{r1} = \frac{a}{a + 2b} \cdot h_o.$$

Перемещение муфты для перестановки числа оборотов на $b\%$ равно:

$$h_2 = \frac{b}{a + 2b} h_r.$$

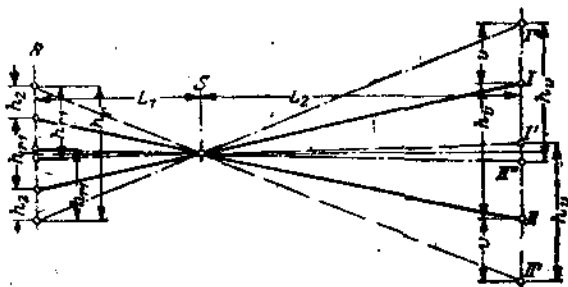


Рис. 286. Изменение числа оборотов.

Полный ход муфты регулятора выбирают увеличенным приблизительно на 2 мм как по направлению вверх, так и по направлению вниз, по сравнению с расчетным ходом, чтобы и при небольших неточностях гарантировано было закрытие вентиля:

$$h = h_r + 4 \text{ мм.}$$

Общая степень неравномерности регулятора равна тогда

$$\delta_r = (a + 2b) \frac{h}{h_r} \%.$$

Переставлять число оборотов можно вручную или посредством электродвигателя, управляемого от распределительной доски.

1. При перестановке числа оборотов посредством перемещения точки соединения рычага со шпинделем вентиля при нормальной скорости, движение шпинделя I—II (рис. 286) соответствует движению муфты h_{r1} (предельные положения рычага представлены сплошными линиями); при перестановке числа оборотов на $\pm b\%$ точка соединения рычага со шпинделем

должна сместиться вниз на $v = h_2 \cdot \frac{L_2}{L_1}$, так что ходу вентиля h_v соответствует движение конца рычага $I' - II'$ (предельные положения рычага показаны пунктиром), а при перестановке на $-b\%$ — на то же значение вверх, $I'' - II''$ (предельные положения рычага показаны условным пунктиром).

2. При перестановке числа оборотов посредством перемещения буквы распределительного золотника (рис. 287) смещается и нейтральное положение

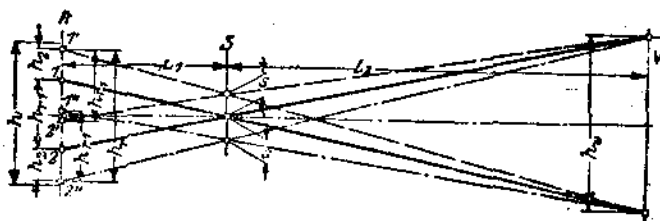


Рис. 287. Изменение числа оборотов.

этого последнего; при изменении числа оборотов на $+b\%$ повышенному на h_2 положению муфты (предельные положения рычага показаны пунктиром) соответствует смещение буквы золотника вверх на

$$s = h_2 \frac{L_2}{L_1 + L_2},$$

а при изменении на $-b\%$ — смещение буквы на ту же величину s вниз (предельные положения рычага показаны условным пунктиром).

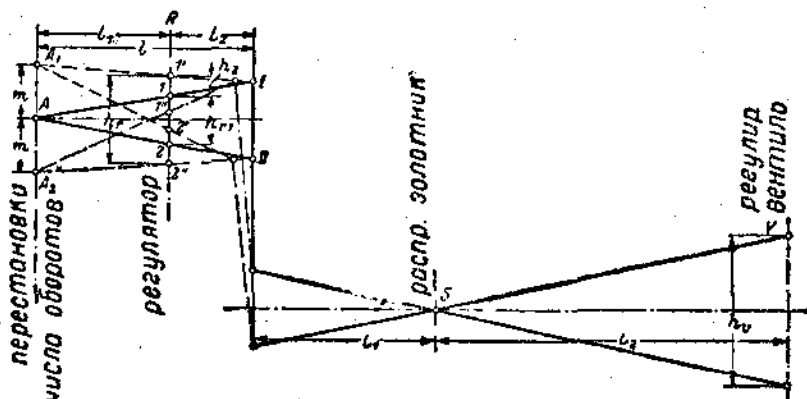


Рис. 288. Изменение числа оборотов.

3. По конструктивным соображениям при перестановке числа оборотов перемещают вверх не точку соединения рычага с муфтой регулятора, а точку вращения A промежуточного рычага (рис. 288); ходу вентиля h_v соответствует ход регулятора

$$h_A = h_v \cdot \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_1}{l} = \frac{a}{a+2b} h_v$$

и расчетный ход регулятора равен:

$$h_r = \frac{a+2b}{a} \cdot \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{l_1}{l} h_v$$

Для перемещения муфты регулятора на $h_2 = h_1 \cdot b_1(a + 2b)$ в соответствии с изменением числа оборотов на $b\%$ перемещение точки вращения A должно составлять

$$m = h_2 \cdot \frac{l}{l_2}.$$

При нормальном числе оборотов $1-2$ представляет собою движение муфты, соответствующее полному ходу вентилей h_v (предельные положения рычага показаны сплошными линиями); при повышении числа оборотов на $b\%$ точка A перемещается в A_1 , муфта движется в соответствии с ходом вентилей между $1' - 2'$ (предельные положения рычага показаны пунктиром). При уменьшении числа оборотов на $b\%$ A перемещается в A_2 , муфта движется между $1'' - 2''$ (предельные положения рычага показаны условным пунктиром).

III. Формы исполнения регулирующих устройств.

Непосредственные системы регулирования см. применительно к малым турбинам стр. 318).

А. Регулирование торможением.

Устройство для регулирования торможением, применяемое фирмой WUMAG (рис. 289), действует согласно схематически представленному на рис. 285 и там же поясненному принципу посредством перемещения распре-

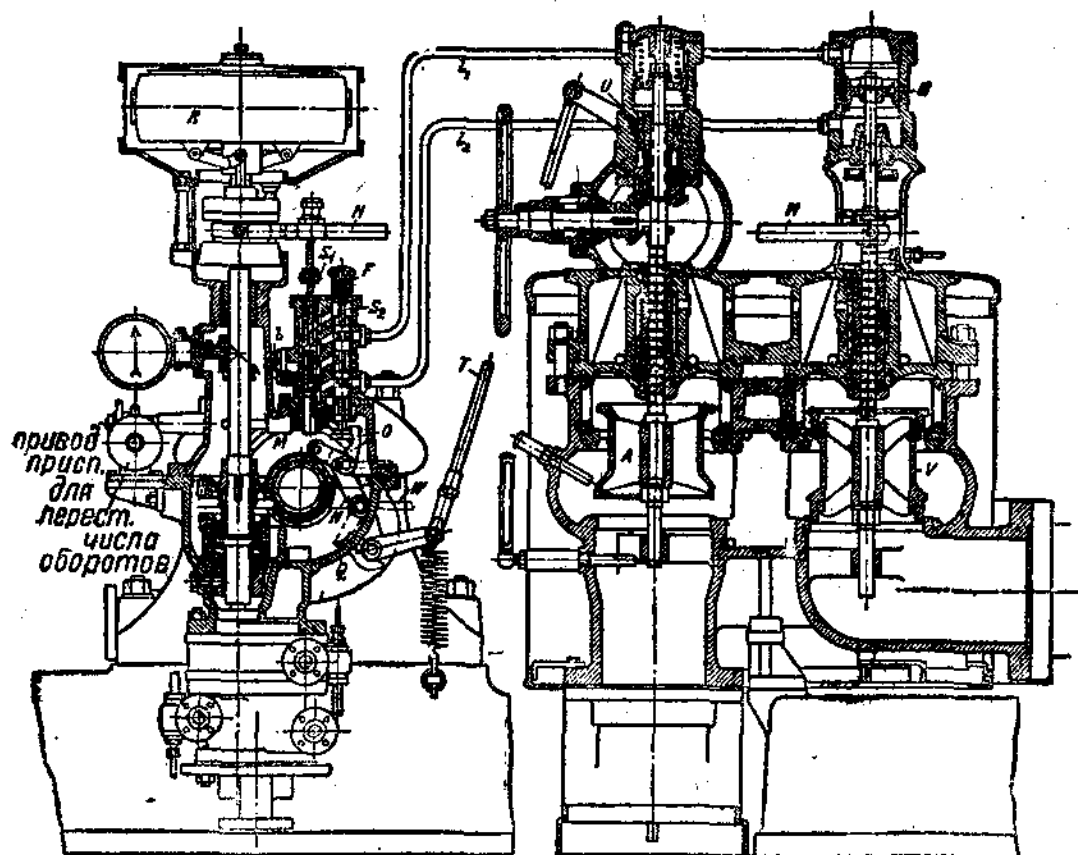


Рис. 289. Регулирование торможением по способу WUMAG.

мо с предварительным регулированием; сжатое масло поступает из масляного насоса 3 через маслопровод и отверстия в корпусе переключающего золотника 12 и распределительного золотника 6 в пространство над нагруженным пружиной дифференциальным поршнем 4, далее — через небольшой прорез, тормозящий давление масла, под поршень 4 и сквозь еще один прорез может вытекать через полость поршневого шпинделя и отверстие 2. Вследствие разности давлений с обеих сторон поршня и давления пружины поршень передвигается настолько, что отверстие 2 приближается к шпинделю

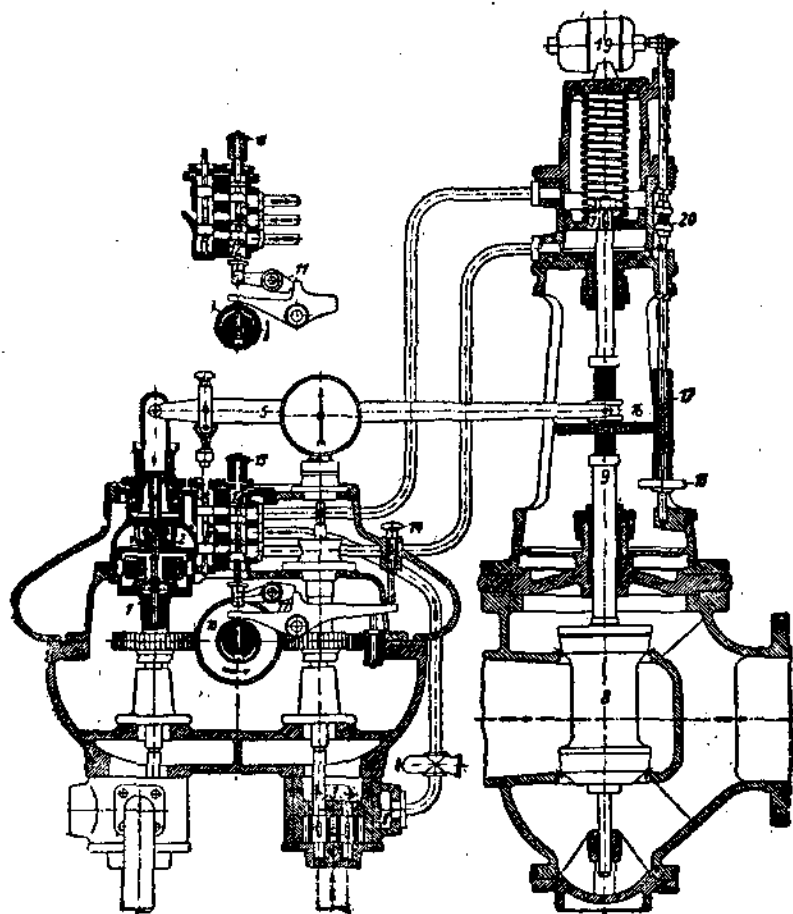


Рис. 291. Регулирование торможением с предварительным регулированием фирмы EWC.

регулятора 1, пока вследствие торможения стока через отверстие 2 давление под поршнем не установится такое, при котором создается равновесие сил над поршнем и под ним. Но это отверстие 2 сужается также при движении шпинделя регулятора вверх, т. е. при увеличении числа оборотов (разгрузке), в этом случае давление под дифференциальным поршнем возрастает и перемещает его вверх; при понижении числа оборотов совершается обратный процесс, так что поршень все время следует за движением шпинделя регулятора. В свою очередь поршень при посредстве рычага 5 перемещает распределительный золотник 6 и путем подвода масла в пространство над поршнем сервомотора 7 или под ним вызывает перемещение регулировочного вентили 8 и обратную перестановку распределительного золотника.

Перестановка числа оборотов производится перемещением точки соединения регулировочного рычага со шпинделем вентиля (см. п. 1, стр. 275), для чего служат нарезка на шпинделе, гайка 16 с зубчатым ободом и зубчатка 17, которая приводится в действие вручную посредством маховичка 18 или сидящим на цилиндре сервомотора двигателем 19 с помощью червячной передачи и фрикционной муфты 20.

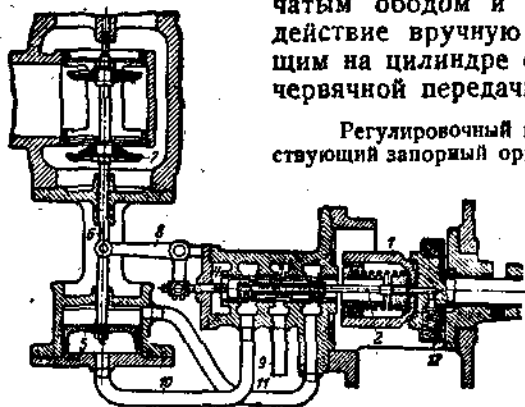


Рис. 292. Регулирование торможением по способу фирмы Гумбольдт.

Регулировочный вентиль исполнен в то же время как быстродействующий запорный орган. При превышении допустимого числа оборотов предохранительный регулятор 10 (стр. 310) приходит в действие и освобождает рычаг 11, вследствие чего переключающий золотник 12 оттягивается вверх пружиной 13 и пропускает сжатое масло в пространство над поршнем сервомотора, между тем как из пространства под этим поршнем масло может вытекать; при недостаточном давлении масла пружина над поршнем 7 вызывает закрытие вентиля. Кнопка 14 служит для выключения устройства вручную.

Помимо гидравлического быстродействующего затвора, приводится еще в действие, независимо от него, механическое быстродействующее приспособление, которое закрывает запорный вентиль (см. стр. 315).

Применяемое фирмой Гумбольдт регулирование торможением (рис. 292) для турбин малой и средней мощности в принципе действует так же, как вышеописанные регулировки, но устроено несколько иначе; маховые массы центробежного регулятора 1 перемещают посредством шпинделя 2 покоящийся на шариках поворотный распределительный золотник 3, который направляет в пространство над или под поршнем сервомотора 5 сжатое масло из маслопровода 9 по маслопроводу 10 или 11, вследствие чего регулировочный вентиль 7 в соответственной степени закрывается или открывается; одновременно в том же направлении, как золотник 3, перемещается под воздействием шпинделя 6, с помощью коленчатого рычага 8, буска распределительного золотника 4, пока маслопроводы 10 и 11 не закроются, т. е. не будет достигнуто выключение. 12 означает предохранительный регулятор.

Фирма BBC применяет регулирование сжатым маслом без тяг (рис. 293 и 294), согласно схеме рис. 295. Количество сжатого масла, нагнетаемого масляным насосом K и протекающего через регулировочное устройство, регулируется вентилем V; масло поступает с одной стороны под поршень Y регулирующего вентиля W и может с другой стороны стекать через маслопровод C, кольцевое пространство O и щель в буксе E, причем свободное сечение этой щели можно изменять с помощью втулки на муфте регулятора B. Когда число обо-

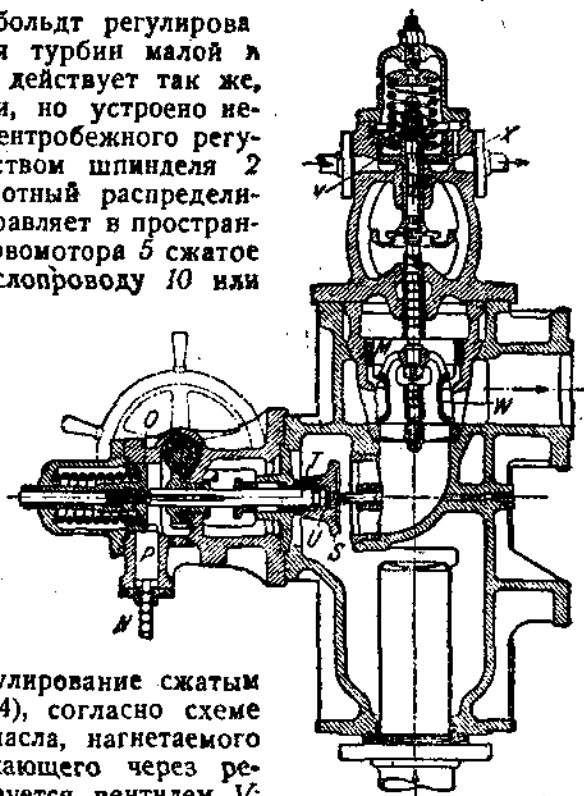


Рис. 293. Регулирование сжатым маслом по способу фирмы BBC.

ровов понижается, то муфта *F* регулятора *B* поднимается и сужает щель, давление в маслопроводе *C* и под поршнем *У* повышается и поднимает поршень до тех пор, пока натяжение пружины над поршнем не восстановит равновесия; клапан *W* открывается в большей степени, вследствие чего мощность и число оборотов снова повышаются. При разгрузке и повышении числа оборотов происходит обратное.

Чтобы устранить у клапана трение покоя, край втулки, которая сужает щель, срезают косом на 0,5—1 мм, так что щель на протяжении одного оборота втулки немного сужается и расширяется, вследствие чего давление масла в соответствии с числом оборотов регулятора (от 300 до 500 в мин.) периодически немного колеблется и поршень сервомотора совершает весьма незначительные, почти не влияющие на пропуск пара, движения.

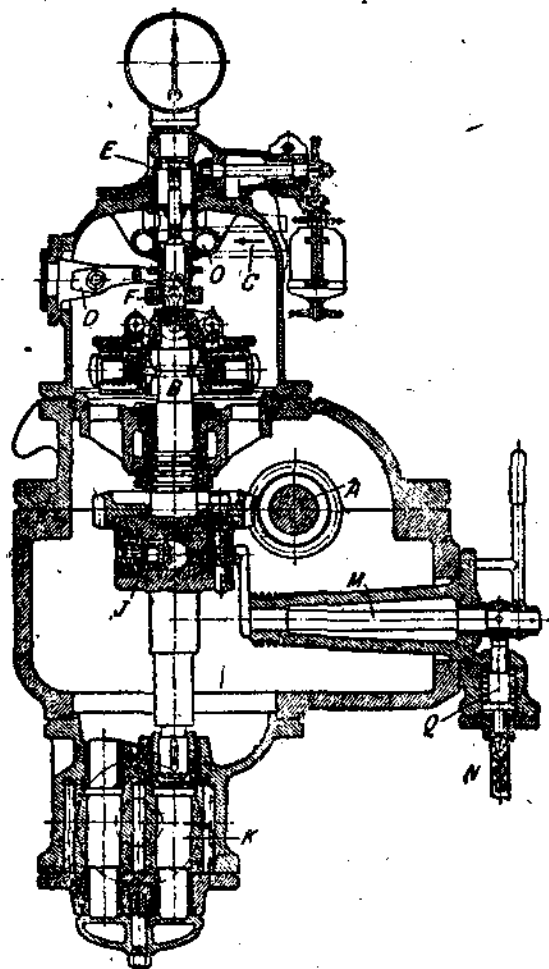


Рис. 294. Регулирование сжатым маслом по способу фирмы ВВС.

Перестановка числа оборотов производится просто посредством перемещения буквы с прорезами *E* (рис. 294), причем буква заворачивается вследствие вращения гайки, исполненной в виде конической зубчатки, для чего служит электромагнитное включающее приспособление или ручной рычаг,

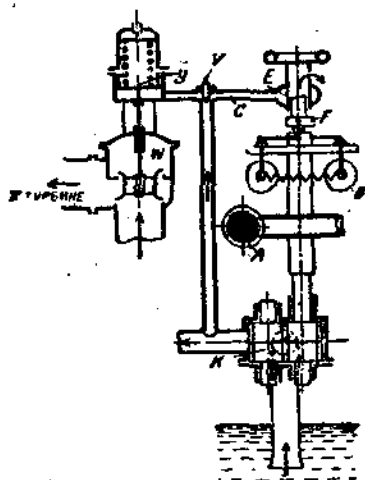


Рис. 295. Схема регулирования сжатым маслом по способу фирмы ВВС.

сообразно с этим муфта регулятора принимает определенное положение, соответствующее тому или иному числу оборотов.

Рычаг *D* (рис. 294) служит для приподнимания муфты рукою посредством удлиненного рычага.

Отверстие *X* (рис. 293) представляет собой всего лишь узкий вертикальный прорез, назначение которого — предотвращать посредством большого стока масла перерегулировку, как следствие быстрого подъема поршня *У*, в случае внезапного повышения давления масла.

Действие быстродействующего затвора см. стр. 316.

Для малых турбин фирма ВВС применяет остроумное и очень простое регулирование посредством масляного кольца (рис. 296). Тут использовано давление, которое устанавливается во вращающемся масляном кольце в не-

посредственной зависимости от числа оборотов. Регулятор состоит из вращающегося сосуда с маслом *A* на валу турбины, непрерывно заполняемого маслом через трубу *L*; под воздействием центробежной силы масло образует кольцо, в сечении которого давление возрастает в радиальном направлении, имея для каждого числа оборотов определенное значение. Давление это использовано для регулировки. С этой целью в масло погружена трубка *B*, передающая давление в пространство под нагруженной пружиной мембраной *M*, которая воздействует непосредственно на шпиндель регулировочного вентиля. Когда число оборотов изменяется, то изменяется и давление под мембраной; вентиль открывается под давлением пружины или закрывается под давлением масла. Перестановка числа оборотов производится

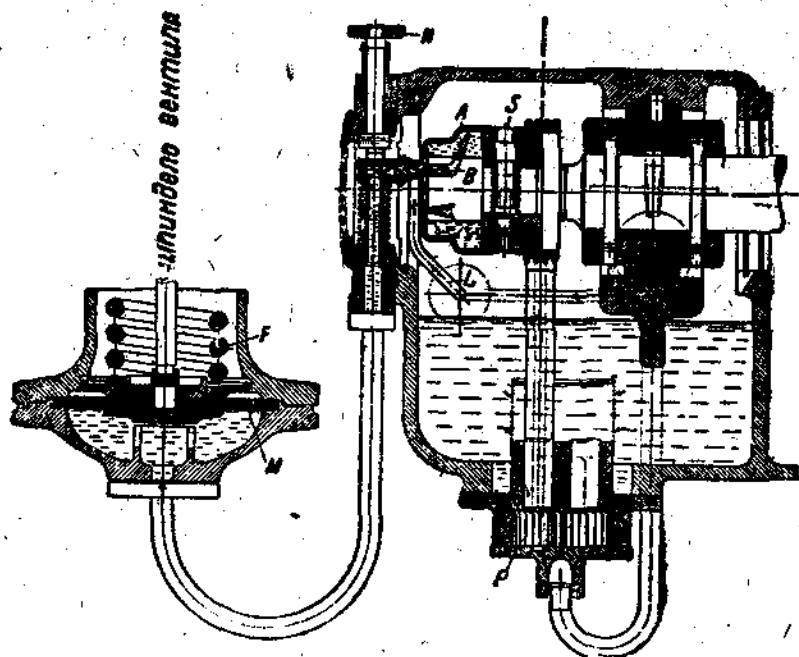


Рис. 296. Регулирование с помощью масляного кольца (BBC).

просто путем изменения глубины погружения трубки *B*, для чего служит установочный винт *H*. Предохранительный регулятор *S* действует на запорный вентиль согласно сказанному на стр. 316.

В. Количественное регулирование и комбинированное регулирование торможением и соплами.

При количественном регулировании по способу фирмы AEG (рис. 297) нагруженные пружинами сопловые вентили $G_1, G_2, \dots$ сидят на сопловой коробке, в которую пар поступает через *H* и которая подвешена в кожухе турбины; вентили приводятся в действие посредством рычагов *F* и сидящих на валу кулаков, поворачиваемых вращающимся сервомотором *D*, причем кулаки заклинены на валу с таким взаимным смещением, что вентили открываются поочередно. Управление крыльчатым поршнем *K* и поворотном сервомоторе (рис. 298) производится путем подвода сжатого масла к той или другой стороне поршня по маслопроводам E_1, E_2 (рис. 297) и каналам A_1, A_2 (рис. 298) по обычному способу, посредством распределительного золот-

ника *B*, перемещаемого регулятором *A* (рис. 297). Выключение распределительного золотника происходит вследствие подъема и опускания конца рычага *L*, направляемого по спиральному вырезу в сидящем на валу сервомотора диске.

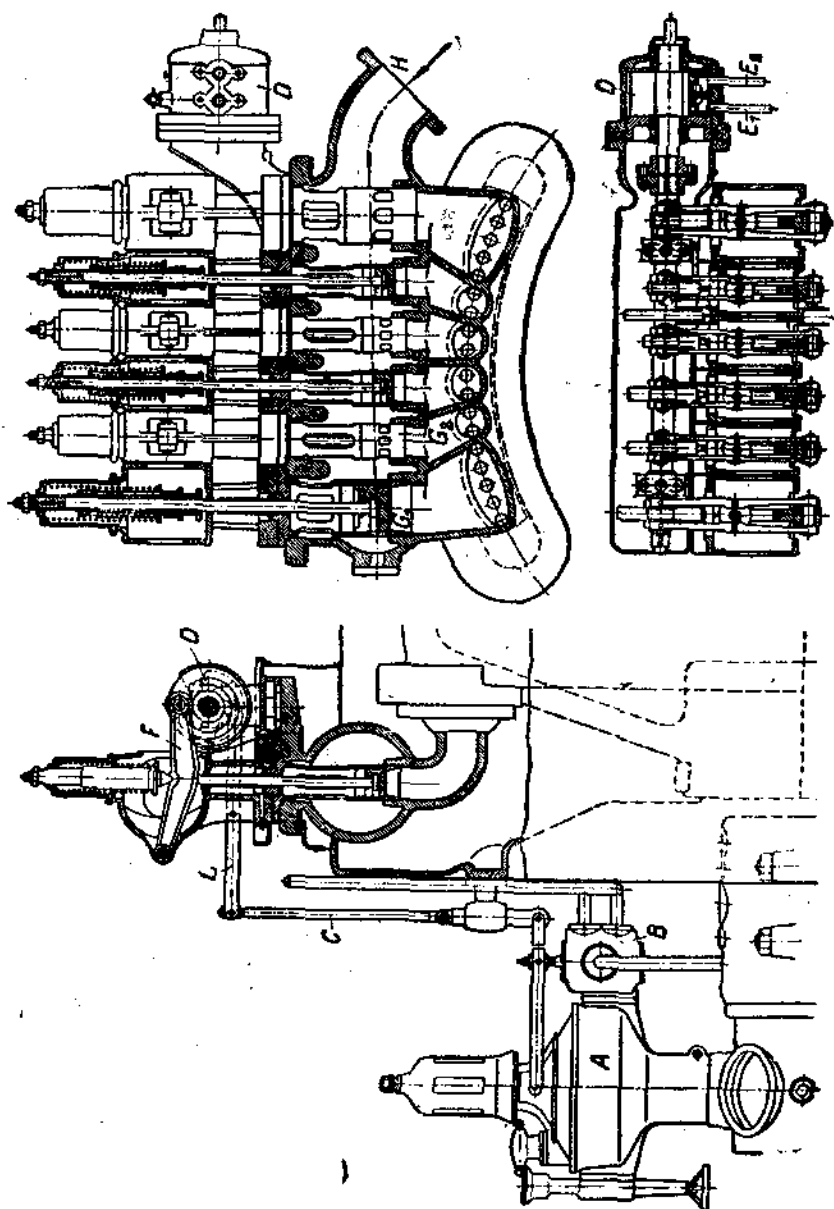


Рис. 297. Сопловое регулирование АЕГ.

Перестановка числа оборотов производится изменением нагрузки муфты, причем натяжение пружины (над регулятором) изменяется от электродвигателя или вручную посредством поворачивания маховика, который виден слева.

Сопловые ventили исполняются также с клапанными тарелками согласно рис. 299а; чтобы выравнять движение рычага ventиля по дуге окружности, пружинная тарелка (рис. 299б) опирается на рычаг ventиля покоящейся на закругленных ножах направляющей буксоу *AB*.

Рис. 299а. Тарелка соплового
· вентилля.

[illegible]

*сток масла
 приток масла
 сток масла
 регул. скорости
 верста-новка
 масла обор.
 сопловой
 вентиля

разгруженные, потому что оба седла не равновелики, плотно прижимаются к седлам под давлением пара. Приподнимание их производится посредством

конических выступов на шпинделе, входящих в соответственные конические вырезы вентиля, причем выступы так расположены на шпинделе, что открыва-

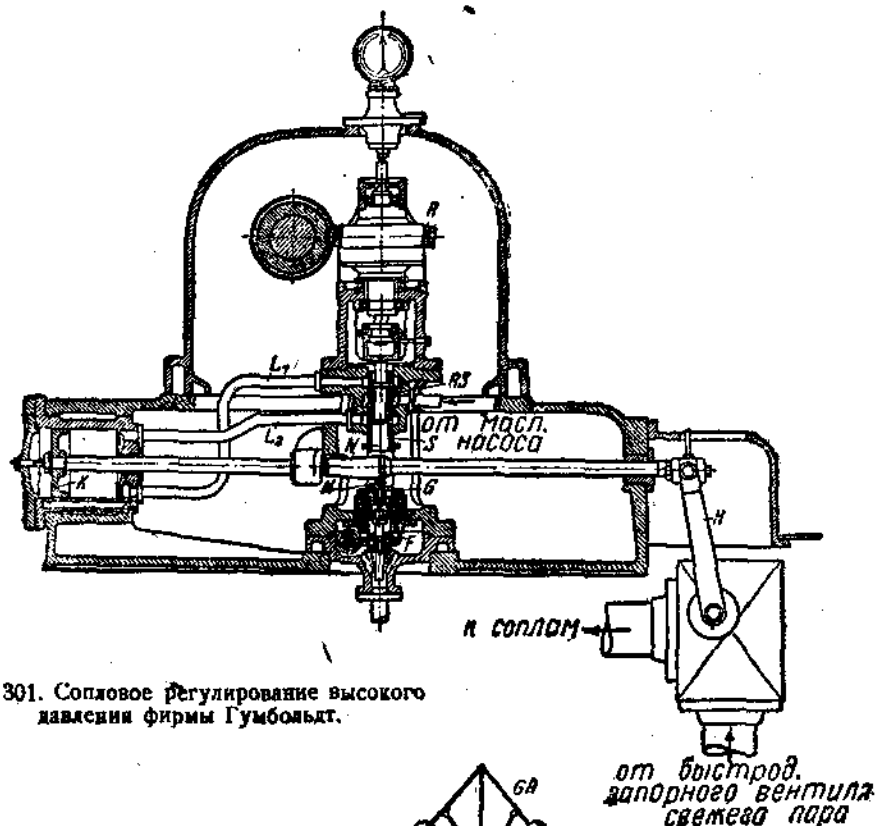


Рис. 301. Сопловое регулирование высокого давления фирмы Гумбольдт.

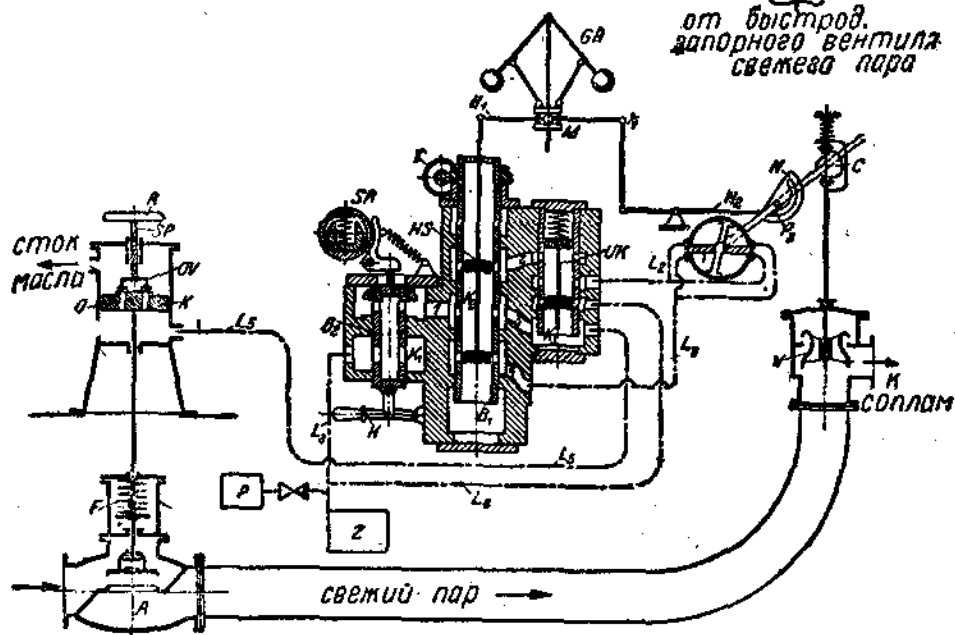


Рис. 302. Сопловое регулирование и быстродействующий затвор SSW-Редер

вают или закрывают вентили поочередно. Перестановка числа оборотов производится посредством перемещения точки вращения регулировочного рычага с помощью маховичка (см. п. 3, стр. 276).

Фирма Гумбольдт применяет для крупных турбин высокого давления сопловое регулирование, согласно рис. 301, с исключением без тяг.

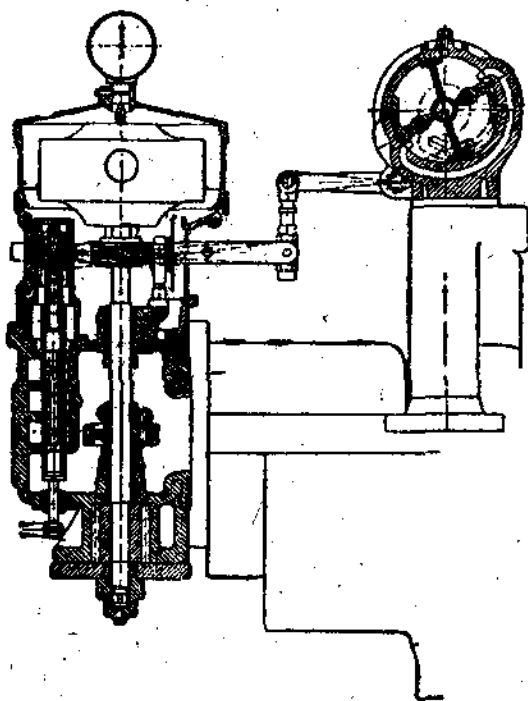


Рис. 303. Устройство регулирования SSW-Редер.

ного регулятора GR рычаг H_1 перемещает распределительный золотник HS . Нагнетаемое зубчатым масляным насосом Z (P означает вспомогательный масляный насос) масло, проходящее по маслопроводу L_2 через буксу B_2 и отверстие 1 во внутреннее пространство K_2 буквы B_1 , направляется золотником HS через отверстия 2 или 4 и маслопровод L_2 или L_1 на ту или другую сторону поворотного поршня сервомотора. При поворачивании распределительного вала сопловые ventили V открываются посредством кулачных шайб C или закрываются посредством пружин. Выключение золотника производится с помощью спирального выреза в диске N , по которому скользит концевая точка P_2 рычага H_2 , перемещаясь вверх и вниз, так что вспомога-

Регулятор R переставляет укрепленный на его муфте регулировочный золотник RS , направляющий сжатое масло по L_1 или L_2 в пространство над поршнем сервомотора K или под ним. Поршень сервомотора посредством своего штока и рычага H поворачивает вал, на котором сидят рычаги для поочередного открывания или закрывания сопловых ventилей. Одновременно происходит выключение вследствие того, что коническая часть N поршневого штока посредством ролика M , сидящего на конце O золотниковой буквы S , нагруженной пружиной F , перемещает эту буксу, пока ее прорезы не окажутся вновь закрытыми распределительным золотником RS .

Сопловые ventили сидят в общей ventильной коробке, изготовленной из литой стали или, при давлении высокого давления, — из откопанной стальной болванки. Сопловые ventили совершенно разгружены.

Сопловое регулирование фирмы Сименс-Шуккерт (SSW) тоже основано на приведении в действие сопловых ventилей поворотными поршнями, но ventили рычагов не имеют. Схема этой регулировки, а также приспособление для предохранительного быстрого действия которого затвора представлены на рис. 302. Под действием скорост-

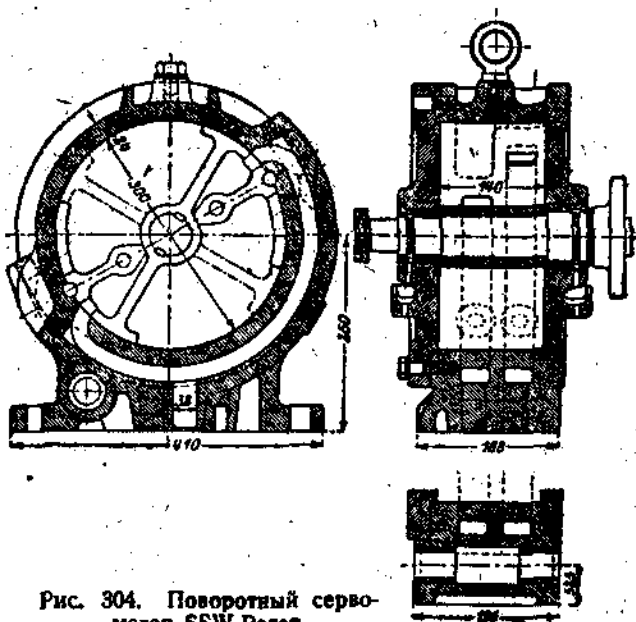


Рис. 304. Поворотный сервомотор SSW-Редер.

ный золотник *HS* закрывает отверстия буксы. Перестановка числа оборотов производится посредством перемещения буксы вспомогательного золотника *B*, для чего служат нарезка, гайка с червячным колесом и червяк *T*. Перестановку можно производить вручную или от электродвигателя.



Рис. 305. Поворотный сервомотор (SSW-Педер).

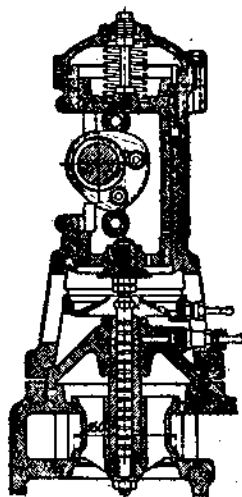


Рис. 306. Привод сопловых вентилей (SSW).

Конструктивное устройство регулирования представлено на рис. 303, разрез через сервомотор с поворотным поршнем дан на рис. 304; на рис. 305 представлен вид сервомотора с диском для выключения. Управление сопловыми вентилями представлено на рис. 306, а сопловые вентили с двумя сервомоторами и сопловой коробкой — на рис. 307. При небольшом диаметре рабочих колес и больших количествах пара (противодавление) вентили сидят не на

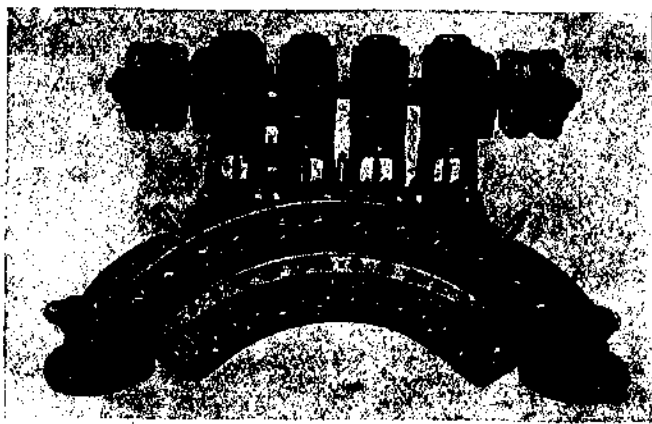


Рис. 307. Сопловая коробка (SSW-Педер).

турбине, а под полом машинного зала, а сервомотор с органами привода вентилей — спереди, перед турбиной, на фундаментной раме; тогда пар направляется от вентилей к соплам по трубопроводам.

Действие приспособления для быстродействующего затвора см. на стр. 314.

Фирма FMA тоже применяет управляемые поворотным сервомотором сопловые вентили.

Управление группами сопел по способу фирмы Weise Söhne (рис. 308) производится сидящими рядом на турбине в сопловой коробке вентилями со

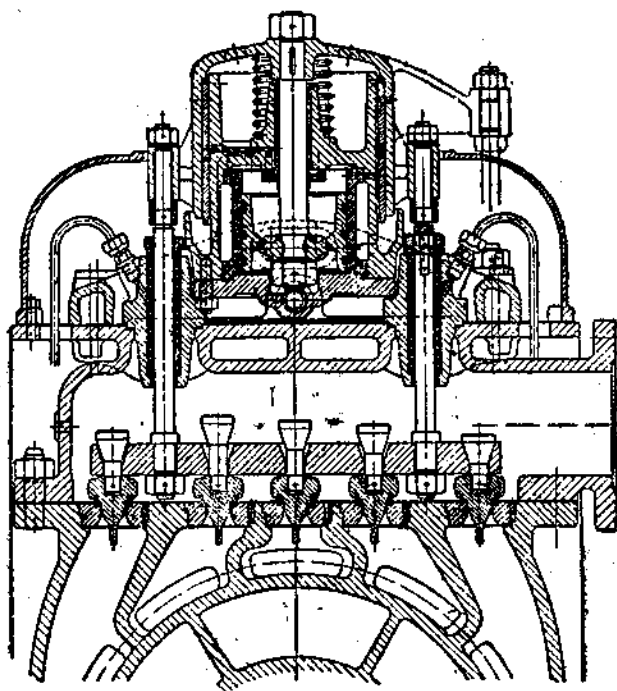


Рис. 308. Регулирование сопловых групп фирмы Weise Söhne.

шпинделями различной длины и коническими утолщениями, которые при подъеме траверсы вентили ложатся в соответствующие конические вырезы траверсы, так что они поочередно производят открывание и в обратном порядке закрывание. Движение траверсы происходит под воздействием внутреннего поршня, который через поршневой шток соединен с наружным колпаком, колпак же этот в свою очередь соединен двумя боковыми шпинделями с траверсой. Общее устройство регулирования представлено на рис. 362, стр. 324; регулировочный колпак движется вдоль цилиндра большого диаметра с бронзовой футеровкой, пружина под колпаком автоматически открывает вентили при остановке турбины.

Сидящий на удлиненном конце турбинного вала W (рис. 309) регулятор R перемещает вращающийся распределительный золотник S , который по обычному способу направляет сжатое

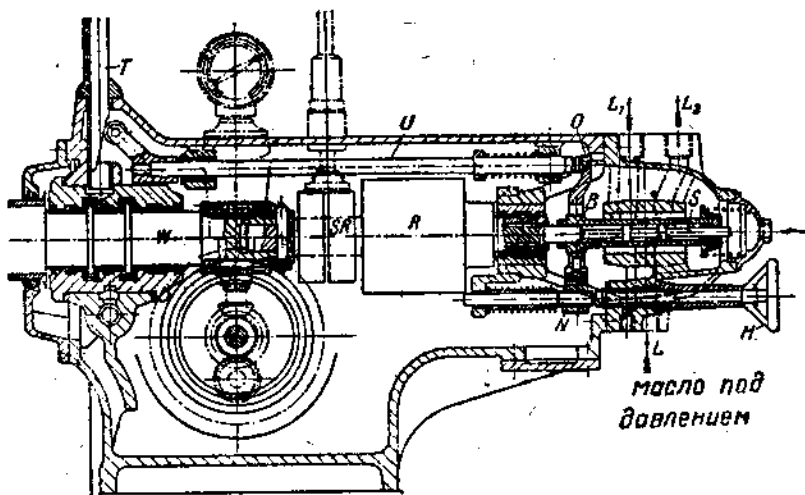


Рис. 309. Распределительный золотник и выключение (Weise Söhne).

масло по маслопроводам L_1, L_2 в пространство над поршнем или под ним. Выключение производится посредством перемещения золотниковой буквы B под влиянием движения вертикальной штанги T , которая соединена с регулировочным колпаком; нижняя наклонная плоскость штанги

Т посредством ролика перемещает горизонтальную штангу U , которая, в свою очередь, перемещает золотниковую буксу B посредством вертикального рычага O . Изменение числа оборотов производится с помощью маховичка H путем перестановки золотниковой буксы B , для чего другой конец рычага O навинчен на горизонтальный шпиндель N .

На рис. 310 показано сопловое регулирование без тяг, применяемое фирмой ВВС; принцип действия регулятора и перестановка числа оборотов уже описаны на стр. 280. Нагнетаемое насосом K и используемое для регулировки количество масла регулируется маленьким вентилем V . Масло поступает под поршни $C_1—C_4$ сопловых вентилей $A_1—A_4$, нагруженные пружинами различного натяжения, и вытекает через изменяемое регулятором B отверстие в буксе E (рис. 293 и 294, стр. 281). При изменении отверстия в буксе, зависящего от положения муфты регулятора, т. е. от числа оборотов или нагрузки, давление масла под поршнями изменяется и в соответ-

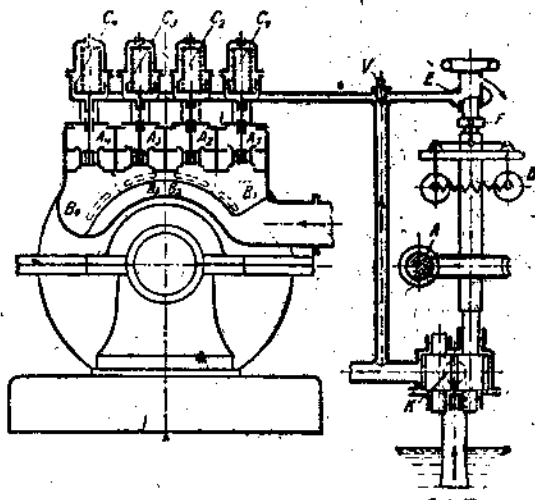


Рис. 310. Схема регулирования сжатым маслом (ВВС).

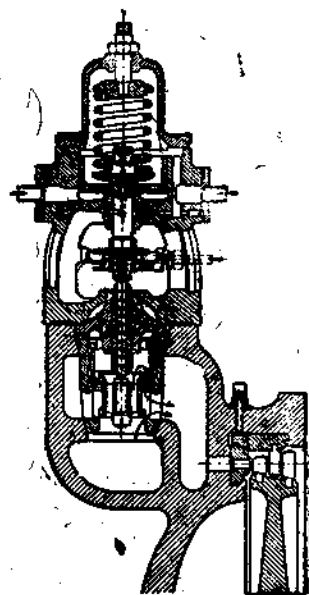


Рис. 311. Сопловой вентиль (ВВС).

ственной степени открывает те сопловые вентили, пружины которых сжимаются под действием давления масла, существующего в данный момент; при этом пружины настроены так, что только при полном использовании давления предыдущего вентиля начинает открываться следующий. Таким образом в регулирующем промежуточном положении всегда находится только один вентиль, остальные же либо уже совершенно открыты, либо еще совершенно закрыты.

Когда турбина остановлена, вентили закрыты. Они открываются тогда лишь, когда вспомогательный масляный насос создает требуемое для открывания вентилей давление масла. При достижении нормального числа оборотов муфта регулятора освобождает щель в буксе E , после чего давление масла понижается до тех пор, пока не начнет производить регулировку первый вентиль, соответствующий мощности холостого хода.

Один сопловой вентиль представлен на рис. 311, общее устройство регулирования — на рис. 312. Приспособление для быстрогодействующего затвора см. на стр. 316. При крупных мощностях регулировочные вентили сидят не на кожухе турбины, а сбоку, рядом с нею (рис. 313).

Фирма GHH тоже пользуется действием изменяющегося давления сжатого масла на пружины различного натяжения, но с промежуточным

включением сервомотора для каждого соплового вентиля. Это устройство представлено на рис. 314; нагнетаемое зубчатым насосом 1 сжатое масло поступает по маслопроводу 2, будучи заторможено дроссельным винтом, в находящееся под давлением пространство 5 и оттуда вытекает через изменяемое

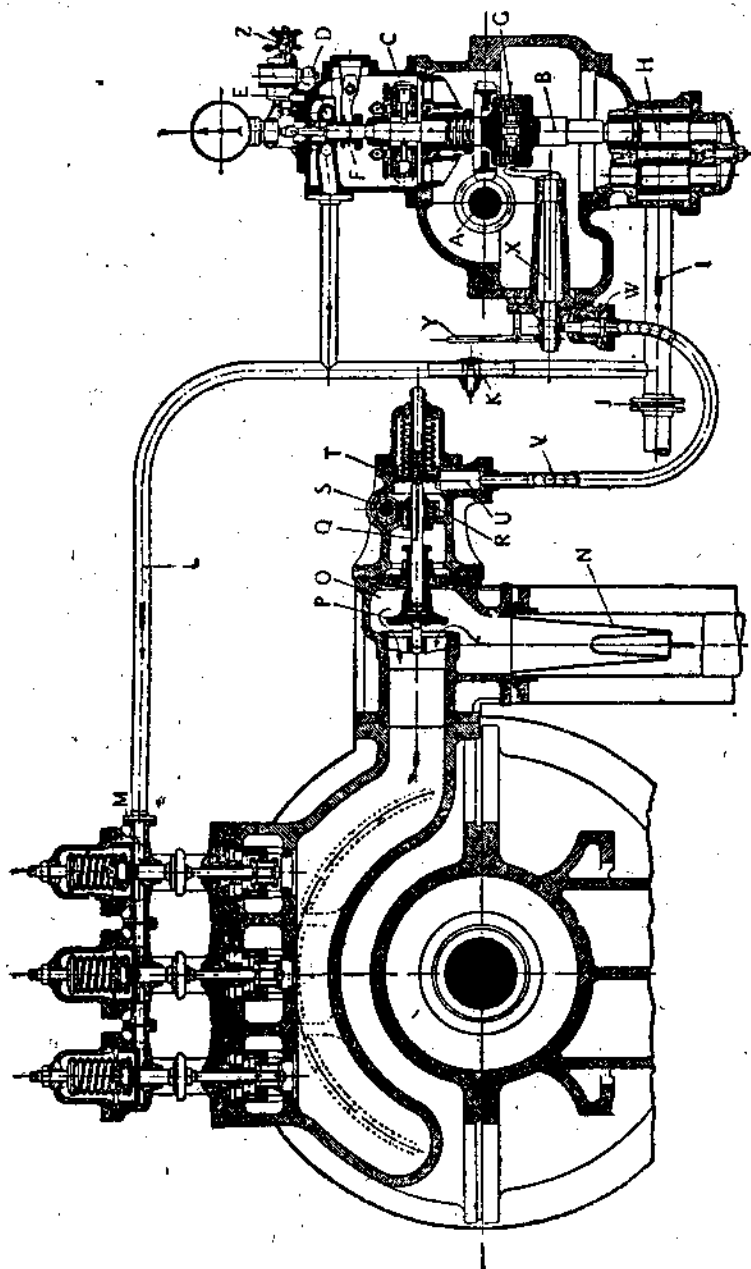


Рис. 312. Размещение регулирования сжатым маслом и быстродействующего затвора (BVC).

золотником 3 отверстие, между тем как по трубопроводу 9 масло может проходить в пространство под поршнями 10, которые нагружены пружинами 11 различного натяжения. Поршни эти переставляют посредством тяг вспомогательные золотники 12 и направляют сжатое масло из маслопровода 13 в пространство над поршнем сервомотора 14 или под ним, причем по мере увеличения давления в маслопроводе 9 вентили открываются, при умень-

шении давления — закрываются. Пружины настроены так, что вентили открываются поочередно: первый — приблизительно до половинной нагрузки, остальные до нагрузки $\frac{2}{3}$ и полной. Выключение вспомогательного золотника 12 производится движением вентиля (рис. 285, стр. 274). Изменение давления масла в пространстве 5, а значит, и в маслопроводе 9 производится посред-

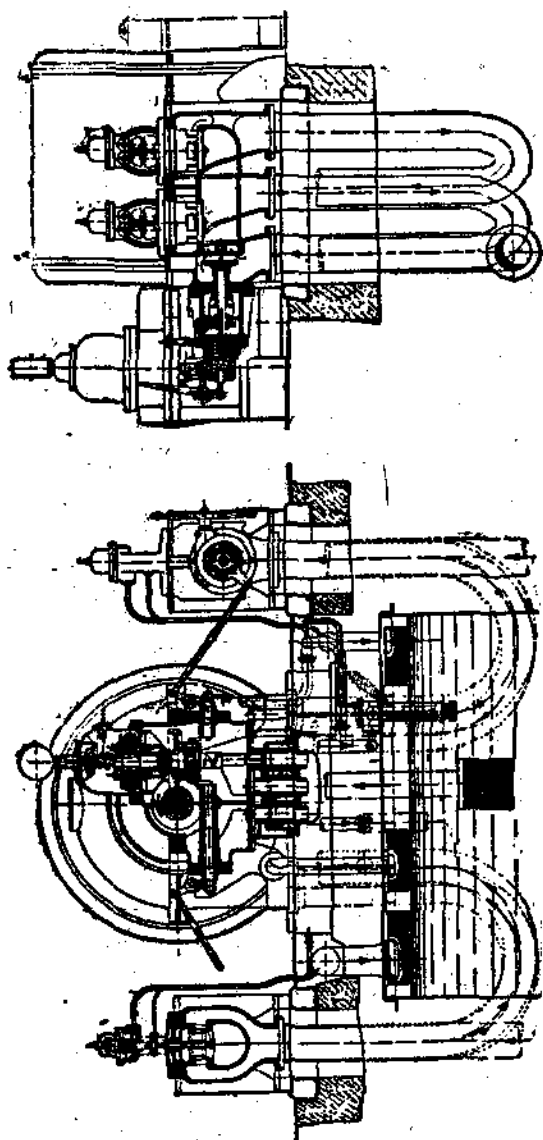


Рис. 313. Размещение регулировочных вентилях у крупных турбин (ВЭС).

ством изменения свободного сечения для стока масла, для чего служит золотник 3, переставляемый муфтой регулятора 4 с помощью коленчатого рычага 17; когда число оборотов повышается (разгрузка), то сточное отверстие увеличивается, давление понижается и вызывает закрытие вентилях 6, 7 или 8. Чтобы устранить трение покоя, поршень 15 подвергает давление масла небольшим пульсациям, вследствие чего регулировочные части совершают небольшие колебательные движения.

При прекращении нагнетания масла, слишком низком давлении масла или вступлении в действие быстродействующего затвора (перестановка масляного выключателя 22) вентили закрываются и останавливают турбину;

в качестве еще одного предохранительного приспособления вступает в действие запорный вентиль (см. стр. 316).

Перестановка числа оборотов производится посредством маховичка 18 или электродвигателя 19. От них перемещается коленчатый рычаг 17 и так

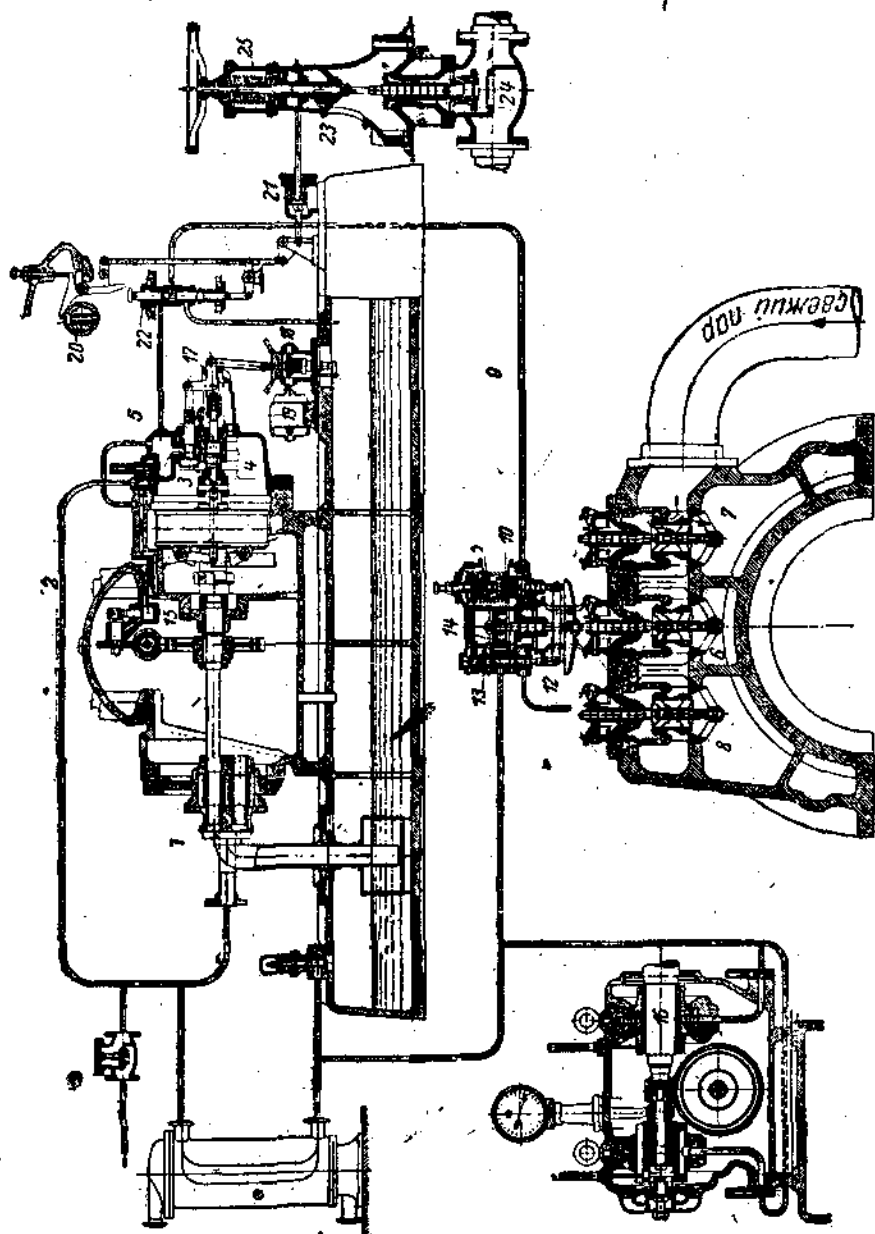


Рис. 314. Регулирование сжатым маслом (ГНН).

перемещает регулировочный золотник 3, что выпускное отверстие уменьшается (повышение давления, увеличение числа оборотов) или увеличивается (понижение давления, уменьшение числа оборотов).

Комбинированное регулирование торможением и соплами, фирмы WUMAG, схематически показано на рис. 315. Главный дроссельный вентиль V производит регулировку посредством торможения до нагрузки $\frac{1}{4}$ или $\frac{1}{2}$ по описанному на стр. 278 способу, и в это время сопловая регулировка в некоторой

степени действует только вхолостую. При большей нагрузке главный ventиль настолько открывается, что пар может проходить через него без торможе-

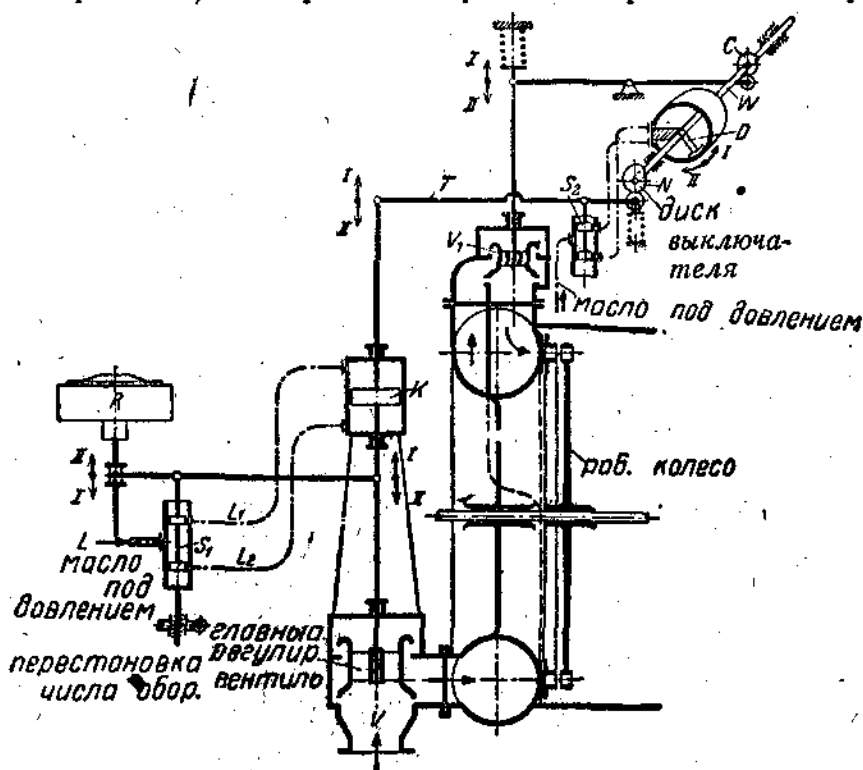


Рис. 315. Схема комбинированного регулирования торможением и соплами (WUMAG).

ния; тогда поршень сервомотора K переставляет посредством рычага T вспомогательный золотник S_2 сопловой регулировки и направляет сжатое

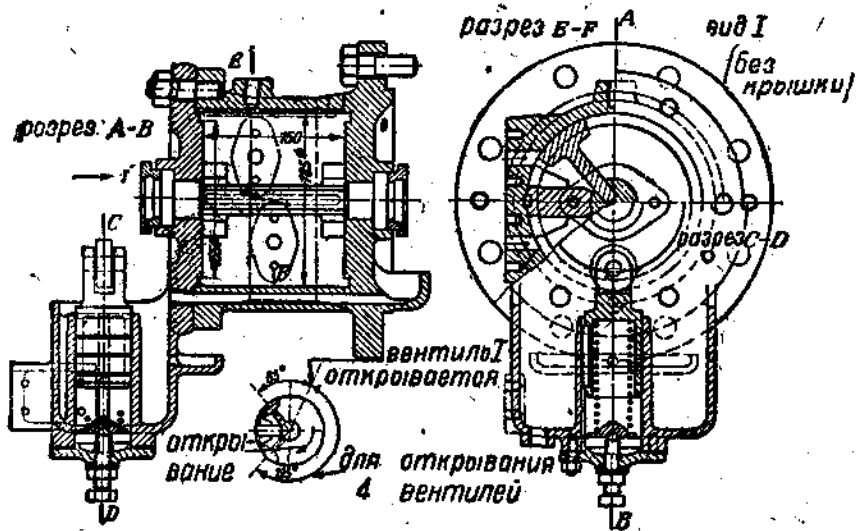


Рис. 316. Поворотный сервомотор (WUMAG).

масло на ту или другую сторону поворотного поршня D у поворотного сервомотора сопловых вентилей. Поршень поворачивает распределительный вал W ,

на котором сидят смещенные относительно друг друга кулачные шайбы С. Эти последние посредством рычагов поочередно открывают сопловые вентили V_1 или дают им закрываться под давлением пружин (рядом расположено от 3 до 5 таких вентилях).

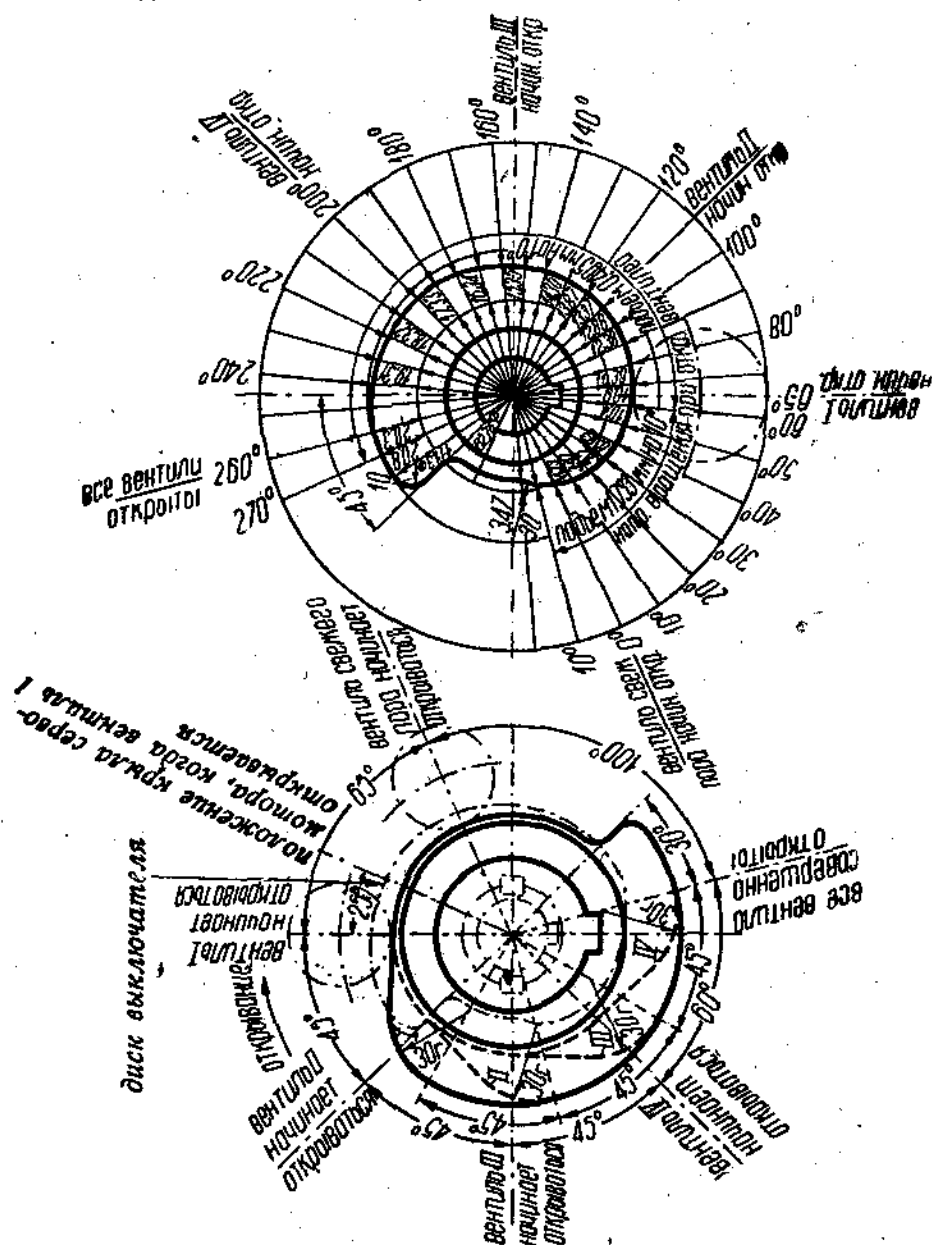


Рис. 317. Кулачные шайбы и диск выключателя (WUMAB).

Выключение производится посредством подъема или опускания снабженного роликом конца рычага T с помощью спирального диска N , к которому ролик прижимается пружиной. Поворотный сервомотор представлен на рис. 316, кулачные шайбы и диск выключателя — на рис. 317. Регулирующее устройство представлено на рис. 318; передний подшипник с регулятором расположен в действительности за запорным и регулировочным вентилем. При недостатке места кулачный вал переносят в колпаки, а рычаги упраздняют, так что кулаки действуют на вентили непосредственно (рис. 319).

Приспособление для быстродействующего затвора описано на стр. 278 и 314.

На рис. 320 показан главный регулировочный клапан комбинированного регулирования Первого Брюннского маш. о-ва (ЕВМ). Управление этим клапаном происходит так же, как при других системах регулирования тормо-

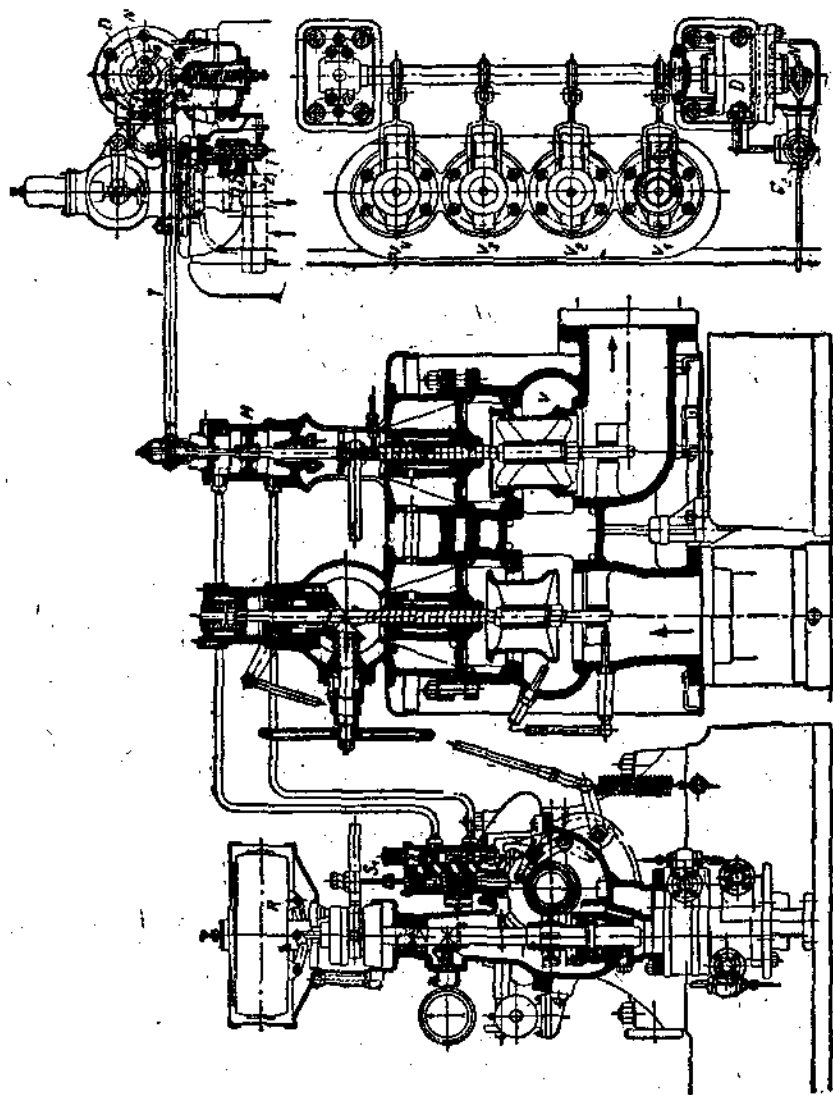


Рис. 318. Комбинированное регулирование торможением и соплами (WUMAG).

жением, но движение шпинделя клапана при помощи рычага *J*, посредством штанги и смещенных относительно друг друга рычагов сопловых клапанов, воздействует на эти последние (рис. 321).

Сжатое масло проходит через пространство *D* в распределительный золотник *S*₁ и через переключающий золотник *S*₂, удерживаемый в своем положении рычагом *N*, а сверху давлением масла, по маслопроводам *L*₁ или *L*₂ — в пространство над поршнем *K* или под ним. *Z*₁ означает масляный насос сервомотора, *Z*₂ — масляный насос для подшипников; перестановка числа оборотов производится пружинными весами, для чего маховичок *H* или двигатель с помощью червячного привода *M*, после включения собачки *P*, натягивают или отпускают веревки *F*. Регулировочный клапан и здесь исполнен с быстродействующим запорным приспособлением; предохранительный регулятор высвобождает рычаг *N*, масло, производящее через трубопровод *L* давление на переключающий золотник *S*₂, сдвигает его вниз, и тогда сжатое масло

по L_1 поступает в пространство над поршнем K и закрывает клапан V , между тем как из пространства под поршнем масло получает возможность стекать по L_2 ; в то же время переключающий золотник прекращает подвод сжатого масла к распределительному золотнику S_1 .

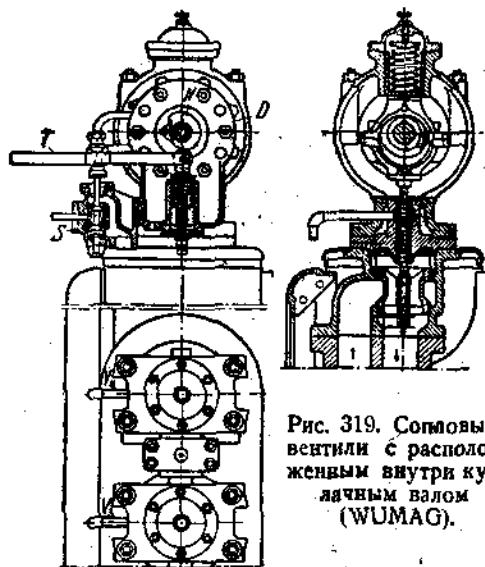


Рис. 319. Сопловые вентили с расположенным внутри кулачковым валом (WUMAG).

сопловые вентили B (на чертеже показан только один такой вентиль). Каждый из сопловых вентилях управляет своей группой сопел. При перегрузке таким же образом приводятся в движение вентили ступеней C , которые подводят свежий пар в более отдаленные ступени.

Быстродействующий запорный вентиль с механическим приводом описан на стр. 316.

Комбинированное регулирование фирмы Борзиг, выполненное по образцу Первого Брюннского маш. о-ва, представлено на схеме рис. 321; регулятор R посредством рычага h переставляет распределительный золотник S_1 и направляет сжатое масло в пространство над поршнем сервомотора G или под ним. Этот поршень в той или иной степени закрывает или открывает главный регулировочный вентиль A . При большей нагрузке, т. е. большем подъеме вентилей, шпиндель его посредством рычага, штанги и смещенных относительно друг друга на валу коленчатых рычагов поочередно воздействует на

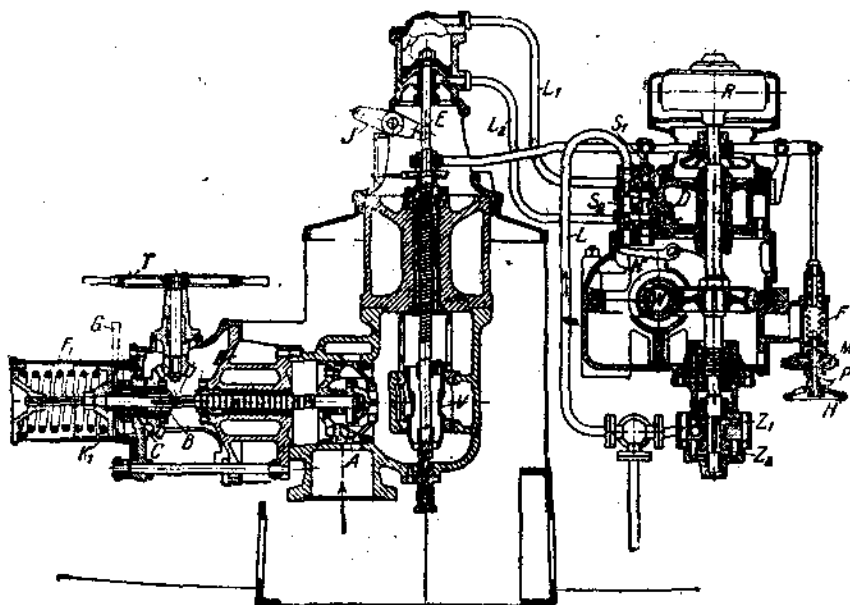


Рис. 320. Главный вентиль комбинированного регулирования (EBM).

Устройство главного регулирования представлено на рис. 322; перестановка числа оборотов производится изменением нагрузки муфты регулятора R при посредстве добавочной пружины Z (пружинных весов) вручную или от электродвигателя с дистанционным управлением. Главный регулировочный вентиль исполнен с быстродействующим запорным приспособлением, которое действует так же, как на рис. 320 и как это описано выше; однако под влиянием переключающего

шего золотника S_2 находится также запорный вентиль; проходящее через S_2 сжатое масло поступает также в пространство под поршнем главного запорного вентиля H и дает ему откнуться при вывинчивании шпинделя с помощью маховичка. Таким образом, турбину можно пустить в ход тогда лишь, когда возникло достаточное давление масла, и запорный вентиль производит закрытие не только при вступлении в действие предохранительного регулятора, но и при прекращении давления масла во время работы вследствие различного рода неполадок. Когда предохранительный регулятор вступает в действие, то переключающий золотник S_2 сдвигается вниз, сжатое масло получает возможность выйти из-под поршня запорного вентиля, после чего пружина закрывает вентиль, и в то же время масло направляется в пространство над поршнем сервомотора, закрывая регулировочный вентиль.

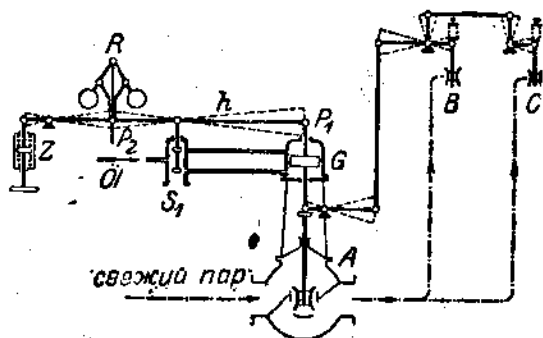


Рис. 321. Схема комбинированного регулирования фирмы Борзиг.

Комбинированное регулирование фирмы Крупп в принципе сходно с регулированием Первого Брюннского маш. о-ва. Устройство регулирования

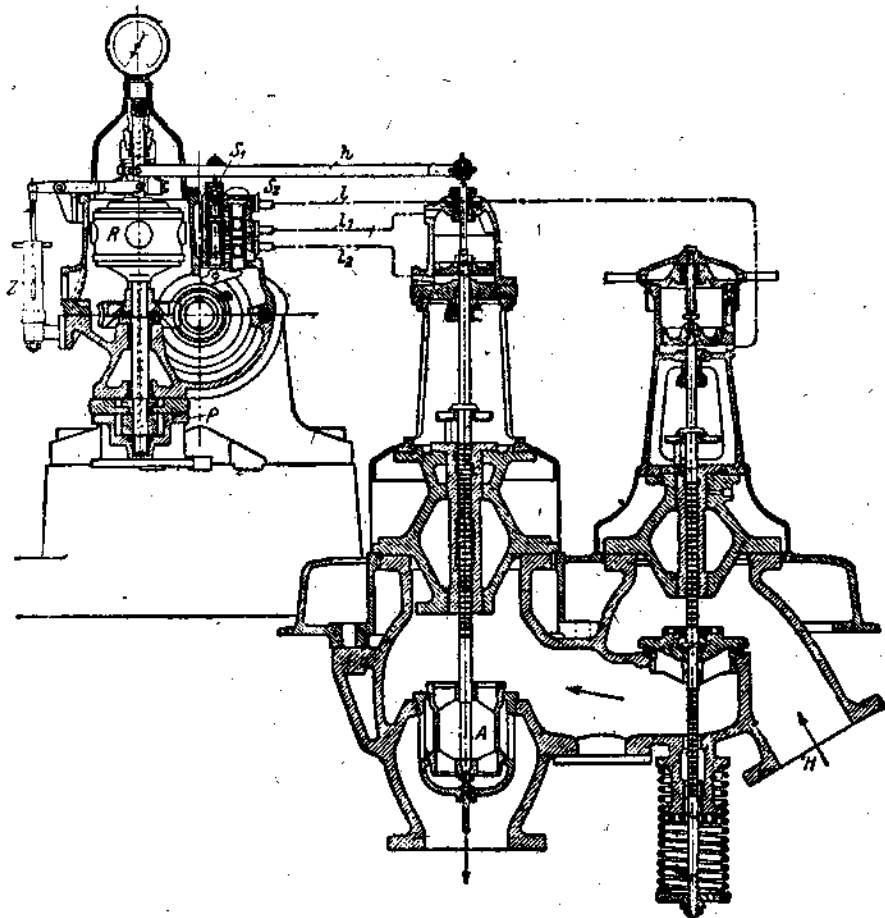


Рис. 322. Главная часть комбинированного регулирования фирмы Борзиг.

для турбин с противодавлением, мощностью 450 kW, для начального давления, 34 атм. абс., 400° C и противодавления 14,5 атм. абс. представлено

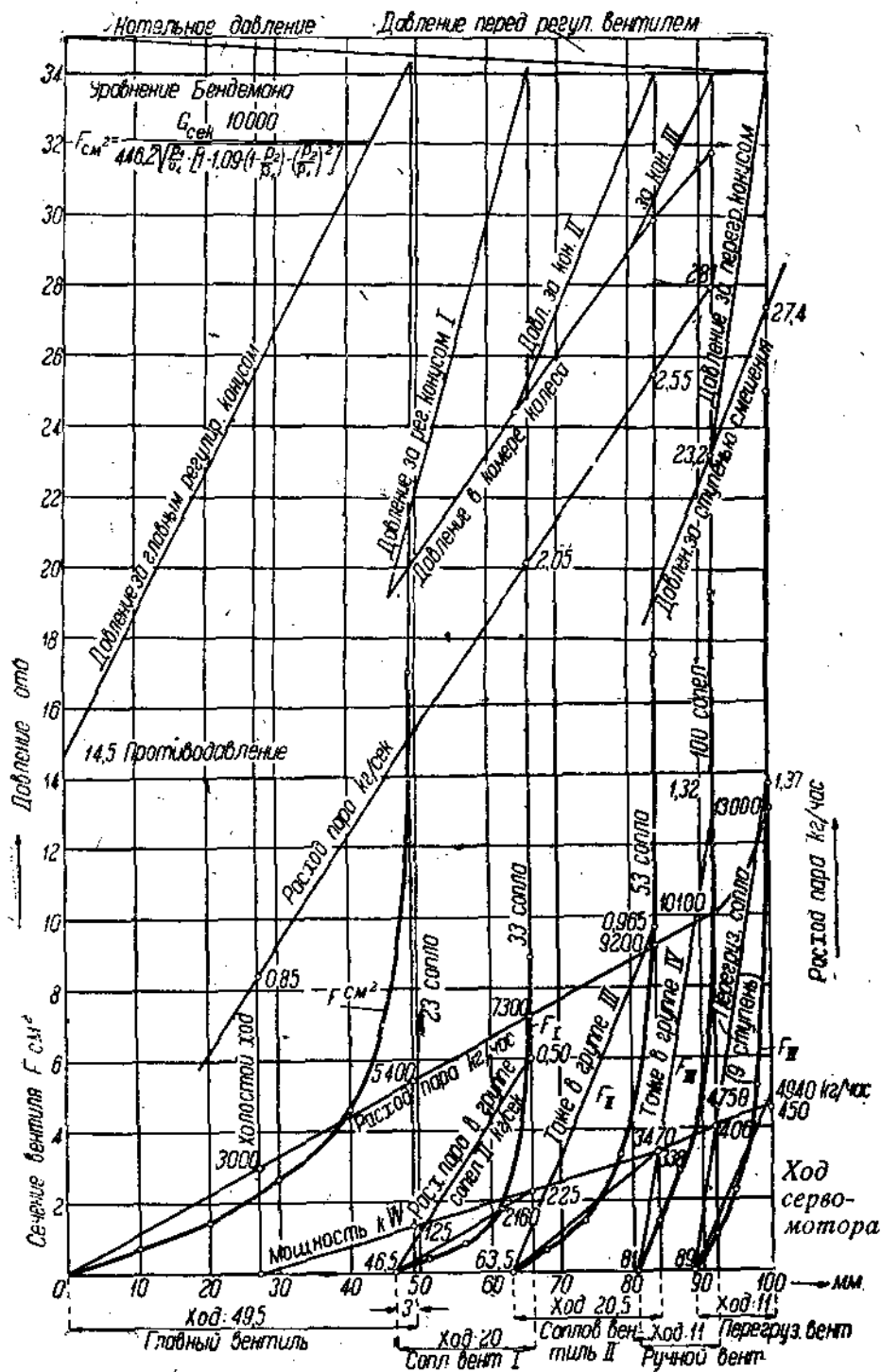


Рис. 326. Изменение давления, количество пара; сечение вентилях (см. рис. 323).

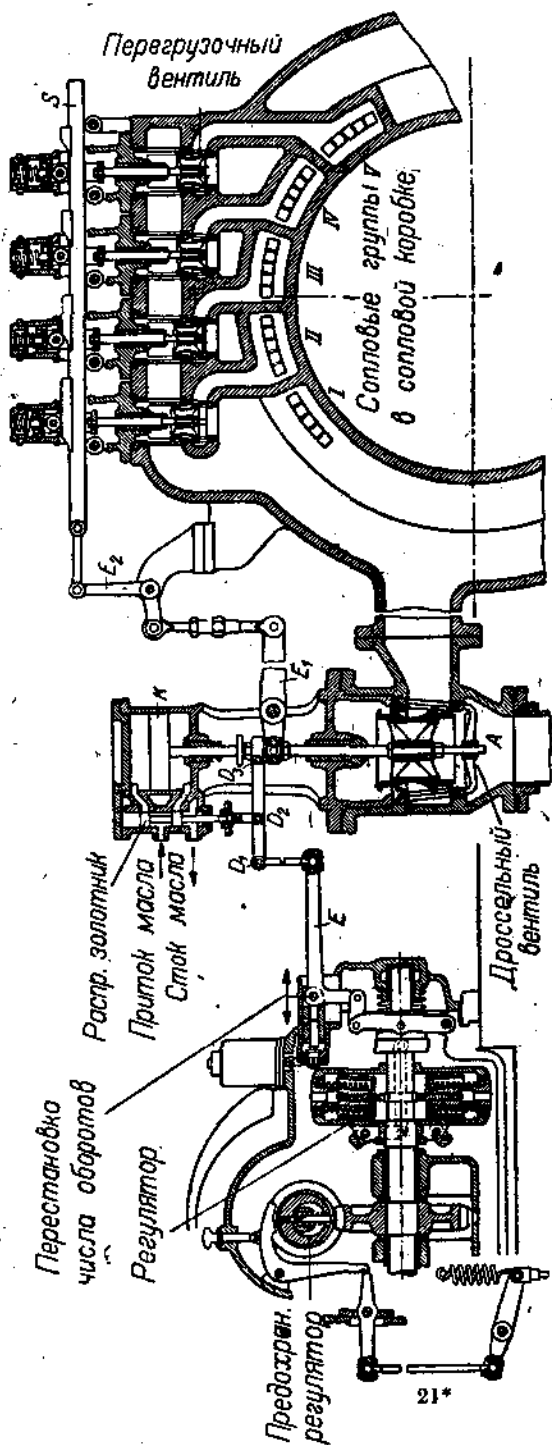


Рис. 327. Комбинированное регулирование торможением и соплами (MAN).

на рис. 323. Распределительный и переключающий золотник показан на рис. 324.

Шпиндель главного регулировочного вентиля V при посредстве двух рычагов N_1 , N_2 и штанги O поворачивает вал Q и перемещает заклинные на валу, смещенные относительно друг друга рычаги нагруженных пружинами вентилях I и II , приводя в действие эти последние; схема движений вентилях представлена на рис. 325. Главный регулировочный вентиль путем торможения регулирует обе сопловые группы I (рис. 323), к которым пар подводится через передний кольцевой паропровод; сопловой вентиль I регулирует доступ пара из того же кольцевого паропровода к сопловым группам II , а сопловой вентиль II — к сопловым группам III . От главного регулировочного вентиля один трубопровод ведет к ручному вентилю K , который подводит пар по заднему кольцевому трубопроводу к обеим группам IV , между тем как другой ручной вентиль T с целью перегрузки направляет пар из переднего кольцевого паропровода в девятую ступень турбины (см. перегрузку, стр. 304). Изменение давления, отраженное в зависимости от хода сервомотора, количество пара и необходимое сечение вентилей представлены на рис. 326.

Перестановка числа оборотов производится посредством перемещения буксы распределительного золотника S_1 (см. п. 2, стр. 276) с помощью коленчатого рычага W (рис. 324), для перестановки которого шпиндель заворачивается вручную или от электродвигателя M (рис. 323). Гидравлический быстродействующий затвор по вступлении в действие предохранительного регулятора вызывает освобождение переключающего золотника и передвижение этого последнего вниз под воздействием пружины на рычаге защелочного приспособления; тогда сжатое масло поступает в пространство над поршнем

сервомотора K по маслопроводу L_1 , между тем как из пространства под поршнем масло может вытекать. Механический быстродействующий затвор закрывает запорный вентиль.

Комбинированное регулирование фирмы MAN представлено на рис. 327.

Тут силовой поршень главного дроссельного вентиля приводит в действие сопловые вентили при посредстве профильной рейки.

Сидящий на горизонтальном валу регулятор посредством коленчатого рычага *E* и рычага *D* переставляет распределительный золотник и нормальным образом приводит в действие силовой поршень с дроссельным вентиляем; один лишь этот вентиль применяется при регулировании одним только торможением; выключение распределительного золотника производится движением шпинделя вентиля. При комбинированном регулировании шпиндель вентиля при посредстве рычагов E_1 , E_2 передвигает рейку *S*, катящуюся на роликах. Она имеет такое очертание, что нагруженные пружинами сопловые вентили поочередно открываются или под давлением пружин закрываются.

Перестановка числа оборотов производится посредством перемещения точки вращения коленчатого рычага *E* (см. п. 3, стр. 276), для чего служит нарезной болт, поворачиваемый электромагнитным приспособлением.

IV. Перегрузка.

Так как турбины должны иметь наилучший коэффициент полезного действия при нормальной мощности¹⁾, то для этой мощности они и рассчитываются; если же временно они должны развивать повышенную мощность²⁾, то приходится мириться с несколько худшим коэффициентом полезного действия. У одноступенчатых турбин перегрузка осуществима простейшим образом, путем включения добавочных сопел, и перегружать их можно в любой степени. Кривая состояния при этом не изменяется, и коэффициент полезного действия способен даже немного повышаться. У многоступенчатых турбин добавлять сопла можно только в первой ступени при количественном регулировании, поскольку при полной нагрузке подвод пара не полный; при регулировании торможением и при полном подводе пара к первой ступени перегрузка даже при количественном регулировании достижима только путем подвода торможенного свежего пара в одну из следующих ступеней. Поэтому у многоступенчатых турбин при перегрузке всегда возникает другое распределение давления.

Надбавки к расходу пара при перегрузке составляют:

при 10	15	20	25%
около 0	1	2	3%
перегрузки			

У конденсационных турбин вакуум ухудшается в соответствии с увеличением количества пара.

А. Перегрузка с помощью включения сопел в первой ступени.

Эта перегрузка осуществима в тем меньшей степени, чем меньше перепад первой ступени; способ этот применяется поэтому большей частью только при наличии ступеней скорости. Так как сечение следующих ступеней остается без изменения, то вследствие увеличения количества пара давление в первой ступени должно возрасти, перепад у нее уменьшается, тогда как у остальных ступеней он возрастает.

Определить изменение давления при заданном количестве пара непосредственно нет возможности. Для этого понадобился бы полный расчет, основанный на известных допущениях и приблизительных оценках. Часто и тут удобнее вести расчет в обратном направлении, т. е. начать с последней ступени, так как конечное состояние в ней легче определить, задавшись коэффициентом полезного действия. Но исследовать перегрузку можно следующим образом:

1) Принятый в СССР термин — «экономическая мощность».

2) То же (см. выписку 1) — так называемая «максимально длительная мощность». Прим. ред.

них и для количества $G_{\text{сек}}$ сечения второй ступени $F_2 = G_{\text{сек}} \cdot \frac{v_1}{c_1}$ на основании определившихся, как выше, из диаграммы из значений и предположительного изменения давления в ступенях и откладывают эти значения F_2 на рис. 329¹⁾. Тогда действительному сечению F_2 ($= 3700 \text{ мм}^2$) соответствует определенное давление p_1 ($= 18,5 \text{ атм. абс.}$) в качестве устанавливающегося конечного давления первой и начального давления второй ступени. Тем самым перепад первой ступени выяснен, и можно вычислить требуемое для перегрузки сечение.

При большой перегрузке, как это легко видеть, давление первой ступени может настолько возрасти, что пар будет сквозь нее только „прокачиваться“, не развивая мощности, необходимое сечение, в виду малой скорости, сделалось бы невыполнимым; этим положен предел перегружаемости с помощью добавочных сопел в первой ступени. Дальнейшее повышение мощности осуществимо по нижеописанному способу.

В. Перегрузка посредством подвода свежего пара в одну из промежуточных ступеней.

Чем дальше расположена ступень, в которую подводится пар, т. е. чем больше ступеней мы обходим, тем большая перегрузка осуществима. Но при этом предыдущие ступени работают тем менее выгодно, чем выше поднимается

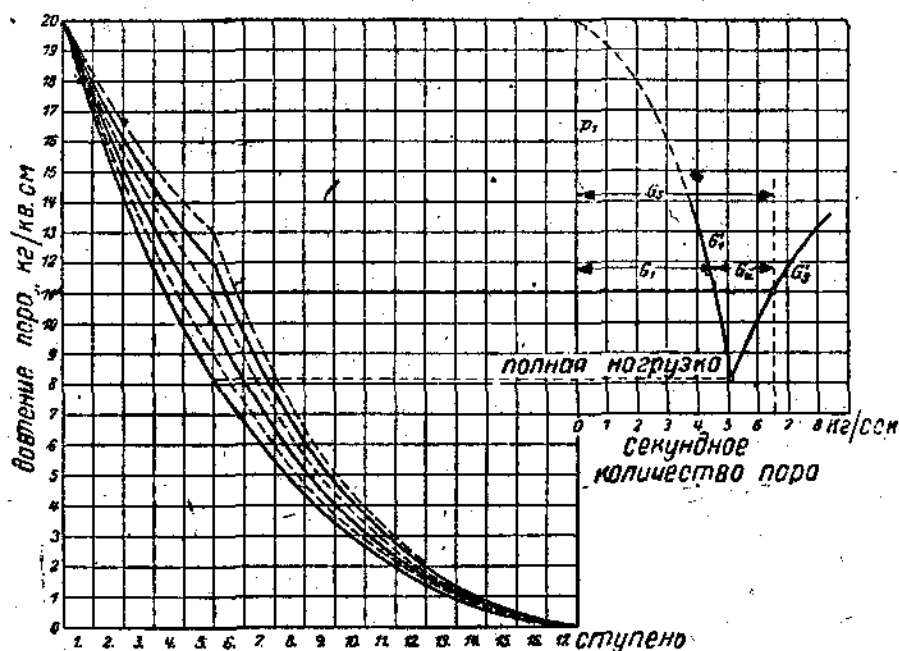


Рис. 330. Изменение давления при перегрузке.

в ней давление. Устанавливающееся в перегружаемой ступени давление зависит от количества пара, и теплосодержание определяется из смешения работающего пара ступеней высокого давления с перегружочным паром.

Если G_1 означает секундное количество пара в части высокого давления

¹⁾ В вышеприведенном примере допущена перегрузка на 15% при $G_{\text{сек}} = 5,85 \text{ кг/сек.}$

V. Регулирование давления.

Когда требуется поддерживать постоянное давление нагнетаемого вещества у насосов, воздуходувок и компрессоров или давление отработавшего пара у машин с противодавлением или с отъемом пара, то турбину снабжают регулятором давления. Разумеется, как и при регулировке числа оборотов, здесь для перестановки регулятора необходимы небольшие изменения давления, но эти колебания не должны превосходить допустимой границы. Регулятор давления влияет на регулировку так же, как скоростной регулятор, непосредственно или при посредстве сервомотора.

В принципе регулятор давления представляет собой цилиндр с нагруженным пружиною поршнем (или мембраною), на другой стороне которого

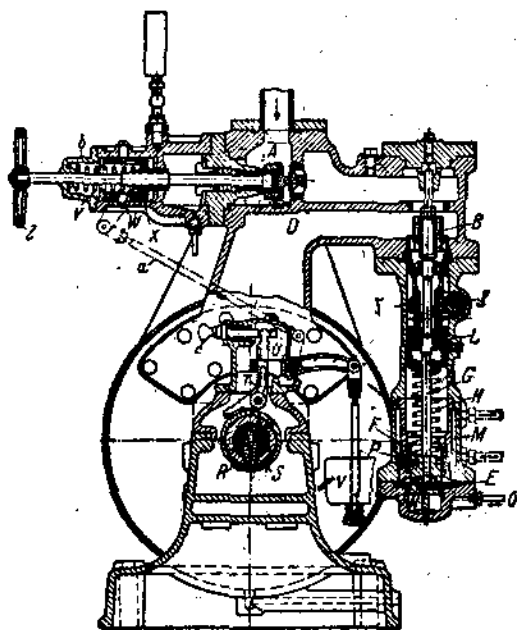


Рис. 332. Дифференциальный регулятор давления бр. Зульцер.

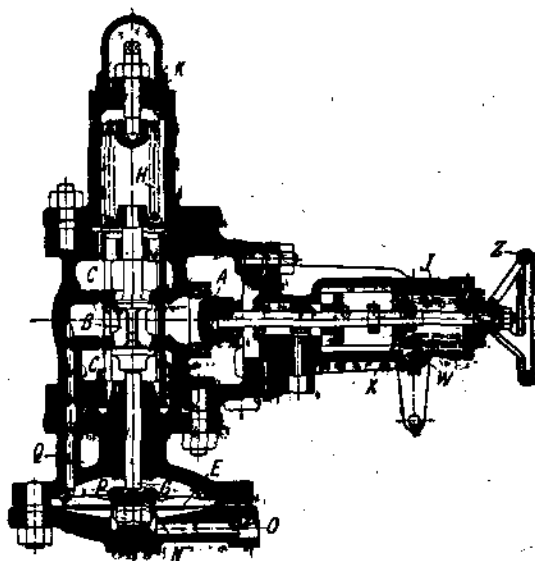


Рис. 333. Дифференциальный регулятор давления фирмы I. A. Maffei.

действует то давление, которое требуется поддерживать постоянным. Движения поршня или мембраны передаются дроссельному вентилю или распределительному золотнику сервомотора.

У турбокомпрессоров при неизменном числе оборотов давление воздуха уменьшается¹⁾ по мере того, как нагнетаемое количество его растет, так что для поддержания давления постоянным требуется увеличивать число оборотов, — регулятор давления должен изменять число оборотов. При регулировании давления пара у турбин с противодавлением или с отъемом пара, соединенных с электрическими генераторами, число оборотов, наоборот, должно оставаться неизменным. Поэтому в большинстве случаев, помимо регулирования давления, применяется еще скоростное регулирование. Оба регулятора воздействуют на подвод пара; причем, однако, скоростной регулятор должен иметь преобладающее влияние.

При приводе котельных питательных насосов было бы нецелесообразно в случае понижения котельного давления подавать питательную воду в котел

¹⁾ Это справедливо вне компактной зоны. Прим. ред.

под прежним высоким напором: не говоря уже о бесполезном расходе мощности, это могло бы повлечь за собой перегрузку регулятора уровня воды, и работа была бы затруднена. Поэтому регулировка в этих случаях производится не на постоянное давление нагнетания, а на постоянное избыточное насосное давление с помощью дифференциальных регуляторов давления, которые по большей части вызывают перестановку числа оборотов главного регулирующего устройства, причем изменение числа оборотов может составлять до 35% нормального. Когда постоянство давления является неременным требованием, то применяются особые дифференциальные регуляторы давления, из которых наиболее известны типы Аскания, Ава, Арка и Дабег¹⁾.

На рис. 332 показано исполнение одного дифференциального регулятора давления для котельного питательного насоса фирмы бр. Зульцер.

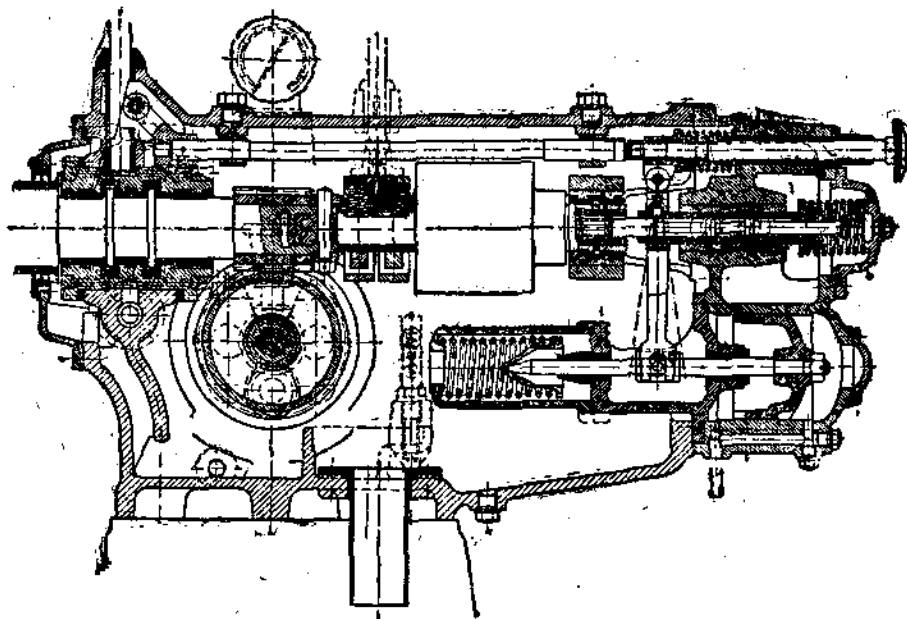


Рис. 334. Дифференциальное регулирование давления и скоростное регулирование фирмы Weise & Söhne.

Пар из котла подводится через запорный вентиль *A* к регулировочному вентилю *B* и через внутреннее пространство *D* к сопловой коробке; регулировочный вентиль *B* приводится в действие резиновой мембраной *E*, которая с одной стороны нагружена давлением питательной воды, а с другой, при посредстве поршня *F*, давлением пара в котле и пружиной *H*. Натяжение этой пружины можно изменять во время работы, чтобы изменять давление, путем завинчивания ее тарелки *L*, для чего служит червячное колесо *K* и червяк *J*. В предотвращение передачи тепла от корпуса вентилей на мембрану нижняя часть корпуса снабжена охлаждающей рубашкой *M*.

Пространство *N* под мембраной находится при посредстве трубы *O* в сообщении с напорным патрубком насоса, пространство *P* над поршнем сообщается через отверстия с трубопроводом свежего пара, а значит, и с котлом. Так как действующая поверхность давления с обеих сторон мембраны одинакова, то пружина *H* уравнивает разностное давление; поэтому давление насоса превышает котельное давление всегда в определенном размере, который можно урегулировать в пределах 1,5—3 атм. Быстродействующий затвор сходен с представленным на рис. 289.

Регулятор дифференциального давления фирмы I. A. Maffei (рис. 333) действует подобным же образом. Обозначения на чертеже соответствуют обозначениям вышеприведенного описания, поскольку части однородны или одинаково действуют. Комбинированная регулировка давления и числа оборотов, применяемая той же фирмой для турбин с противодавлением, представлена на рис. 400.

¹⁾ Описание этих регуляторов см. в Arch. Wärmewirtsch., 1928, № 12, стр. 399.

Фирма Weisse Söhne применяет для комбинированного регулирования давления и числа оборотов (рис. 334) вспомогательный поршень вместо перестановки числа оборотов (рис. 309, стр. 288), однако можно также переставлять число оборотов вручную, поворачивая небольшой верхний маховичок. К обеим сторонам нагруженного пружинами вспомогательного поршня сжимаемое вещество направляется особым механизмом дифференциального давления (см. стр. 307).

Регулятор давления фирмы WUMAG для поддержания постоянным противодавления у турбин представлен на рис. 335. Пар выходит из трубопровода мягкого или отъемного пара и поступает под поршень *K*, нагруженный пружиной *F*, натяжение которой можно изменять посредством маховика *H*, чтобы урегулировать

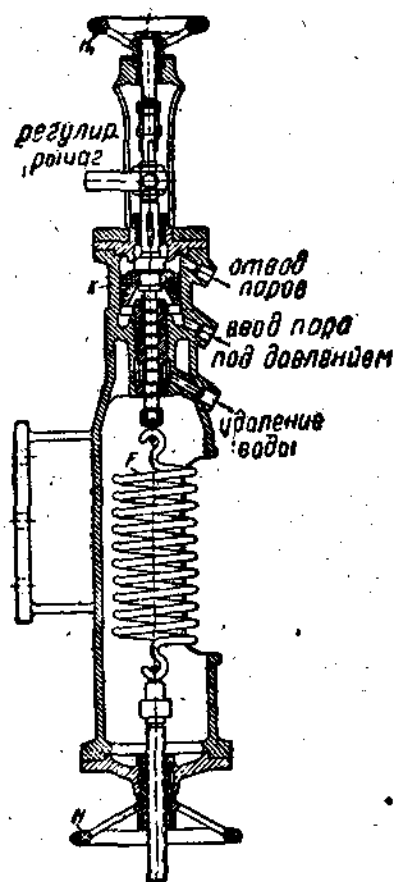


Рис. 335. Регулятор давления (WUMAG).

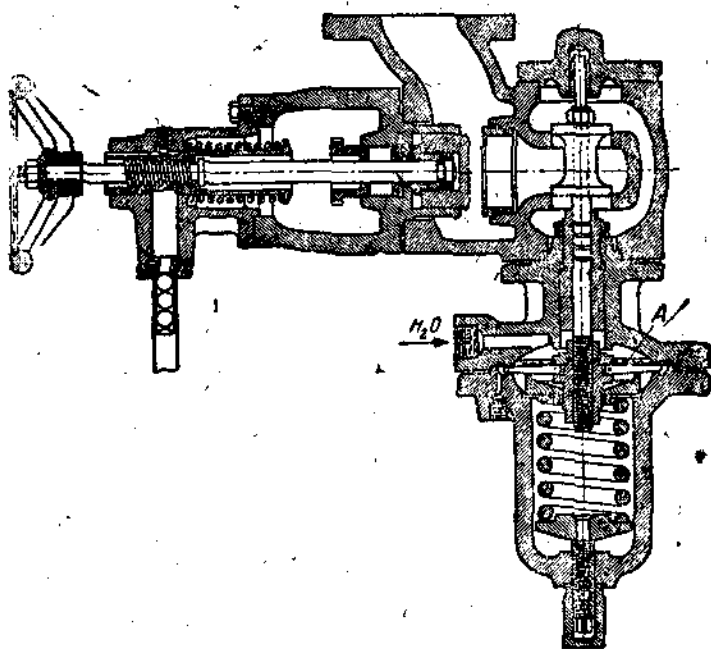


Рис. 336. Мембранный регулятор давления (BVC).

давление. Маховичок *H*₁ служит для опускания поршня и выключения регулятора давления. При посредстве регулировочного рычага движение поршня воздействует на вспомогательный золотник сервомотора.

На рис. 336 показан регулятор давления для котельного питательного насоса фирмы BVC. Он действует так же, как описанные выше регуляторы. При регулировании сжатым маслом без тяг мембрана представляет особый золотник, дающий маслу вытекать в целях изменения давления масла под поршнем вентилей (рис. 402).

Фирма Бэрзиг применяет изогнутую трубчатую мембрану, как для манометра; действующее внутри мембраны давление приводит ее в движение, и это движение переставляет трубопровод сжатого масла, так что масло из него направляется в трубопровод над поршнем сервомотора или под ним (рис. 430).

Регулятор давления фирмы Эшер Вис и К^о (EWC) для компрессоров и

турбин с противодавлением или отъемом пара представлен на рис. 337; в качестве рабочей жидкости тут опять-таки служит сжатое масло.

В основном регулятор давления состоит из поршня 1, перемещающего шток 2 и тем самым управляющего истечением сжатого масла из сопел 3а и 3б в общее пространство стока 2. Положение этого поршня определяется давлениями, действующими в пространствах хб и ха. Давление в хб поддерживается постоянным посредством вентиля противодействия В; давление в ха так управляется посредством реле А системы Арка, что оно убывает по мере роста давления масла, т. е. давления пара. Пространства уа, уб, ха и хб питаются через диафрагмы 4а, 4б, 5а и 5б из общего пространства 7, куда сжатое масло поступает по трубопроводу 8. Диафрагмы 4 и 5 исполнены в виде стаканов с рядом косых прорезов, по которым масло протекает поочередно. По этому способу достигается тормозящее лабиринтное действие, вследствие чего отдельные прорезы диафрагмы могут быть больших размеров и засорение в них невозможно. Прорезы имеют в действительности горизонтальное направление, так что их легко прочищать. Пространства уа и уб у турбокомпрессоров сообщаются через трубопроводы 19а и 19б с масляным двигателем, состоящим из двух зубчатых поршней 20, которые с небольшим зазором вращаются в корпусе 21 и заклиены на цапфах 22 и 23. Цапфа 23 одного поршня выведена из корпуса, и на ней сидит зубчатка 24, сцепленная со второй зубчаткой 26. Вал 25 переставляет регулятор числа оборотов или дроссельную заслонку. У турбин с противодавлением и с отъемом пара вращающийся масляный двигатель заменен сервомотором.

Когда по какой-либо причине давление в патрубке компрессора или же противодавление или давление отъема повышается, то такое повышение по трубопроводу 78 воздействует на реле Арка. Это реле А в соответственной степени понижает давление в ха, поршень 1 перемещается влево, сток масла через 3а тормозится в большей степени, между тем как через 3б масло может стекать легче. Поэтому возникает перепад давления от уа к уб, который стремится выравняться через двигатель М, и это имеет следствием вращение двигателя в направлении стрелки или движение поршня сервомотора. Перестановка в сторону меньшего числа оборотов происходит до тех пор, пока давление в 18 опять не повысится до первоначального значения.

Вентиль противодействия В представляет собою усовершенствованный переливной или предохранительный клапан; на рычаге 11б, покоящемся на двух остриях 10б, укреплена пластинка 9б, которую пружина 13б прижимает к соплу 12б. Масло, проходящее через диафрагму 5б в пространство хб, приподнимает планку 9б, пока давление масла на нее не уравновесит давление пружины.

Реле Арка А состоит из таких же частей, как вентиль противодействия; но, кроме пружины 13б, у этого реле на рычаг давит штифт 15, упирающийся в трубчатую волнистую мембрану 14. Когда на 14 действует давление воздуха или пара, то штифт 15 отжимается вверх, и действие пружины 13а отчасти компенсируется, в зависимости от высоты давления, вследствие чего в ха давление изменяется. Обычно соотношения подбираются так, что приросту давления воздуха или пара на 0,1 атм. соответствует убыль давления масла в ха на 1 атм. Таким образом реле действует как усилитель колебаний давления.

Другие конструкции регуляторов давления будут описаны ниже (см. турбины для специальных целей).

VI. Предохранительные приспособления.

При отказе регулирования, нормально управляющего числом оборотов в полной мере, допустимое число оборотов могло бы оказаться превзойденным вследствие каких-либо неисправностей (например заедания регулировоч-

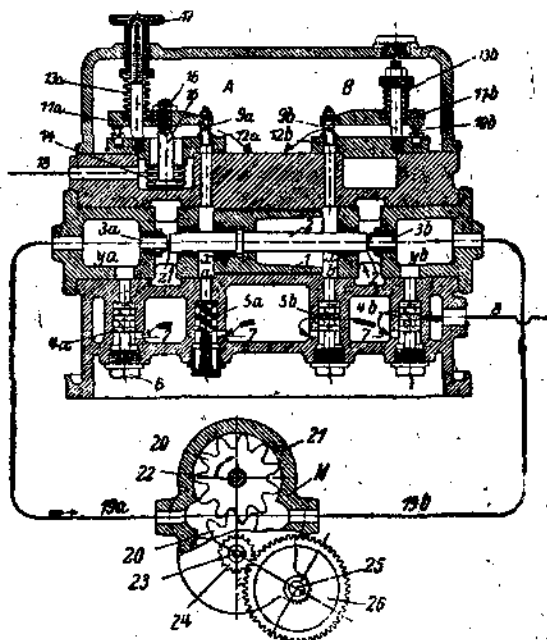


Рис. 337. Тонкое регулирование давления (EWC).

ного вентиля), и турбину могло бы „понести“. Поэтому непременно нужно снабдить ее еще особым предохранительным приспособлением, которое бы немедленно останавливало ее при превышении определенного максимального числа оборотов, обычно в размере 10—15% номинального числа оборотов. Для этой цели служит предохранительный регулятор (регулятор безопасности), который вступает в действие только при превышении максимального числа оборотов и, с помощью надлежащих приспособлений, либо управляет маслом, так что регулировочный вентиль закрывается (гидравлический быстродействующий затвор), либо освобождает запорный вентиль таким образом, что его закрывает пружина (механический быстродействующий затвор).

А. Предохранительный регулятор.

Это — астатический или неустойчивый регулятор, состоящий из эксцентрично сидящего на валу махового кольца или только из болта в выточке вала, перпендикулярной к оси, или из двух маховых масс и пружины, натяжение которой при нормальном числе оборотов превышает центробежную силу, а при максимальном — в точности ее уравнивает. Когда число оборотов превышает максимальное, то центробежная сила преодолевает (рис. 338), центр тяжести удаляется больше от оси вращения, так что центробежная сила возрастает значительно скорее, чем натяжение пружины, и регулятор внезапно отбрасывается в свое крайнее положение, ударяясь при этом в защелочный рычаг и освобождая его.

Если G означает вес маховой массы (кольца, болта или т. п., включая принадлежность), s — расстояние центра тяжести от оси вращения при нормальной работе и $s_a = s + a$ — расстояние после вступления в действие, где a — отклонение, $n_{\max}$ — максимально допустимое число оборотов и F — натяжение пружины в нормальной работе (предварительное натяжение), то центробежная сила C должна равняться

$$C = \frac{G}{g} s \omega^2 = \frac{G}{g} s \frac{\pi^2 n_{\max}^2}{30^2} = F,$$

а после вступления в действие

$$C_{\max} = \frac{G}{g} s_a \frac{\pi^2 n_{\max}^2}{30^2} \text{ кг;}$$

натяжение же пружины становится равным

$$F_{\max} = F (f + a) : f,$$

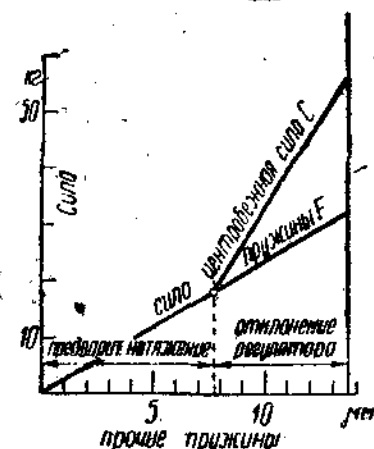


Рис. 338. Предохранительный регулятор.

если f означает предварительное натяжение (прогиб) перед вступлением в действие.

После остановки турбины регулятор возвращается в свое нормальное положение при том числе оборотов n_z , при котором центробежная сила равна $C_z = F_{\max}$. Таким образом турбину можно наново довести до нормального числа оборотов не раньше, чем число оборотов опустится ниже n_z .

При исполнении этого регулятора надо позаботиться о минимальном трении, в целях сокращения до минимума сопротивлений при вступлении в действие, ибо от этого зависит надежность действия регулятора. По этой же причине надо устроить так, чтобы масло не могло в регуляторе затвердевать. Время от времени нужно контролировать регулятор в отношении надеж-

ности действия, например остановив турбину при помощи быстродействующего затвора.

Исполнение предохранительного регулятора с эксцентричным кольцом представлено на рис. 339 (WUMAG); эксцентриситет равен e , отклонение $\alpha = 2e$, расстояние центра тяжести легко найти по моментам площадей.

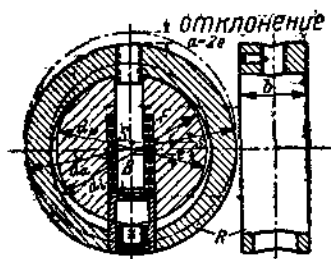


Рис. 339. Предохранительный регулятор (WUMAG).

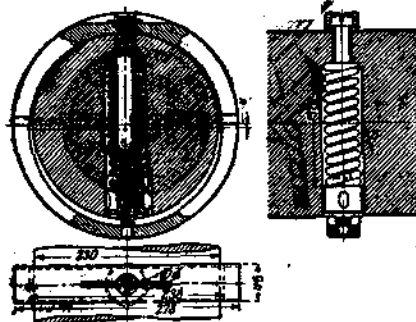


Рис. 340. Предохранительный регулятор (EWC).

Если отнестись к моментам, например, к оси центров тяжести, то при обозначениях рис. 339, так как момент разностной площади равен нулю, имеем:

$$\frac{\pi}{4} \cdot d_a^2 \cdot s - \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 (s + e) = 0,$$

откуда

$$s = \frac{d_i^2 e}{d_a^2 - d_i^2}.$$

В общую центробежную силу должна также входить центробежная сила болта. Полное пространство X можно для точной установки залить свинцом.

Другое исполнение показано на рис. 340 (EWC) и рис. 341 (бр. Шторк); при установке регулятора перебегают только легкую тарелку пружины.

Быстродействующий регулятор рис. 342а (MSW) имеет большую ширину, вследствие чего в нем можно поместить пружину с большим диаметром спирали. Направляющими служат боковые шпонки. Для сокращения веса кольцо

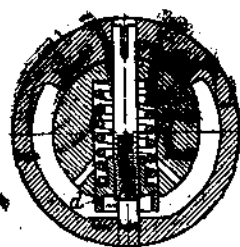


Рис. 341. Предохранительный регулятор (бр. Шторк).

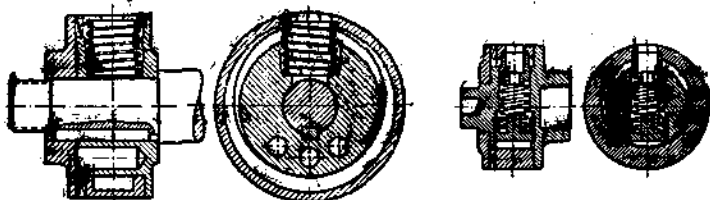


Рис. 342а и б. Предохранительный регулятор (MSW и I. A. Maffei).

имеет в центре выточку; отверстия в заклиненном внутреннем кольце служат для выравнивания масс. Лучшее исполнение показано на рис. 342б (I. A. Maffei). Тут для установки завинчивается только неподвижная тарелка пружины, так что положение центра тяжести не изменяется.

У двойного предохранительного регулятора, представленного на рис. 343 (Weise Söhne), с друг против друга расположенными маховыми массами,

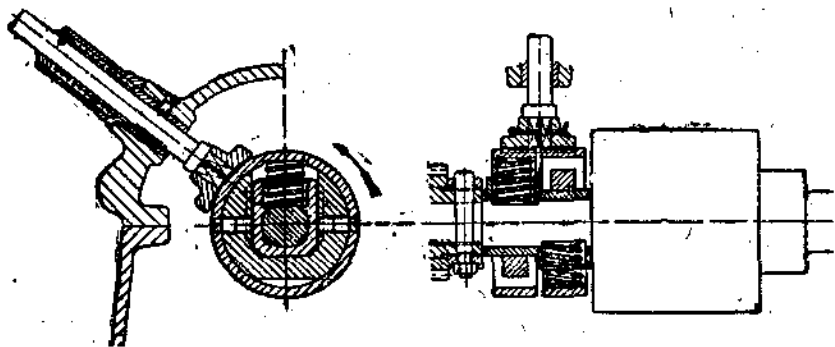


Рис. 343. Двойной предохранительный регулятор (Weise Söhne).

наряду с двукратной безопасностью осуществлено уравнивание масс; для уменьшения трущихся поверхностей радиальными направляющими служат боковые болты.

Чтобы уменьшить чувствительность коротких пружин к небольшим изменениям их размеров, фирма KTW снабдила свой предохранительный регулятор (рис. 344) длинной растянутой пружиной, охватывающей вал. Устанавливают этот регулятор посредством передвигного добавочного груза; для его передвижения служит установочный винт; положение груза фиксируется шпонкой.

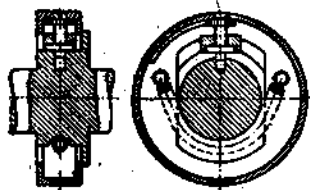


Рис. 344. Предохранительный регулятор (KTW).

У предохранительного регулятора фирмы AEG (рис. 345) маховое кольцо A своими выступами держится в пазах B_1, B_2 ; оно занимает центральное положение, но центр тяжести перемещен на 5 мм от середины посредством выреза C . Уравнивание масс производят уравнильные отверстия.

Предохранительный регулятор с болтом представлен на рис. 346 (фирма BBC) для малых турбин (рис. 296 или рис. 302), предохранитель с ма-

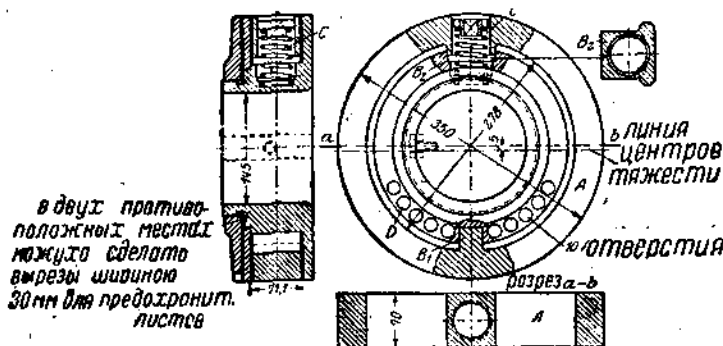


Рис. 345. Предохранительный регулятор (AEG).

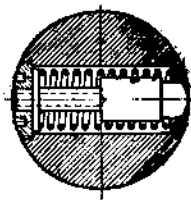


Рис. 346. Предохранительный регулятор (BBC).

выми массами той же фирмы — на рис. 347; маховые массы A_1, A_2 расположены симметрично, и этим осуществлено уравнивание масс; устанавливают

регулятор посредством перестановки центральной пружины, для чего служат правая и левая резьба пружинных тарелок B_1, B_2 . При вступлении в действие упор C ударяет в защелочный рычаг (справа наверху, ср. также рис. 294)

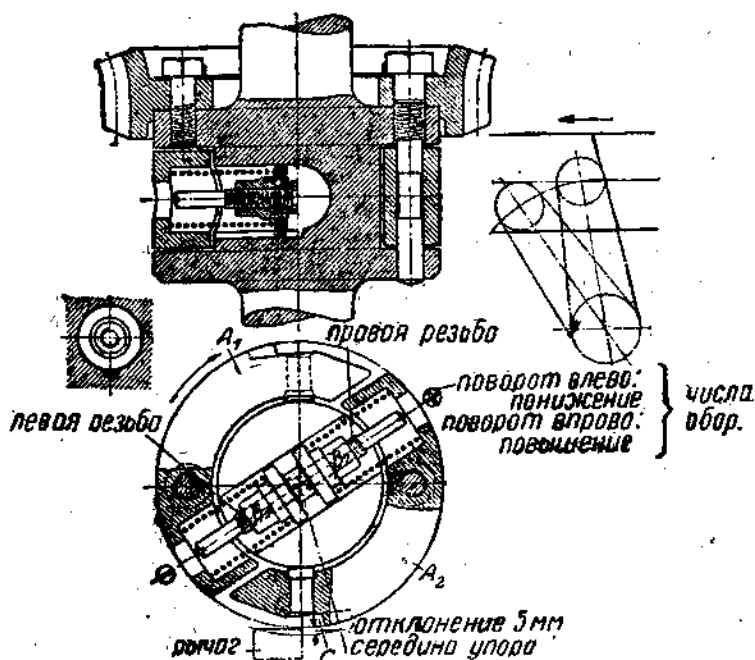


Рис. 347. Предохранительный регулятор (BBC).

и поворачивает его на 25° , вследствие чего освобождается запорный вентиль (см. ниже).

Своеобразное исполнение предохранительного регулятора представлено на рис. 348 (Юнгстрем); маховой массой служит болт B , который посредством распорок C удерживается в плоских пружинах A . Чтобы установить регулятор, болт перемещают посредством винта. Весь прибор сидит в расточке фланца муфты.

В. Гидравлический быстродействующий затвор.

Различные исполнения его описаны были в связи с соответственными исполнениями регулирования. Регулятор вызывает перестановку переключающего золотника, который направляет сжатое масло в пространство над поршнем сервомотора, вследствие чего регулировочный вентиль закрывается, тогда как из-под поршня масло получает возможность вытекать (рис. 289—291, 314, 320, 321, 322 и соответственные описания).

Быстродействующий затвор фирмы SSW, схема которого показана на рис. 302, стр. 285, не только закрывает регулировочный вентиль, но и запорный вентиль A (наподобие изображенного на рис. 321, 322, Борзиг), который может быть открыт и оставаться открытым только при достаточно

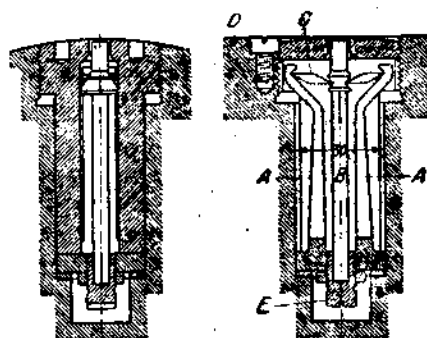


Рис. 348. Предохранительный регулятор (Юнгстрем).

высоком давлении масла, создающемся при работе вспомогательного масляного насоса *P*.

На верхнем конце шпинделя у запорного вентиля *A* находится поршень *K*, снабженный отверстиями *O*; на нижнем конце снабженного маховичком шпинделя *SP* сидит масляный клапан *OV*. При слишком низком давлении масла давление пружины *F* не было бы преодолено, так что вентиль *A* совсем бы не открылся. Далее, при пуске в ход вентиль можно только медленно открыть посредством маховичка *R*, ибо в противном случае за ним не последует сразу поршень *K*, вследствие чего масляный клапан откроет маслу сток через *O* и давление масла понизится, так что пружина *F* закроет вентиль. Тем самым предотвращается возможность быстрого пуска в ход.

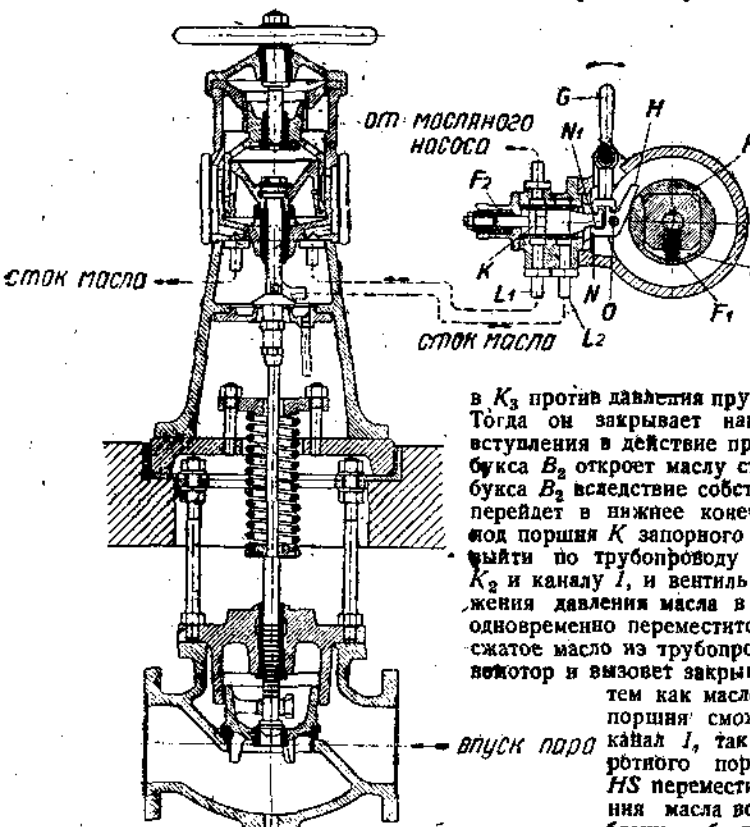


Рис. 349. Быстродействующий затвор (Гумбольдт).

Сжатое масло из зубчатого насоса *Z* поступает по трубопроводу *L*₃ в камеру *K*₁, буксы *B*₂ каналам 1 и 3 в камере *K*₂ под нагруженный пружиной переключающий золотник *UK* и по трубопроводу *L*₄ под поршень *K* запорного вентиля *A*. В работе буксы вентиля *B*₂ расположена так, как это изображено на рисунке, и переключающий поршень *UK* удерживается давлением масла в *K*₂ против действия пружины в изображенном положении. Тогда он закрывает напорный трубопровод *L*₄. После вступления в действие предохранительного регулятора *SR* буксы *B*₂ откроет маслу сток, давление масла понизится, и буксы *B*₂ вследствие собственного веса и боковой пружиной перейдет в нижнее конечное положение. Тогда масло из-под поршня *K* запорного вентиля *A* получит возможность выйти по трубопроводу *L*₃ в камеру *K*₂, каналу 3, камере *K*₂ и каналу 1, и вентиль *A* закроется. Вследствие понижения давления масла в *K*₂ переключающий поршень *UK* одновременно переместится вниз под давлением пружины, сжатое масло из трубопровода *L*₄ поступит через *L*₂ в сервомотор и вызовет закрывание сопловых вентилей *V*, между тем как масло с другой стороны поворотного поршня сможет стекать через *L*₁, канал 4 и канал 1, так как вследствие движения поворотного поршня вспомогательный золотник *HS* переместится вниз. При понижении давления масла вступают в действие оба приспособления, ибо тогда *UK* тоже перемещается вниз. Рычаг *H* служит для освобождения вентиля рукою.

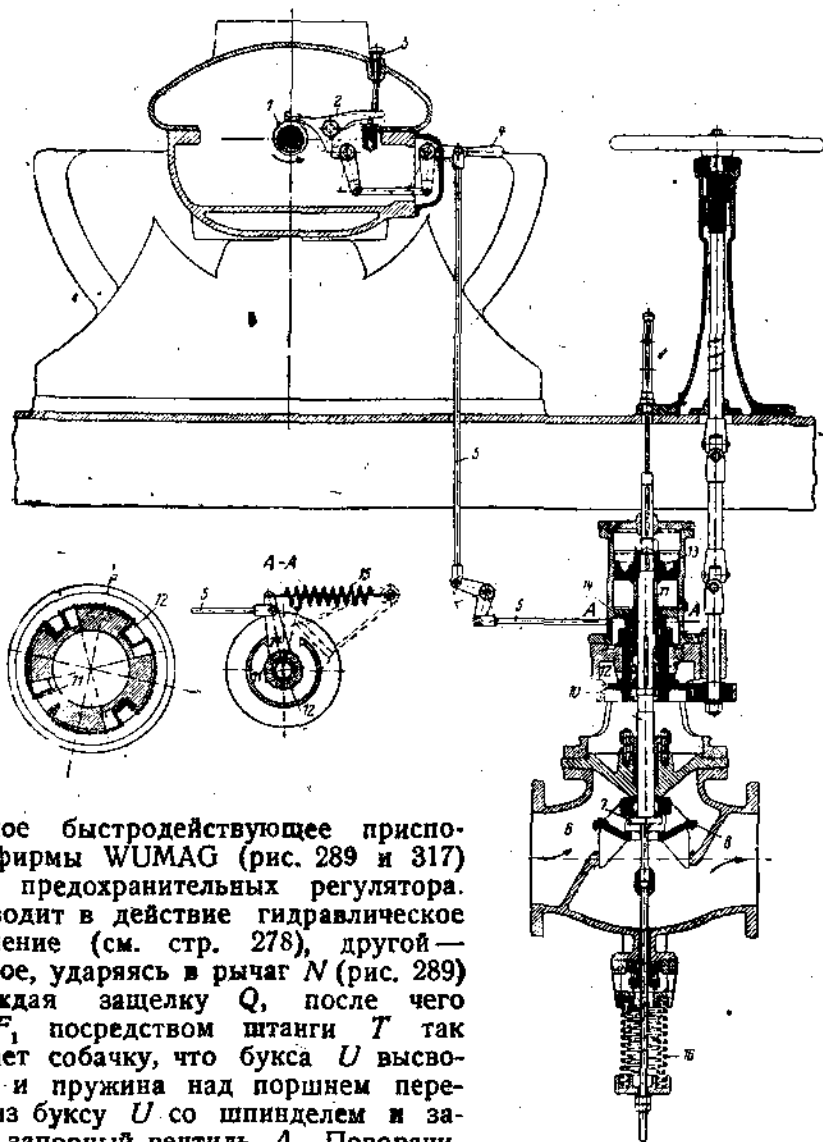
Быстродействующий затвор фирмы Гумбольдт (рис. 349) тоже вступает в действие при функционировании предохранительного регулятора и при понижении давления масла; тут открыть запорный вентиль можно также только при достаточном давлении масла, ибо только тогда нижний поршень на верхнем конце шпинделя вентиля может последовать за верхним поршнем, перемещаемым вверх при помощи маховичка.

Предохранительный регулятор *R*, придя в действие, отжимает наружу поворачивающийся около *O* рычаг *H*; выступ *N*, в нормальной работе прилегающий к выступу *N*₁ переключающего поршня *K*, соскальзывает с него, пружина *F*₂ мгновенно перемещает влево поршень *K*, вследствие чего он закрывает напорный маслопровод *L*₁ и открывает маслу сток через *L*₂. Тогда сидящая над запорным вентиляем пружина закрывает этот вентиль.

С. Механический быстродействующий затвор.

Действие этого затвора сводится по большей части к тому, что вступающий в действие предохранительный регулятор освобождает натянутую

пружинную защелку, и пружина при посредстве тяг освобождает запорный вентиль, после чего нагружающая шпindel вентиль пружина захлопывает его. Непосредственное воздействие предохранительного регулятора на запорный вентиль применяется только у малых турбин (см. ниже).



Двойное быстродействующее приспособление фирмы WUMAG (рис. 289 и 317) имеет два предохранительных регулятора. Один приводит в действие гидравлическое приспособление (см. стр. 278), другой — механическое, ударяясь в рычаг *N* (рис. 289) и освобождая защелку *Q*, после чего пружина *F*, посредством штанги *T* так поворачивает собачку, что букса *U* высвобождается и пружина над поршнем перемещает вниз буксу *U* со шпindelем и захлопывает запорный вентиль *A*. Поворачивая маховичок при закрытом вентиле (движение закрывания), можно вновь поднять буксу так, чтобы ее захватила защелка; после этого можно снова открыть вентиль. С помощью рычага *W* можно высвободить вентиль рукою.

У механического быстродействующего затвора фирмы EWC, рис. 350 (гидравлическое приспособление см. по стр. 279, рис. 291), вместо защелки имеется внутренняя муфта *11*, кулаки которой упираются во внешнюю муфту *12*; при поворачивании первой муфты посредством пружины *15* после вступления в действие предохранительного регулятора *1* и освобождения защелочного рычага *2* кулаки попадают в вырезы муфты *12* (см. слева внизу),

Рис. 350. Механический быстродействующий затвор фирмы EWC.

так что муфты могут вдвинуться друг в друга, после чего пружина 16 захлопывает вентиль 8. Поршень 15 служит буфером, предотвращающим слишком сильный удар вентиля по седлу.

Чтобы не приходилось приподнимать запорный вентиль под полным давлением пара, сперва открывается небольшой вентиль 7, вследствие чего давление за вентилем возрастает. Вентилем управляют посредством маховичка и конических зубчаток 10, из которых большая заворачивает внешнюю муфту 12, снабженную резьбой.

Быстродействующий вентиль фирмы EBM (рис. 320, стр. 296) действует подобным же образом: освобождаемая предохранительным регулятором пружина поворачивает рычаг G с внутренней муфтой C, кулаки которой вдвигаются в вырезы наружной муфты B, так что пружина F₁ закрывает вентиль A (с вентилем предварительного действия); поршень K₁ служит буфером.

Механический быстродействующий затвор фирмы GHN (рис. 314, стр. 292) освобождается тем же быстродействующим регулятором 20, что и гидравли-

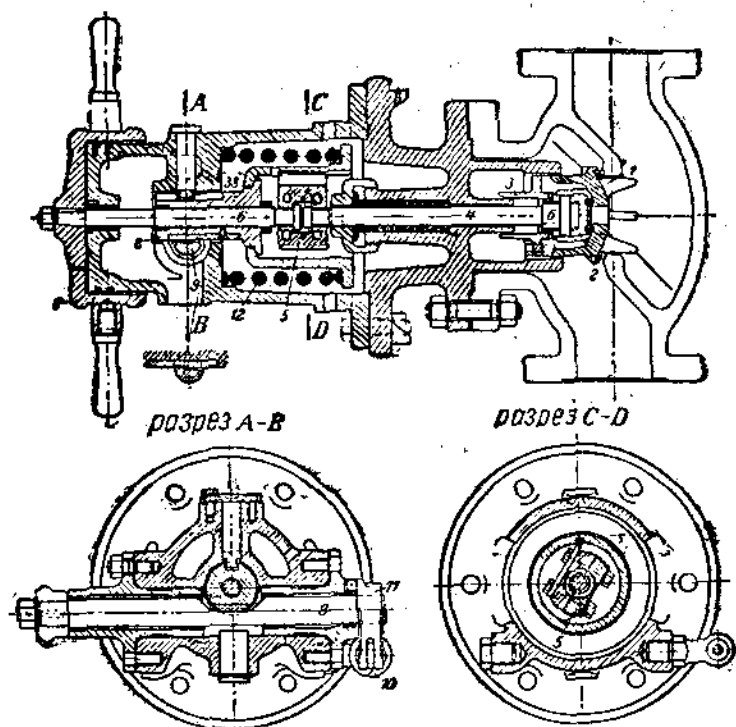


Рис. 351. Быстродействующий запорный вентиль (AEG).

ческий; освободившись, пружина 21 поворачивает защелку 23, так что нарезная букса освобождается и пружина 25 захлопывает вентиль 24; нагруженный пружиной поршень производит буферное действие.

Быстродействующий запорный вентиль фирмы AEG представлен на рис. 351.

Тарелка вентиля 1 соединена направляющей буксой 3 с вентилем предварительного действия 2 и шпинделем 4, шпindel же этот соединен муфтой 5 с нарезным шпинделем 6, перемещаемым в гайке 8 посредством маховичка 7. Гайка удерживается защелочным болтом 9. По вступлении в действие предохранительного регулятора и освобождении пружины 10, пружина эта посредством рычага 11 поворачивает болт 9, который тогда освобождает гайку 8, после чего пружина 12 захлопывает вентиль. При этом исполненный в виде воздушного буфера маховичок 7 предотвращает резкий удар.

Быстродействующий затвор фирмы ВВС (рис. 293 и 294, стр. 281) освобождается предохранительным регулятором *J* (рис. 347). Вступив в действие, этот регулятор поворачивает вал *M*, тем самым освобождая болт *Q*, после чего собачка *P*, удерживаемая этим болтом посредством содержащихся в трубе шариков („механическая жидкость“) и фиксирующая положение нагруженного пружиной поршня *O*, может быть отжата поршнем, так что клапан *S* захлопывается (см. также рис. 312 и 358 а).

У малых турбин освобождение пружины, закрывающей запорный клапан, производится непосредственно регулятором, без участия промежуточного

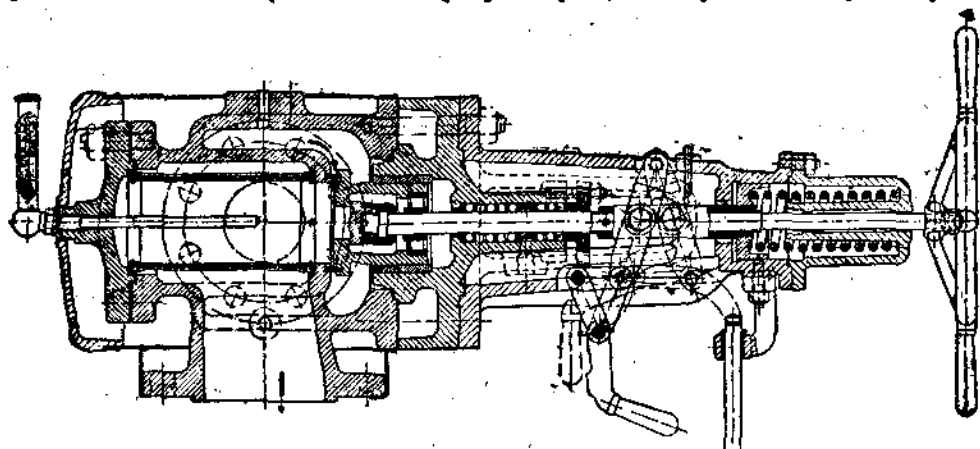


Рис. 352. Быстродействующий запорный клапан (Weise Söhne).

защелочного приспособления с пружиной. На рис. 352 показано такое исполнение (Weise Söhne) для турбины рис. 362, стр. 324, с регулировкой согласно рис. 309 и предохранительным регулятором согласно рис. 343.

Регулятор, посредством вверх ведущей штанги, ударяет в коленчатые рычаги и отжимает их, вследствие чего освобождается входящий в нарезную гайку рычаг, и клапан, снабженный приспособлением для предварительного открывания, захлопывается под действием пружины.

Другие быстродействующие запорные приспособления для малых турбин будут описаны заодно с турбинами.

Паровые турбины строятся, начиная от самых малых мощностей. Они во многих установках вытеснили поршневую машину, хотя в отношении экономичности имеют перед нею преимущества только начиная примерно от 300 л. с. Предпочтение им отдается в виду их простоты, небольшой потребности в месте и удобства их соединения с вращающимися машинами, особенно когда для каких-либо целей можно использовать мятый пар турбины, совершенно свободный от масла. Малыми турбинами можно считать турбины, примерно не превосходящие по мощности 500 л. с., средними — примерно не превосходящие 10 000 л. с.; турбины большей мощности считаются крупными турбинами. В отношении достижимой единичной мощности паровая турбина не знает соперников. Чтобы при малой и средней единичной мощности дешевые небольшие турбины могли обладать хорошей экономичностью, их строят быстроходными, доводя их число оборотов до 10 000 в мин. и понижая его до требуемого числа оборотов посредством зубчатых передач. Но и без передач, для особенно часто применяемого числа оборотов 3000 в минуту, мощность турбин непрерывно возрастала и достигла ныне 40 000 kW. При большей мощности применяется 1500 об. в мин. По мере повышения давления пара, в целях улучшения экономичности, совершенствовались и турбины высокого давления. Существующие установки низкого давления можно перестраивать на высокое давление пара при помощи предвключенных турбин.

1. Малые турбины.

Малые турбины исполняются только в виде активных турбин с одною или немногими ступенями давления, смотря по числу оборотов и мощности, и со ступенями скорости, либо с многовенцовым колесом типа Кертиса, либо с радиальным или аксиальным повторным подводом пара к одному и тому же венцу типа Кинаста. Это последнее исполнение часто применяется при минимальных мощностях. Потеря в направляющих аппаратах у них, правда, больше, но исполнение дешевле и вентиляционные потери меньше, а эти последние играют большую роль при малых мощностях. Малые турбины можно изготовлять сериями, так как только направляющие аппараты и лопатки должны быть согласованы с состоянием пара, требующаяся же мощность достигается надлежащим выбором степени подвода пара.

Регулирование по большей части применяется непосредственное, но также и посредством сервомотора; при приводе котельных питательных насосов применяются регуляторы давления. Турбины могут быть так соединены с приводимыми машинами, что транспортировать их на место установки удастся в виде собранных агрегатов.

На рис. 353 показана малая турбина фирмы Нема для мощностей до 60 л. с. при 3000 об. в мин.; диаметр рабочего колеса 500 мм, 3 ступени скорости, шариковые подшипники, уплотнения фирмы Гун (см. стр. 234), регулятор на переднем конце вала, закрепление лопаток — согласно рис. 167, стр. 183.

На рис. 354 показана малая турбина фирмы Наке (E. Nascke).

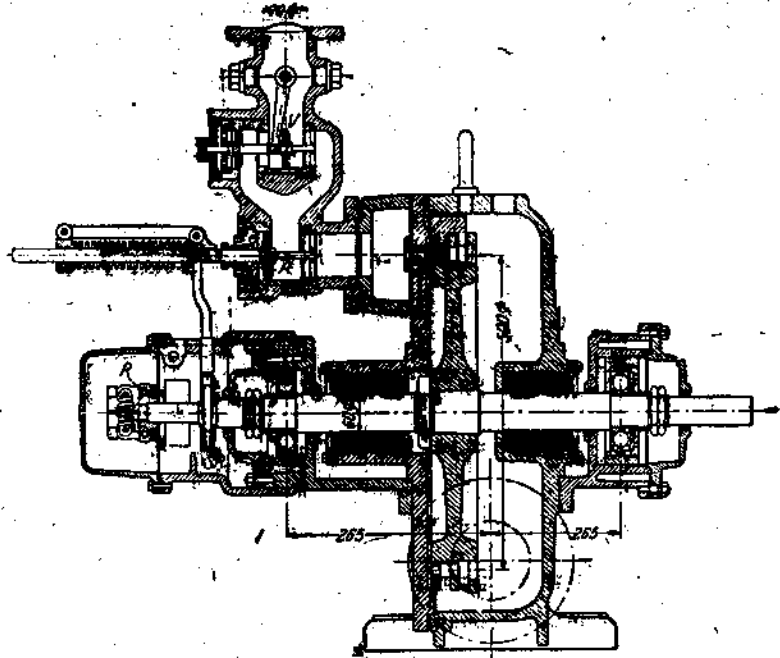


Рис. 353. Малая турбина фирмы Нема для 60 эф. л. с., $n = 3000$.

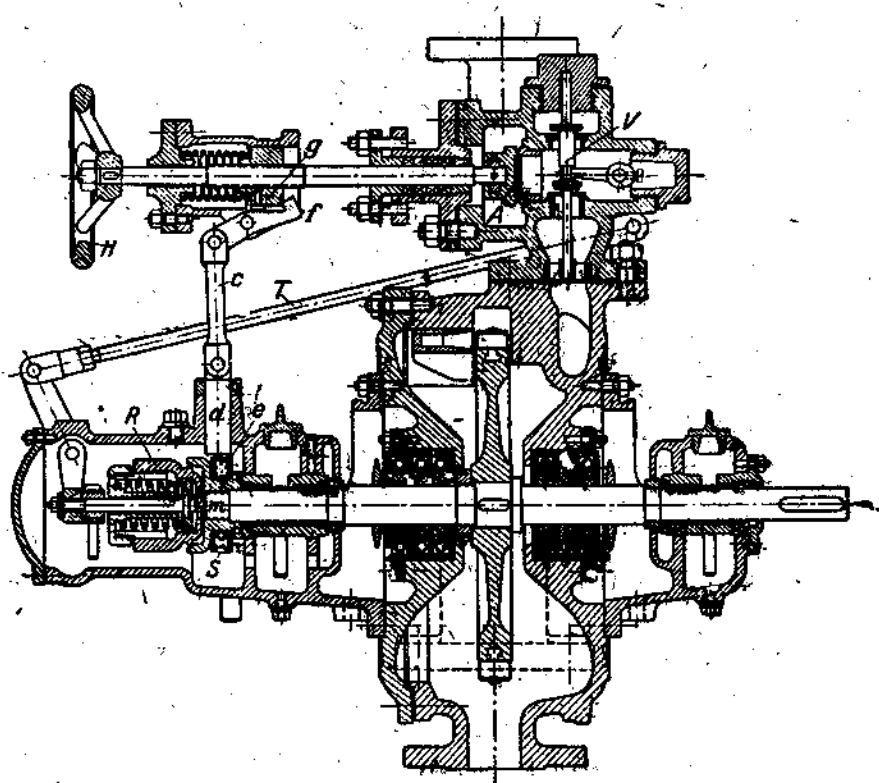


Рис. 354. Малая турбина фирмы E. Nacke.

Малая турбина фирмы Брюкнер (Brückner, Kanis & Co.) (рис. 355) имеет непосредственное регулирование, кольцевую смазку, охлаждение подшипников.

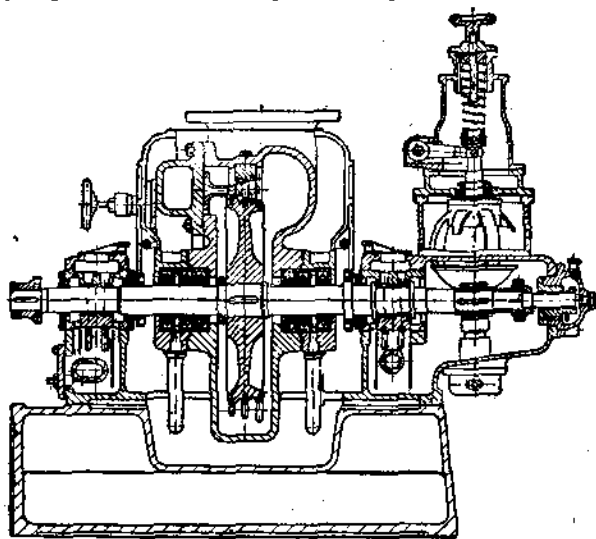


Рис. 355. Малая турбина фирмы Brückner, Kanis & Co.

Иное исполнение для несколько большей мощности (рис. 356) предусматривает смазку под давлением и автоматическое сопловое регулирование. Пор-

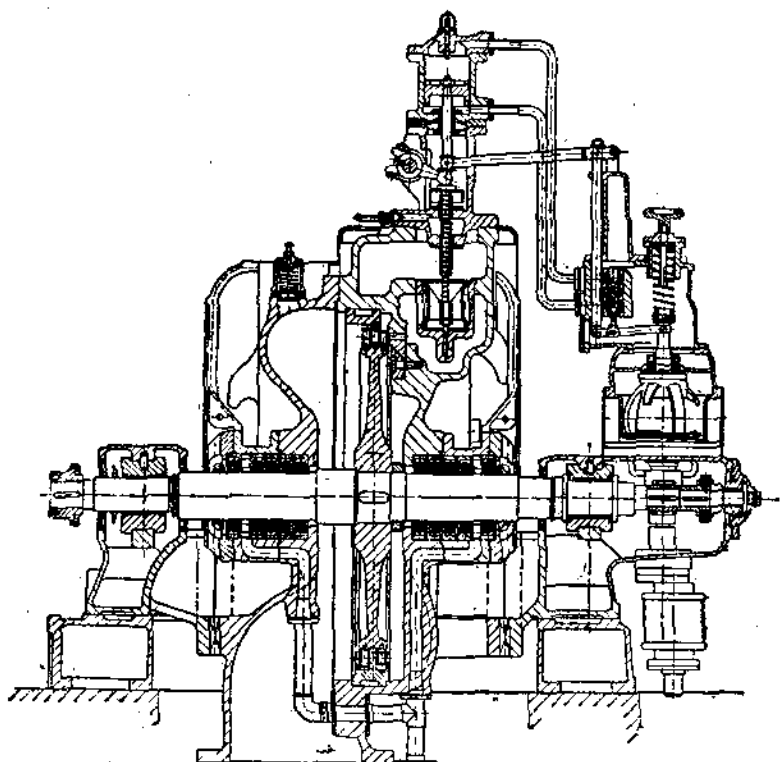


Рис. 356. Малая турбина с сопловой регулировкой фирмы Brückner, Kanis & Co.

шень сервомотора последовательно приводит в действие, при посредстве бокового рычажного вала, три добавочных вентиля; применяется также пово-

ротный сервомотор в сочетании с кулачными шайбами и роликами на концах рычагов.

Турбонасос для питания котлов фирмы BBC изображен на рис. 357; кожух турбины и насоса представляет собою одно целое, рабочее колесо турбины вынимается вместе с передней крышкой, после того как снято колесо насоса. Регулирование производит регулятор давления (рис. 336, стр. 308).

Большая турбина, с двумя ступенями давления, из которой каждая имеет две ступени скорости, представлена на рис. 358 а (фирмы BBC) с регулированием по принципу масляного кольца (рис. 296, стр. 282); нижняя часть

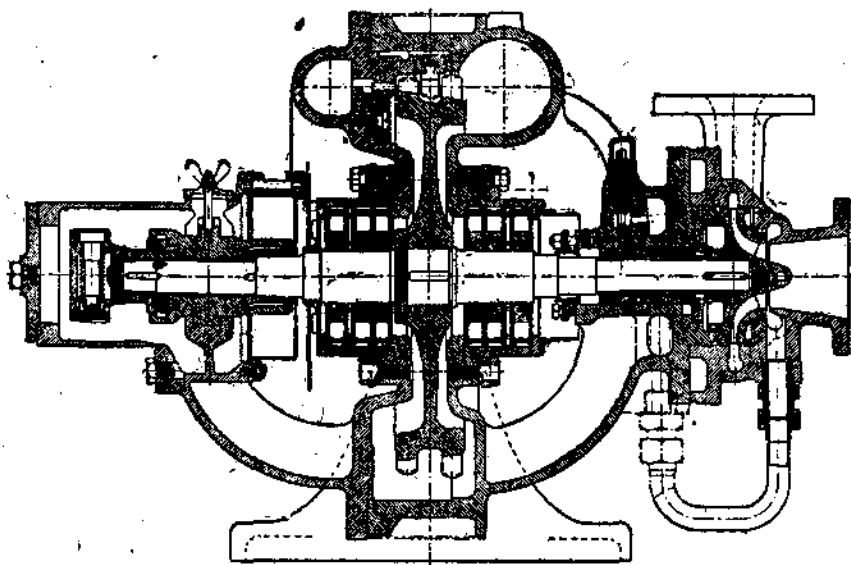


Рис. 357. Питательный турбонасос BBC.

кожуха отлита заодно с подшипниками, верхняя часть подразделена в осевом направлении.

Малая турбина бр. Зульцер (рис. 359), непосредственно соединенная с котельным питательным насосом, имеет неразъемный кожух уплотнения Гуна; регулировка давления и быстродействующий затвор — согласно рис. 332.

Фирма KTW строит свои турбины по принципу Кертиса или реже по типу Кинаста; эта последняя, более старая конструкция представлена на рис. 360.

Конструкция малых турбин для перегретого пара и высокого давления фирмы Weise Söhne видна на рис. 361. Турбины для привода котельных питательных насосов большей производительности регулируются посредством сервомоторов. На рис. 362 представлена турбина мощностью 600 л. с. для 36 атм., 400° и противодавления 3 атм. абс. (4000 л/мин. до 460° при 130°). Соответствующее регулирование посредством выключения сопловых групп показано на рис. 308, дифференциальный регулятор давления — на рис. 334, быстродействующий затвор — на рис. 343 и 352.

Турбины фирмы KKK исполняются, смотря по заданиям, либо в виде усовершенствованных турбин типа Электра с повторным радиальным подводом пара, либо с осевым подводом пара по типу Кинаста, либо с несколькими венцами лопаток по типу Кертиса. Турбина с радиальным подводом пара (рис. 363) строится вплоть до окружной скорости $u = 140$ м/сек, для мощности до 500 л. с., с непосредственным регулированием. При более высоких

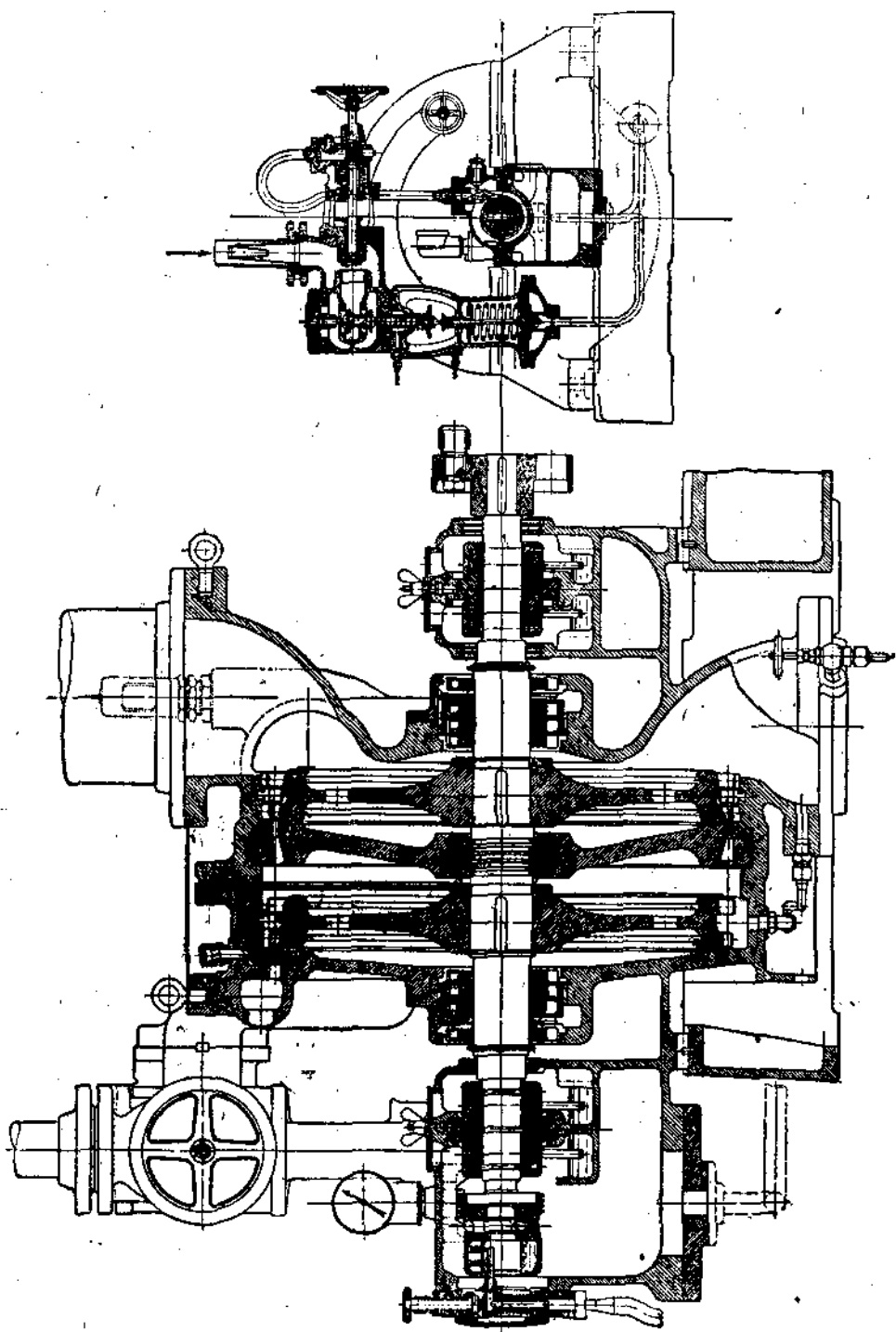


Рис. 358 и 358а. Двухступенчатая малая турбина ВВС

давлениях пара и мощностях до 750 л. с. турбины имеют смазку под давлением, а при больших регулировочных ventилях — сервомоторы; при больших

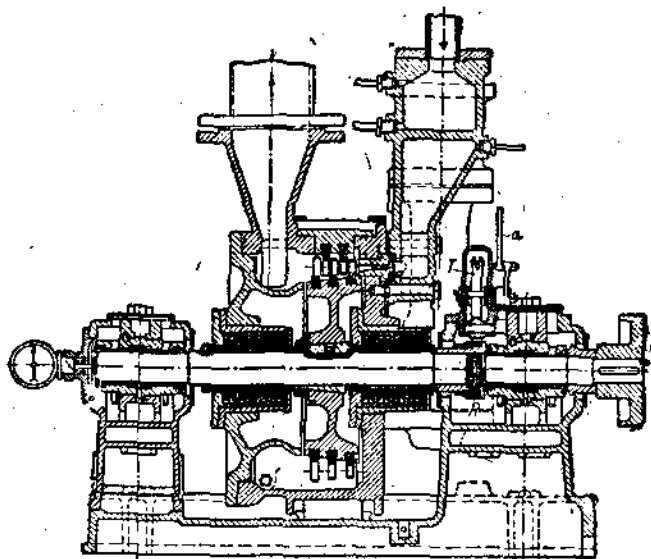


Рис. 359. Малая турбина бр. Зульцер.

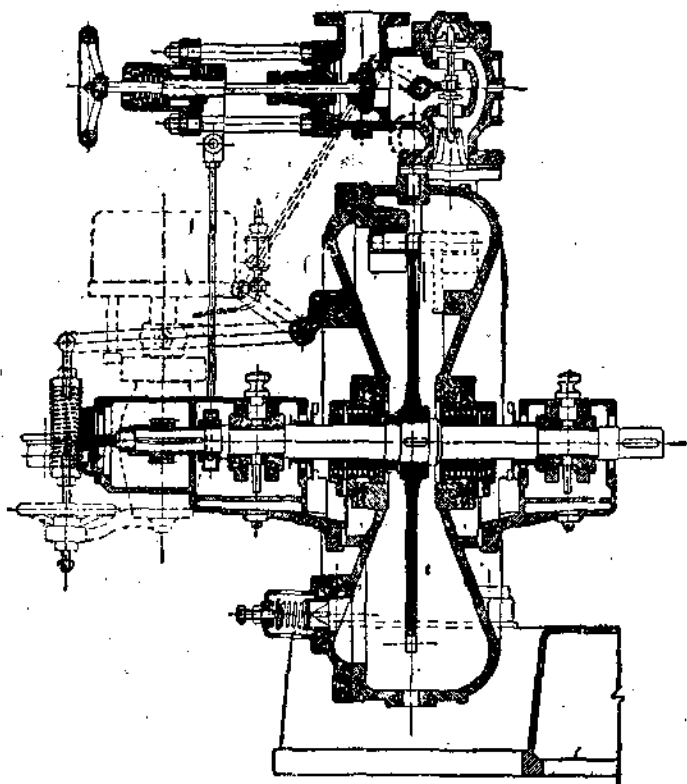


Рис. 360. Малая турбина типа Киннаст фирмы KTW (старое исполнение).

оcружных скоростях (до 180 м/сек) применяется аксиальный подвод пара при диаметре колеса от 500 до 800 мм, для 400 — 750 л. с. Когда эта кон-

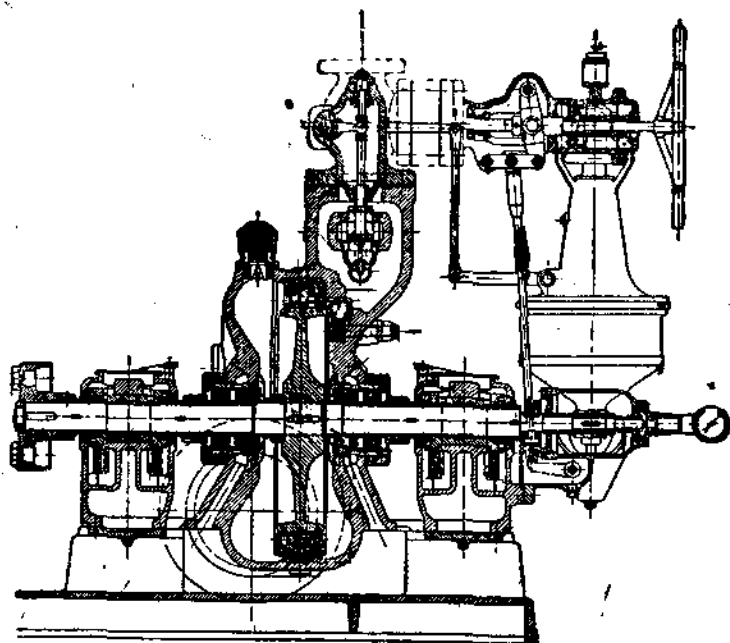


Рис. 361. Малая турбина высокого давления фирмы Weise Söhne.

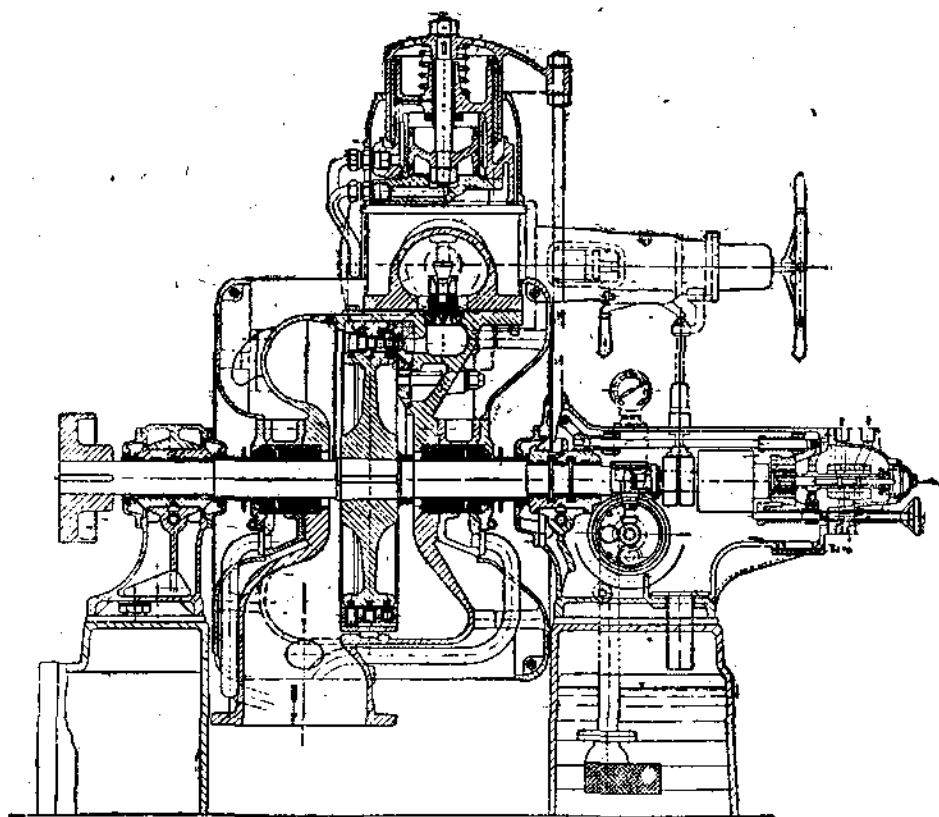


Рис. 362. Котельный питательный турбонасос высокого давления для 600 л. с. фирмы Weise Söhne.

струкция становится слишком слабой, то применяется конструкция Кертиса вплоть до мощности 2000 л. с.

При больших перепадах применяются две ступени давления. Эта же конструкция пригодна для пароотъемных турбин; исполнение — по типу Электра и Кинаста, или же первой ступени по типу Электра или Кинаста, а второй — по типу Кертиса, как это показано на рис. 364 для конденсацион-

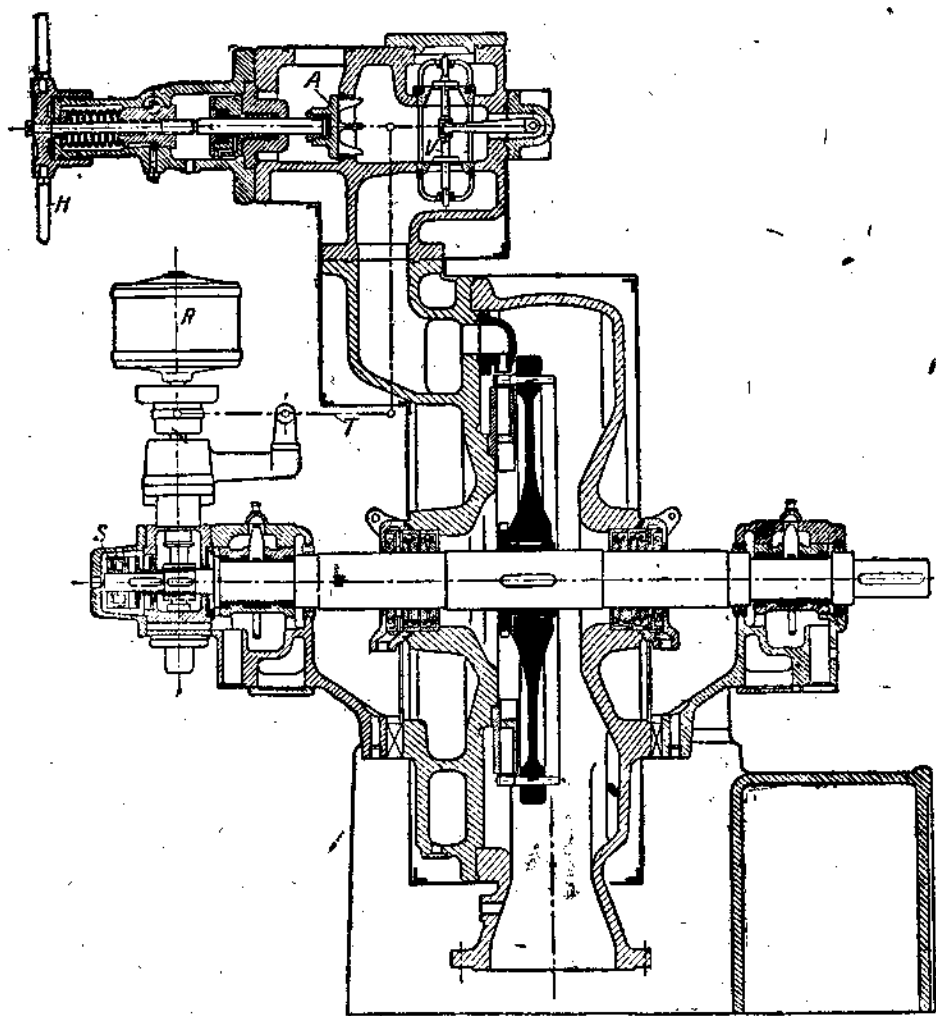


Рис. 363. Турбина Электра фирмы ККК.

ной турбины мощностью 200 л. с., $n = 6000$ об. в мин., у которой эффективный коэффициент полезного действия равен 57% при перепаде 195 кал/кг. Обе ступени имеют выключаемые сопла, вследствие чего можно при частичных нагрузках сохранять неизменной кривую давления.

Малые турбины фирмы I. A. Maffei регулируются при небольших мощностях торможением, при больших — выключением сопел посредством сервомотора; такая турбина мощностью 400 л. с. для привода котельного питательного насоса с комбинированным дифференциальным регулированием давления и числа оборотов (см. рис. 400) представлена на рис. 365

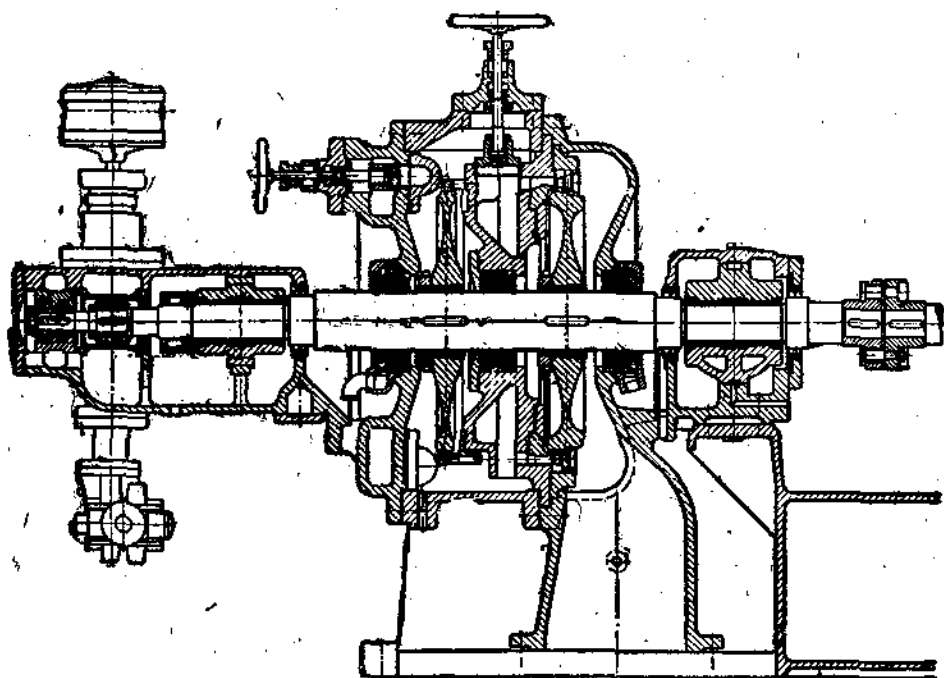


Рис. 364. Малая турбина (Киваст и Кертис) фирмы ККК.

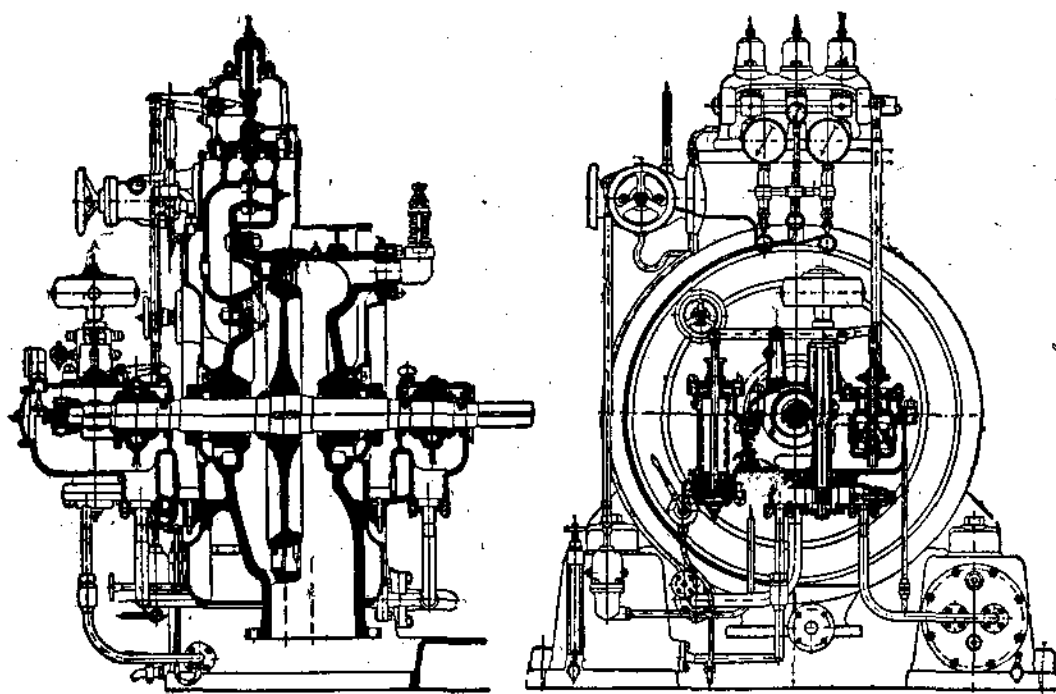


Рис. 365. Турбина для питательного насоса с регулировкой дифференциального давления и числа оборотов (I. A. Maffei).

с тремя сопловыми вентилями. Быстродействующий запорный вентиль приводится в действие масляным переключающим золотником, холодильник для масла помещен в фундаментной раме.

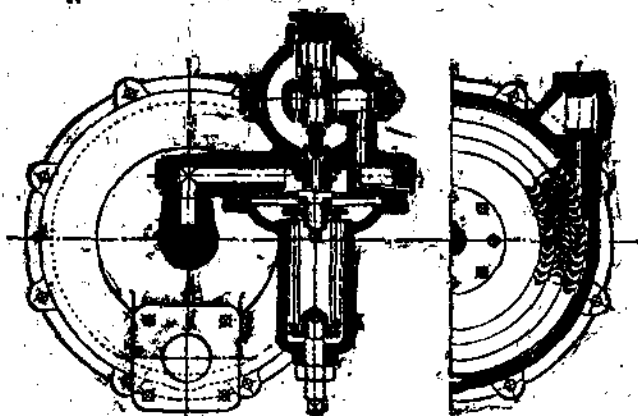
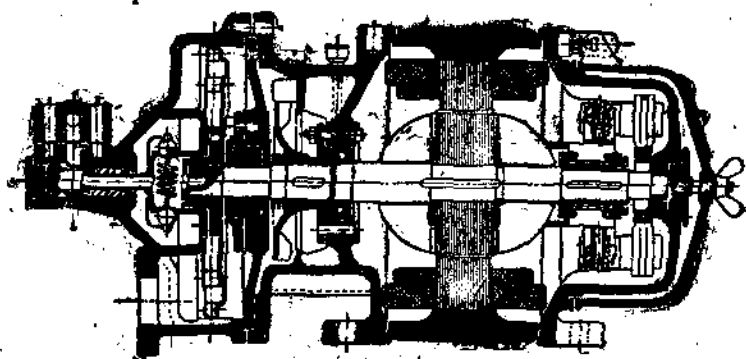


Рис. 366. Осветительный
паровозный турбоагре-
гат
(I. A. Maffei).

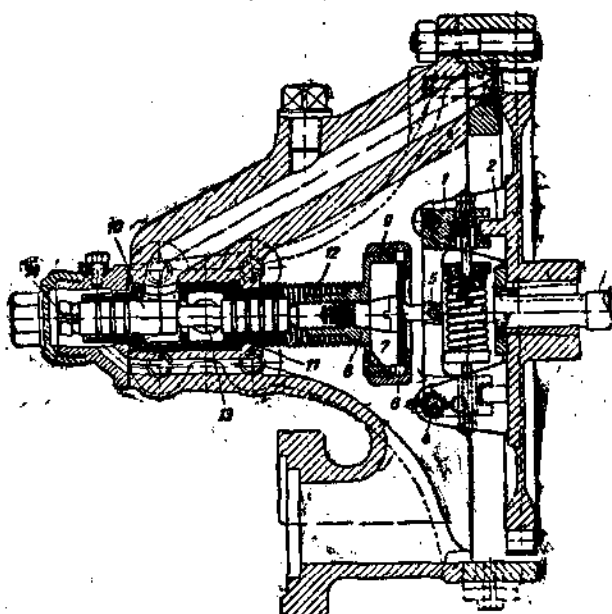


Рис. 367. Осветительный турбоагрегат AEG.

Та же фирма исполняет турбогенераторные агрегаты для небольших осветительных установок, мощностью от 0,3 до 10 kW; паровозная турбодвигательная установка.

намо для освещения показана на рис. 366, с радиальными ступенями скорости и с своеобразным регулированием.

Регулятор состоит из двух соединенных пружиной шаров, подвергающихся центробежной силе и давлению пара внутри прикрываемого ими пространства, образуемого корпусом регулятора; из этого пространства пар может устремляться под нагруженную пружинной мембрану регулировочного вентиля (см. слева внизу) через полый шпиндель и отверстие в кожухе турбины. Тогда регулировочный вентиль перемещается в соответствии с давлением пара. Это последнее изменяется в зависимости от положения шаров, которые при повышении числа оборотов дают пару уходить через увеличивающееся сечение отверстий в корпусе регулятора — повышение давления, а при понижении числа оборотов уменьшают сечение отверстий, вследствие чего давление пара в корпусе регулятора и под мембраной повышается и в большей степени открывает вентиль.

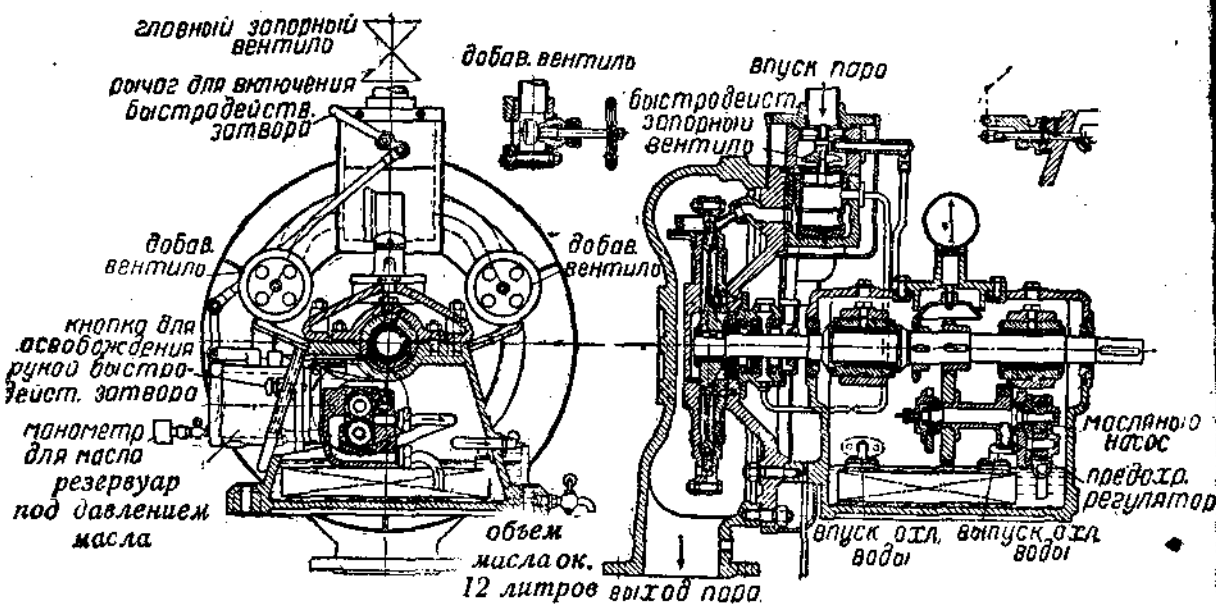


Рис. 368. Малая турбина фирмы Гумбольдт.

Турбодинамо для небольшой осветительной установки фирмы AEG (рис. 367) с двукратным аксиальным подводом пара к рабочему колесу тоже сконструирована просто; регулирование чрезвычайно просто.

Применен непосредственно действующий, нагруженный пружиной центробежный регулятор с двумя маховыми массами 1, поворачивающимися на ножках 4 и удерживаемыми в равновесии пружиной 3. Упоры 2 служат для ограничения отклонений. Регулятор представляет собою сделанный из нержавеющей стали регулировочный золотник 10, освобожденный от давления пара и помещенный на конце удлиненного вала турбины. Этот золотник скользит в буже 11 из монель-металла, и ему не дает вращаться поперечный клин 14. Тормоза проходящий через отверстие 13 пар, он подводит его по каналу в кожухе к рабочему колесу. 6 — запорная шайба, 7 — угольный диск, 8 — корпус упорного подшипника, 9 — колпачковая гайка и 12 — добавочная пружина.

Мощность—0,5 kW при 3600 об. в мин. и давление пара от 5 до 16 атм.; расход пара при данной нагрузке — 57 кг/час, при холостом ходе — 26 кг/час.

Турбины фирмы Бека (Bekawerk) также работают с повторным осевым подводом пара, но расширение сечения происходит в радиальном направлении; лопатки в радиальном направлении разделены перегородками на concentric венцы, струя проходит сперва через первый венец, затем, в соот-

ветствий с уменьшением скорости, — через первый и второй и, наконец, через все венцы одновременно; направляющие камеры радиально по высоте увеличиваются.

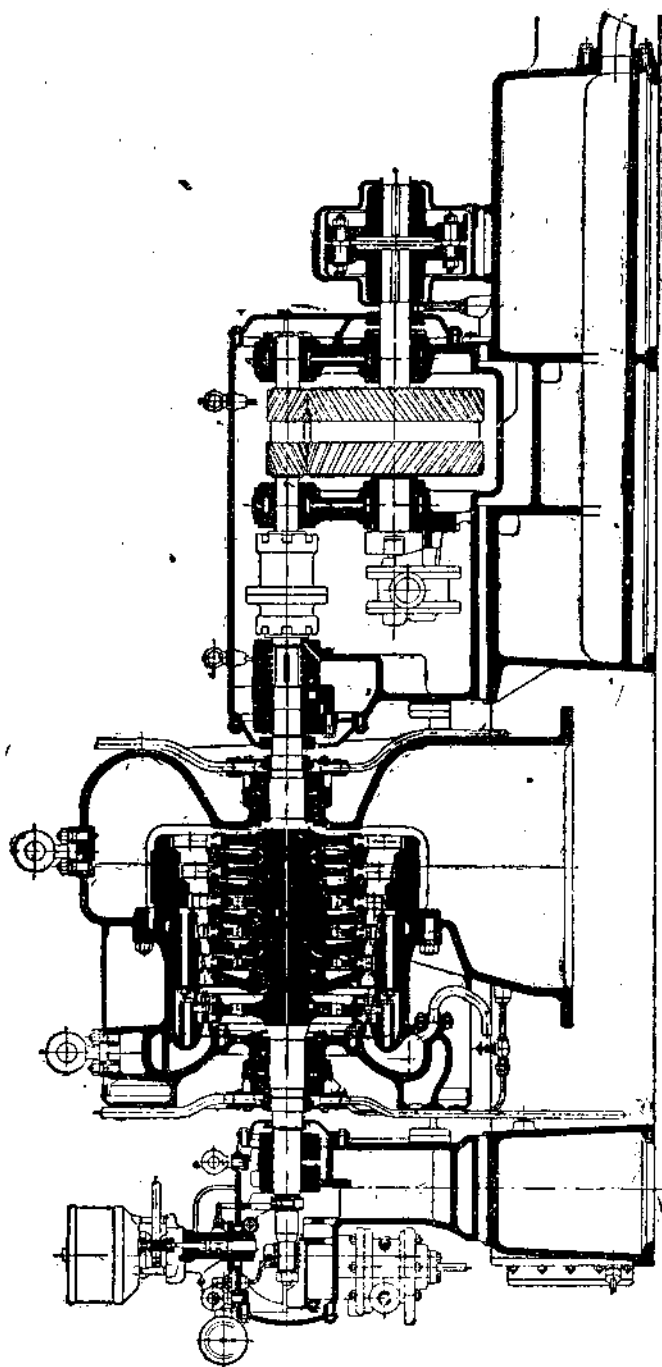


Рис. 369. Малая турбина с зубчатой передачей, 500 эф. л. с.
(WUMAG)

Малые турбины фирмы Гумбольдт исполняются с повторным аксиальным подводом пара или колесом Кертиса. На рис. 368 показана турбина для 10—70 л. с. при 6000 об. в мин. для пара давлением до 35 атм. изб., 400°С и противодействия до 6 атм. изб. Турбина привинчена к подшипниковой

стойке. Кожух неразъемный, подшипники имеют смазку под давлением от зубчатого насоса, приводимого посредством конических колес. Рядом с насосом находится предохранительный регулятор; в подшипниковой стойке расположен холодильник для масла. Имеются два добавочных ручных вентилей. При больших мощностях устраивается непосредственное регулирование торможением или регулирование от сервомотора (рис. 292, стр. 280), при еще больших мощностях — сопловое регулирование (рис. 301, стр. 285).

Чтобы малые турбины тоже обладали хорошим коэффициентом полезного действия, они должны быть многоступенчатыми; тогда сокращается диаметр рабочего колеса и, следовательно, сокращаются потери, и достигается полный подвод пара; в связи со стремлением к умеренному числу ступеней получаются высокие числа оборотов — турбины строятся с зубчатыми передачами. Такая турбина для 500 эф. л. с. при 9000 об. в мин. фирмы WUMAG представлена на рис. 369; ротор сделан из одного куска, диаметр расчетной окружности 440—480 мм.

II. Турбины средней и крупной мощности.

Они строятся в виде активных или реактивных турбин с активными ступенями в части высокого давления. Многоступенчатая конструкция при большом перепаде требует нескольких корпусов; при больших мощностях

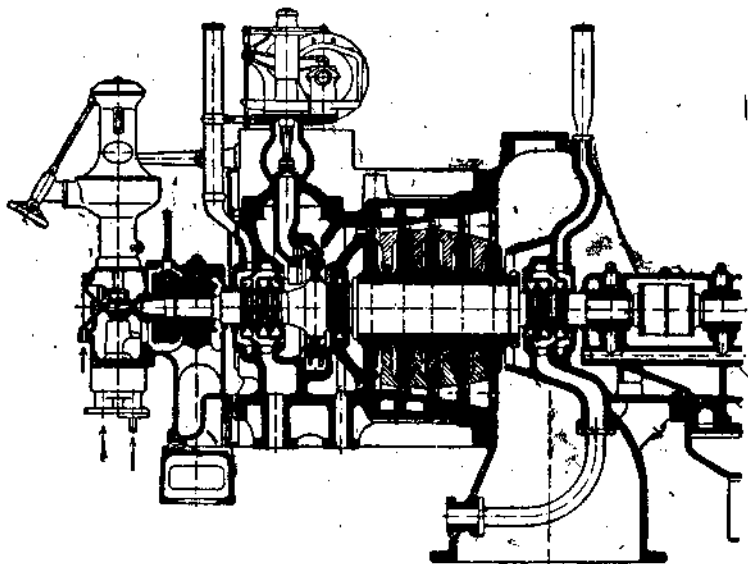


Рис. 370. Турбина с передачей для 1000 kW (AEG).

и высоком вакууме ступени низкого давления приходится подразделять, так что получается двух—четырепотоочная турбина. При мощностях примерно до 40 000 kW применимо число оборотов 3000 в минуту, при больших мощностях обычно применяется 1500 об. в мин. При средних мощностях применяются также турбины с большим числом оборотов и с зубчатой передачей.

Представленная на рис. 370 турбина AEG с зубчатой передачей для 1000 kW, 7000 об. в мин. является активной турбиной, только обе последние ступени работают с небольшой реакцией; регулирование производится посредством пяти сопловых вентилей и поворотного сервомотора (рис. 297); вал имеет уступы в уплотнениях и подшипниках для сокращения потерь. Качественный коэффициент около 1850.

Конденсационная турбина той же фирмы для 3000 kW, $n=3000$ об. в мин. представлена на рис. 371 в новейшем исполнении, с активной частью

высокого давления и реактивной частью низкого давления. Направляющие аппараты в части высокого давления помещены в особых вставных частях из литой стали. Качественный коэффициент 2200, $\eta_e = 0,75$. При высоких

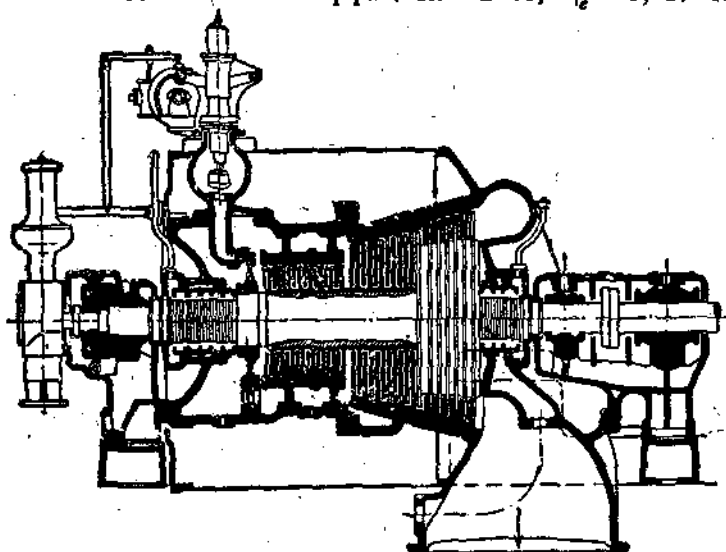
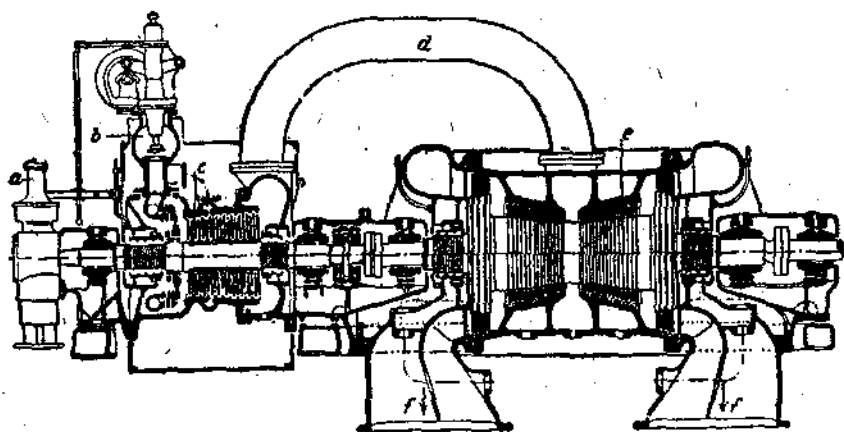


Рис. 371. Конденсационная турбина 3000 kW (AEG).

давлениях и большом перепаде применяется двухкорпусная турбина, согласно рис. 372, для 10 000 и 20 000 kW, $n = 3000$ об. в мин.; ротор высокого давления — из одного куска, часть низкого давления двойная, реактивная, обе



а — скоростной регулятор с — турбина ВД е — турбина НД
б — свежий пар d — перепуск в турбину НД f — мягкий пар

Рис. 372. Двухкорпусная турбина, от 10 до 20 000 kW, $n = 3000$ (AEG).

части работают при скорости ниже критической. Жесткая муфта. Осевого давления нет. Пароотводный патрубок с диффузорным действием ¹⁾.

Однокорпусная конденсационная турбина фирмы WUMAG (рис. 373) для 5000 kW, $n = 3000$ об. в мин. имеет регулирование торможением (рис. 289)

¹⁾ Описание двухвальной турбины AEG для 70 000 kW см. Z. V. d. I., 1927, стр. 1869.

и ручные добавочные вентили; при высоких требованиях, предъявляемых к регулированию, применяется комбинированное регулирование торможением и соплами (рис. 315, стр. 293).

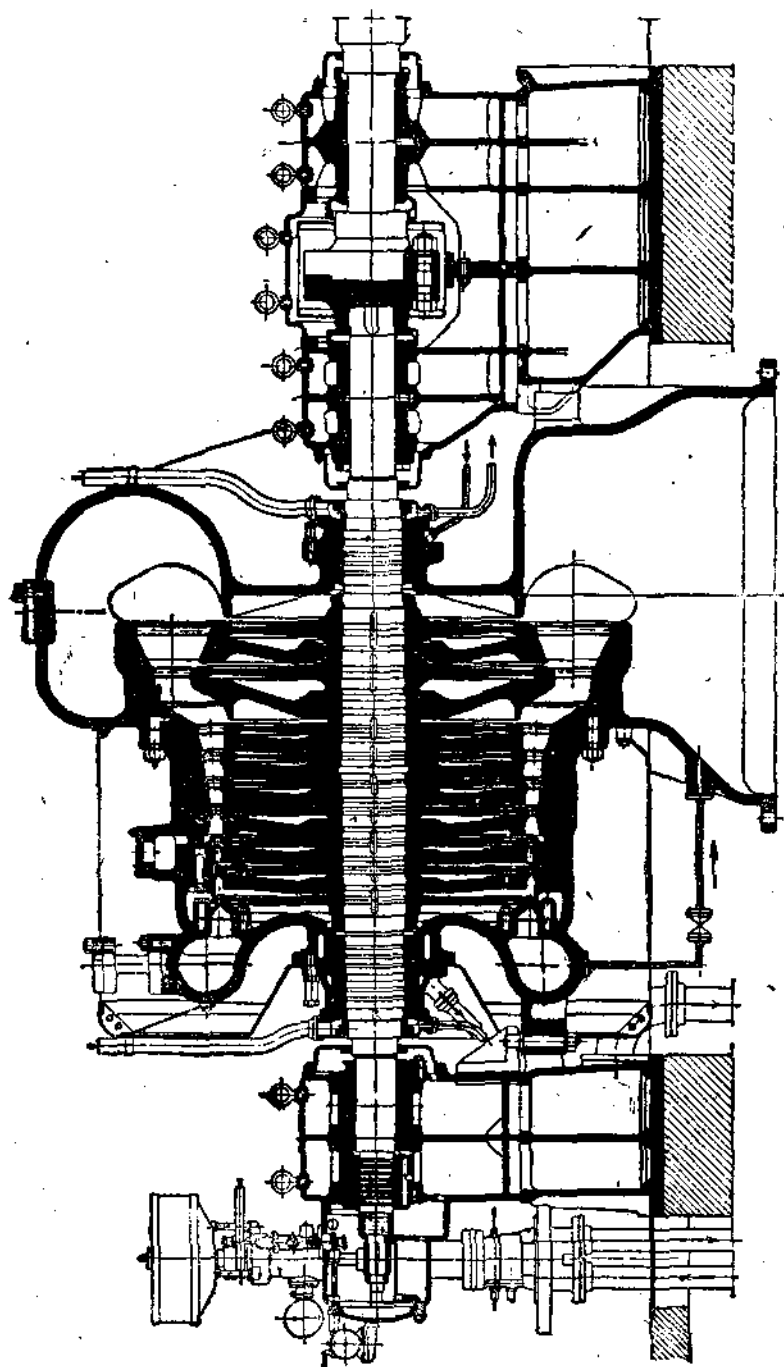


Рис. 373. Конденсационная турбина, 5000 kW (WUMAG).

Двухкорпусная турбина фирмы WUMAG для 10000 kW, $n = 3000$ об./мин. с трехкратным отъемом пара для подогрева питательной воды представлена на рис. 374; часть высокого давления многоступенчатая, ступени низкого давления имеют большой диаметр. При высоком вакууме и больших

мощностях приходится подразделять ступени низкого давления, чтобы лопатки не получились слишком длинными, как это показано на рис. 375 для турбины мощностью 12 500 kW при $n = 3000$ об. в мин., с однократным отъемом пара

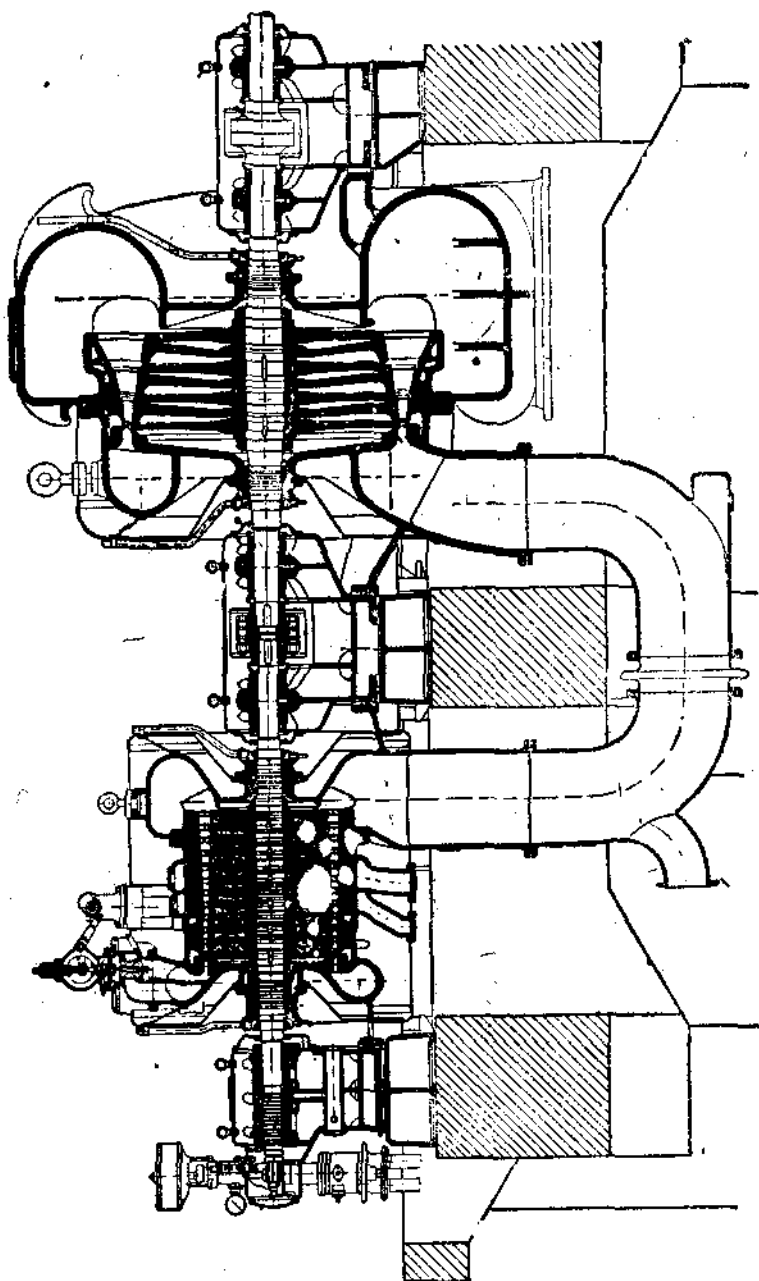


Рис. 374. Двухкорпусная турбина WUMAG для 10 000 kW, $n = 3000$.

и подразделением только последней ступени. Фирма WUMAG предпочитает исполнение с 3000 об. в мин. вплоть до максимальных выполнимых для этой скорости мощностей (около 40 000 kW), причем необходимо многократно подразделять ступени низкого давления, как это показано на рис. 376 для четырехпоточной турбины мощностью 30 000 kW при 32 атм., 410° С. Это

позволяет гораздо лучше использовать высокий вакуум. Кожух высокого давления висит на подшипниках, кожух низкого давления с четырьмя пароводными патрубками для четырех конденсаторов покоится на верхних

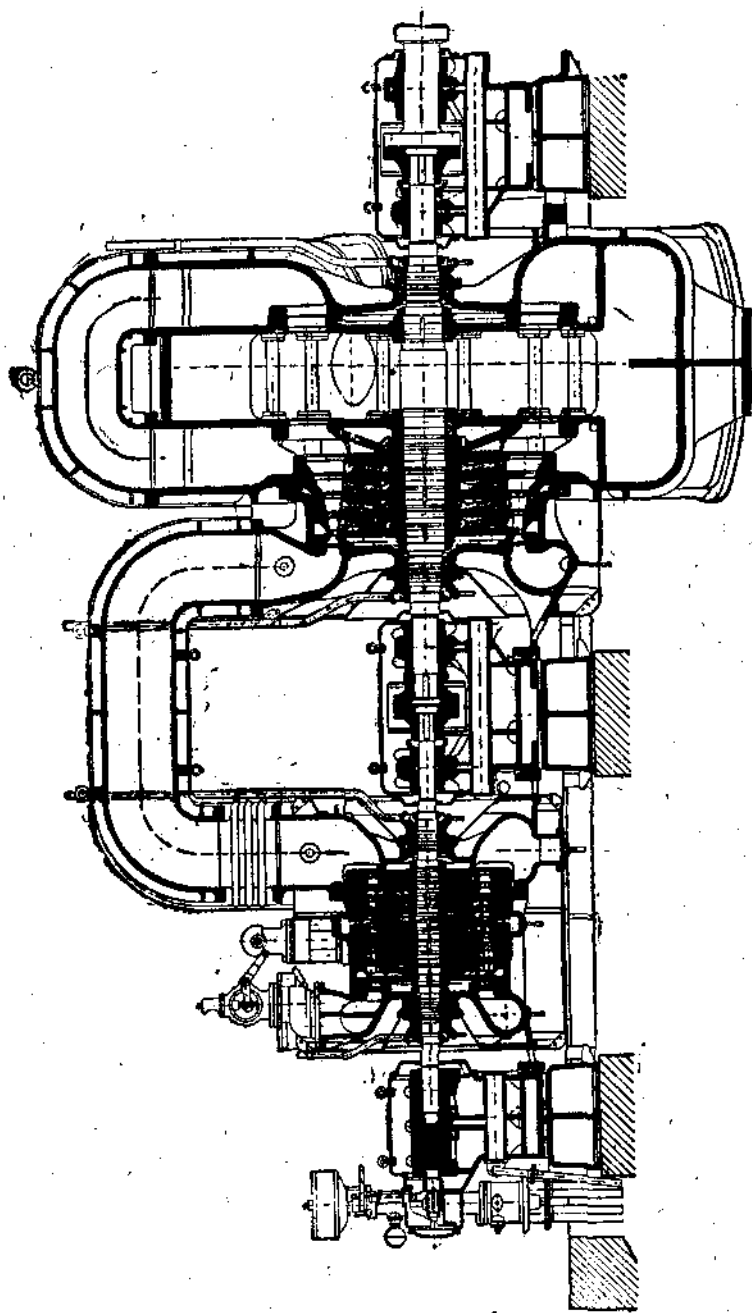


Рис. 375. Двухкорпусная турбина с подразделенной ступенью НД, 1000 kW (WUMAG).

боковых лапах; подвод пара двойной через два запорных и два регулировочных вентилей по трубопроводу к сопловым вентилям. При высоком давлении свежего пара, но худшем вакууме эта модель пригодна для мощностей до 80 000 kW.

Активная турбина фирмы Бергман (BEW) (рис. 377) для 3000 kW, $n = 3000$ об. в мин. имеет порознь вставленные в кожух направляющие аппа-

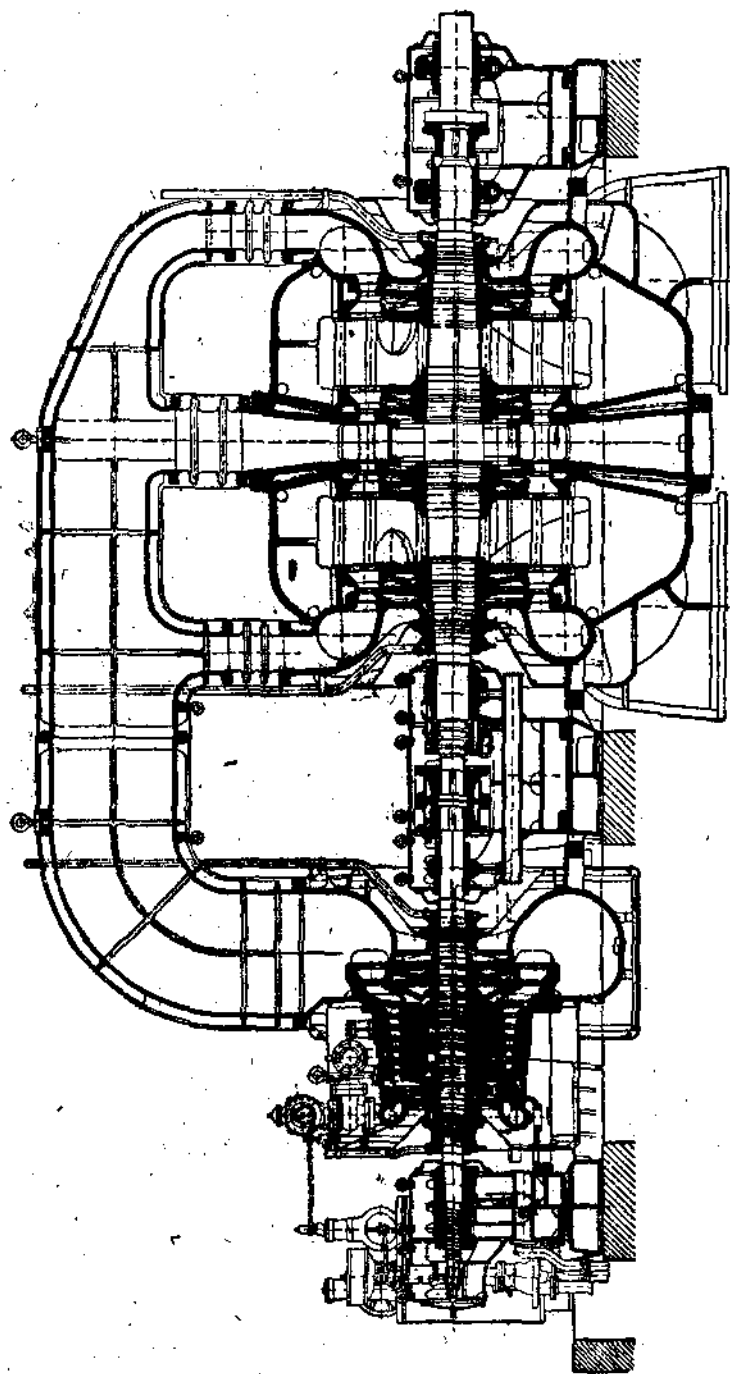


Рис. 376. Двухкорпусная четырехступенчатая турбина, 3000 kW, $n = 3000$. (WUMAG).

раты; ротор — из целого куска; регулирование — согласно рис. 298. Двухкорпусная турбина для 12500 kW, $n = 3000$ об. в мин., представлена на рис. 378 с подразделенной последней ступенью; часть высокого давления имеет осо-

бую вставную часть, в которой отлит кольцевой канал и вставлены направляющие аппараты, так что обеспечено свободное расширение.

Двухкорпусная турбина фирмы MAN для 13 000 kW, $n = 3000$ об. в мин. представлена на рис. 379 с регулированием торможением. При больших мощностях и высоком вакууме ступени низкого давления подразделены на 2, 3 и 4 части.

Фирма MAN строит также турбины системы Юнгстрема; на рис. 380 дан разрез такой турбины мощностью 3000 kW, $n = 3000$ об. в мин. Это — реактивная турбина. Системы лопаток у нее вращаются в противоположных

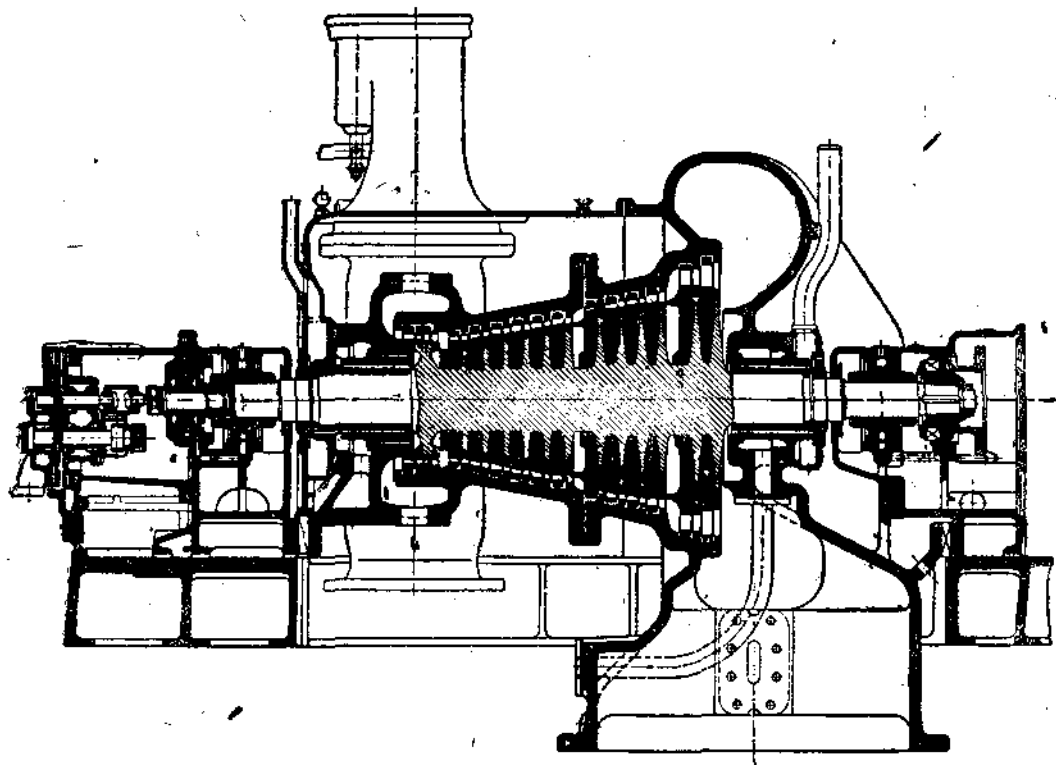


Рис. 377. Активная турбина, 3000 kW (BEW).

направлениях, так что вращаются не только рабочие, но и направляющие лопатки и от турбины приводятся два генератора. Лопатки сидят в кольцах *b*, выдерживающих собственный вес и соединенных с дисками *a*, сидящими на валах, посредством вальцованных шарнирных колец; эти диски в свою очередь шарнирно соединены с выравнивающими давление дисками *c*, которые снабжены лабиринтами, входящими в лабиринты неподвижных уравнительных дисков *d*. Уплотнение — см. на рис. 236, стр. 231. Пар подводится по трубопроводу *3* и кожух.

Однокорпусная турбина типа Целли фирмы Эшер Вис и К° (EWC), мощностью 14 000 kW при $n = 3000$ об. в мин., представлена на рис. 381; кожух отлит из стали, спереди подвешен к подшипнику, сзади привинчен к паровыводному патрубку, который опирается своими лапами на фундаментную раму. Направляющие колеса укреплены согласно рис. 148, стр. 174. Регулирование торможением — согласно рис. 291. Перегрузка перед третьей ступенью,

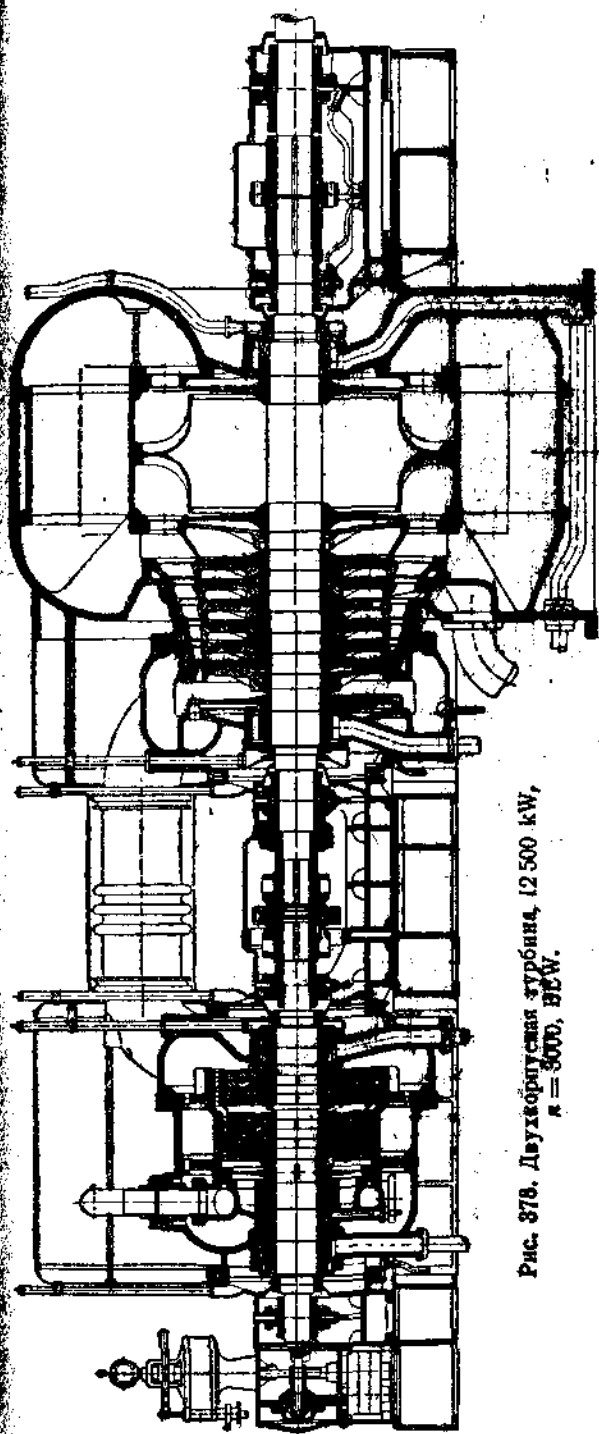


Рис. 378. Двухкорпусная турбина, 12 500 kW,
 $n = 3000$, ВЭУ.

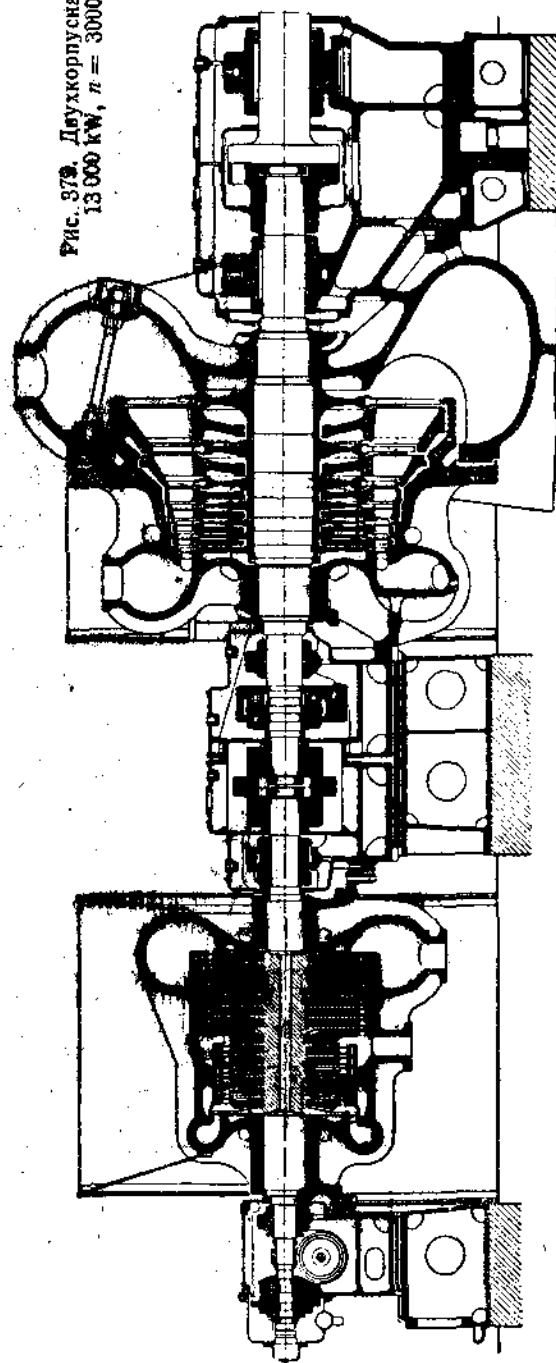


Рис. 379. Двухкорпусная турбина,
13 000 kW, $n = 3000$, МАН.

отъем пара для подогрева питательной воды — за пятой ступенью. При больших мощностях турбина двухкорпусная (рис. 382), при высоком вакууме

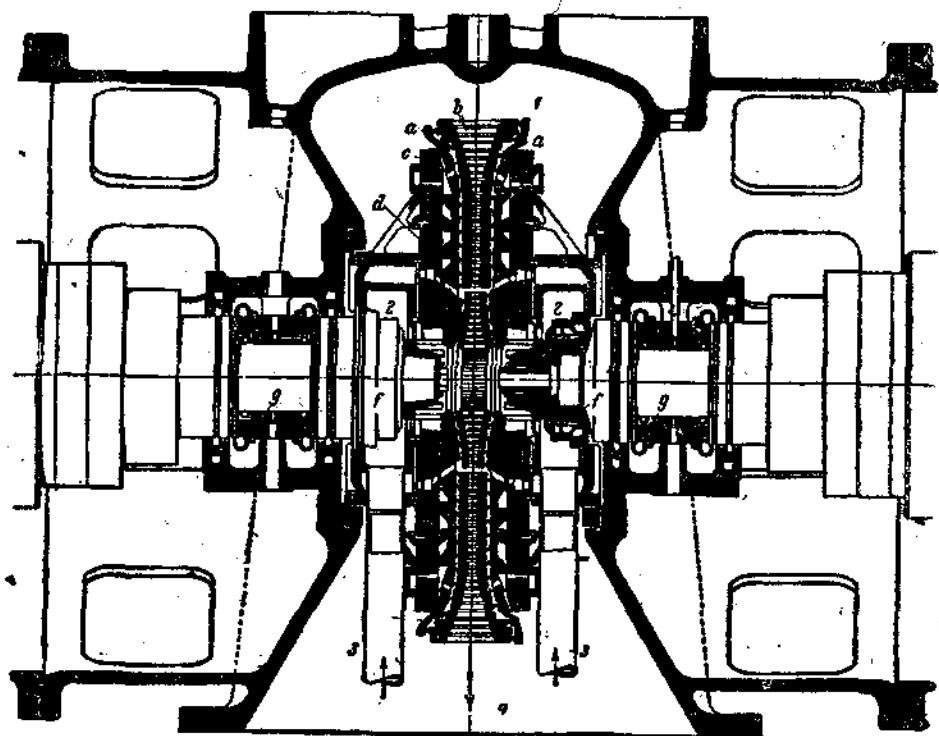


Рис. 380. Турбина Юнгстрема, фирмы MAN.

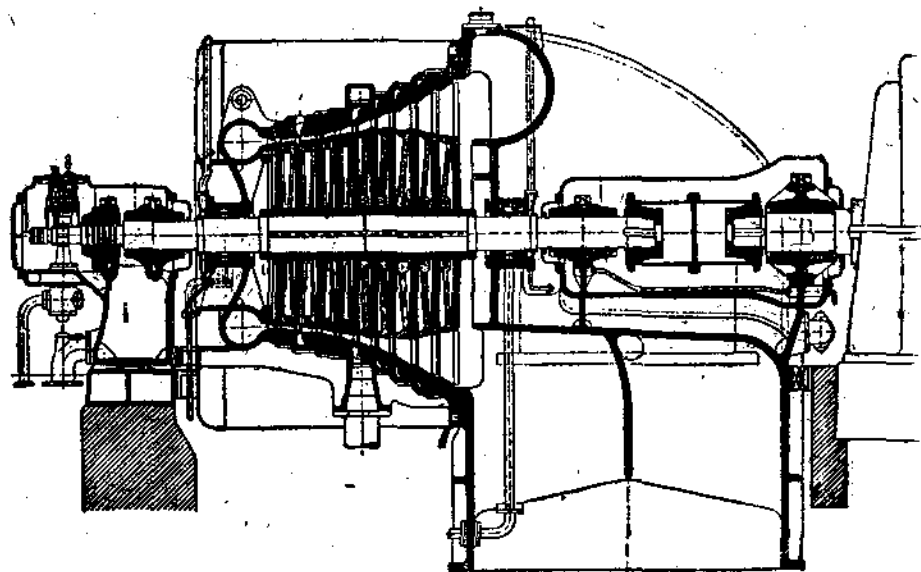


Рис. 381. Турбина Целли, 14 000 kW, $n = 3000$, EWS.

часть низкого давления подразделена для мощностей до 40 000 kW при $n = 3000$ об. в мин.

Фирма BBC строит свои турбины в виде реактивных турбин, с одной активной регулируемой ступенью или с несколькими активными ступенями в части высокого давления; на рис. 383 показана турбина для 2000 kW, $n=3000$ об. в мин., с барабанным ротором. При больших мощностях реактив-

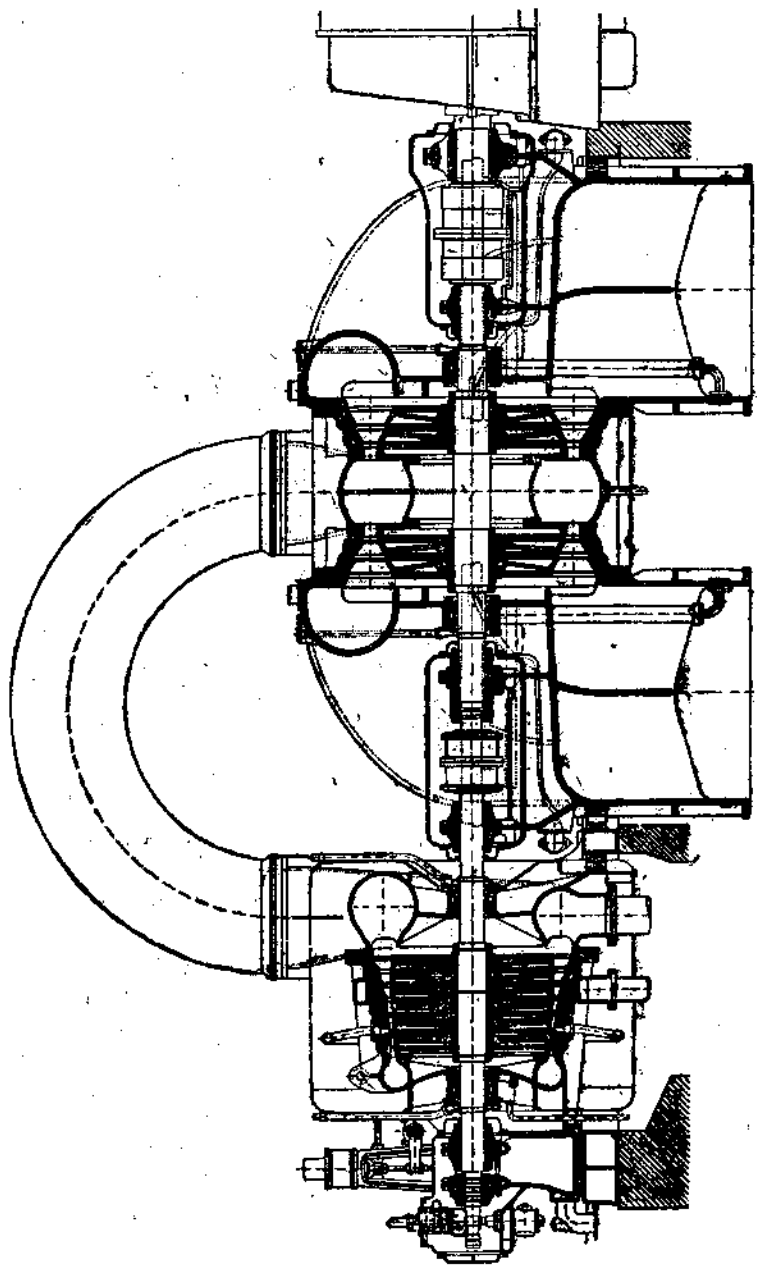


Рис. 382. Двухкорпусная турбина, 40 000 kW, $n=3000$, BBC.

ные лопатки вставляются в диски со сквозным валом; на рис. 384 показано такое исполнение для 6500—10 000 kW, $n=3000$ об. в мин., с 6 активными и 11 реактивными ступенями. Пар через неплотности разгрузочного поршня и мятый пар вспомогательной конденсационной турбины поступает в пространство перед реактивными ступенями. В турбинах этой же конструкции можно при 1500 об. в мин. сосредоточивать 50 000 kW. При большом перепаде тур-

бина строится двух- или трехкорпусной, при крупных мощностях — двухпоточной в части низкого давления. На рис. 385 она показана для мощностей от 20 000 до 50 000 kW при $n = 1500$ об. в мин. Ее же можно исполнить для мощности до 85 000 kW. Так как пар направлен в турбинах в противоположные стороны, то осевое давление уравновешено; при еще больших мощностях

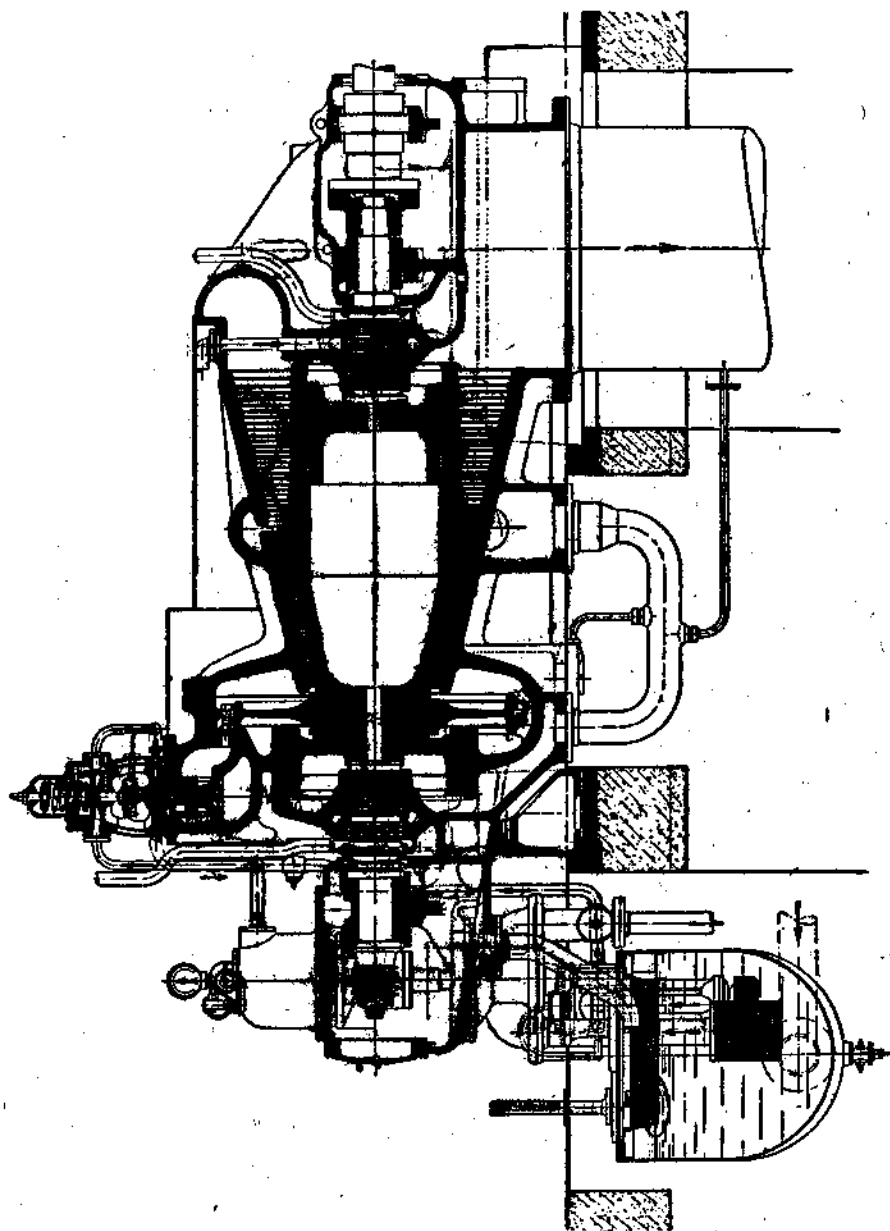


Рис. 383. Реактивная турбина, 2000 kW, с барабанным ротором, ВЭС.

применяется двухвальное расположение. Оно применено для самой большой из существующих в настоящее время турбин¹⁾ мощностью 160 000 kW.

¹⁾ Для электроцентрали Hellgate в Нью-Йорке. Часть высокого давления 75 000 kW, $n = 1800$ об. в мин., двухпоточная часть низкого давления мощностью 85 000 kW, $n = 1200$ об. в мин.

Прим. ред. Эта турбина в настоящее время не является уже самой большой. Турбина наибольшей мощности построена фирмой General Electric Co мощностью 308 000 kW.

Турбины фирмы GHH имеют одно активное колесо, нормально — со ступенями скорости, и реактивные ступени в виде дисков (рис. 386); регулирование — согласно рис. 314, стр. 292.

Турбины фирмы I. A. Maffei по системе Мельмс и Пфеннингер первые имели перед реактивными ступенями одно активное колесо; кожух и под-

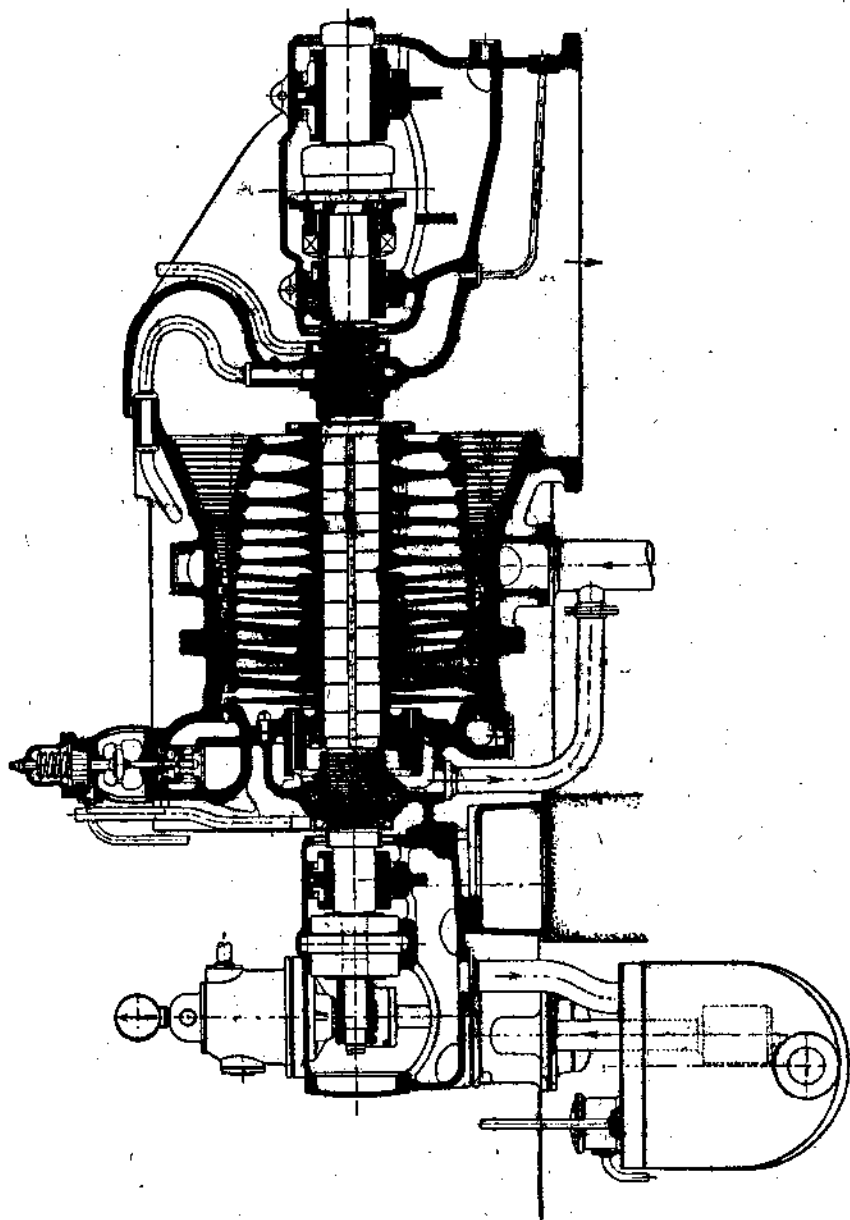


Рис. 384. Активно-реактивная турбина, 6500—10 000 kW, $n = 3000$, ВВС.

шипники отлиты заодно (см. рис. 266); новейшее исполнение барабана см. на рис. 209. Двухпоточная турбина для крупных мощностей представлена на рис. 387, ротор — см. на рис. 208, стр. 214.

Турбины фирмы Борзиг строятся для небольших мощностей в виде активных, для больших — в виде комбинированных активно-реактивных турбин по брюннской конструкции; при высоких давлениях — по большей части в виде многокорпусных турбин.

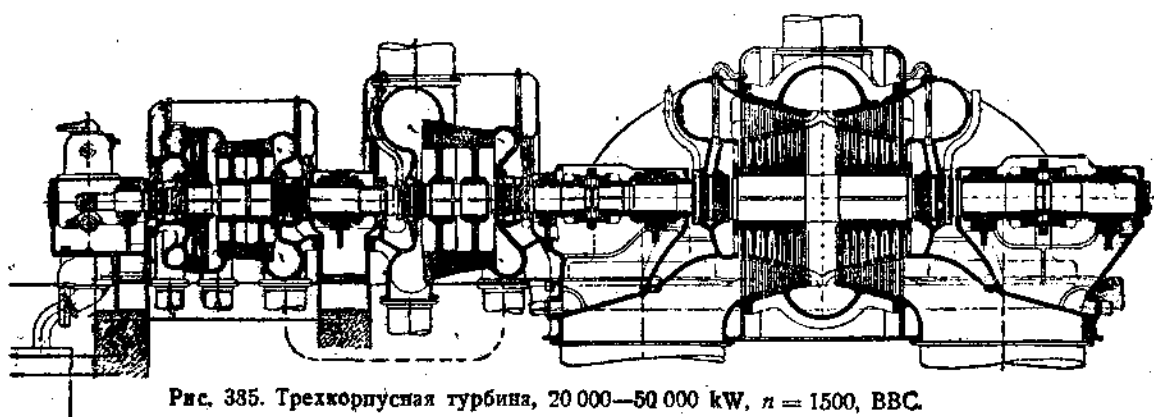


Рис. 385. Трехкорпусная турбина, 20 000—50 000 kW, $n = 1500$, ВВС.

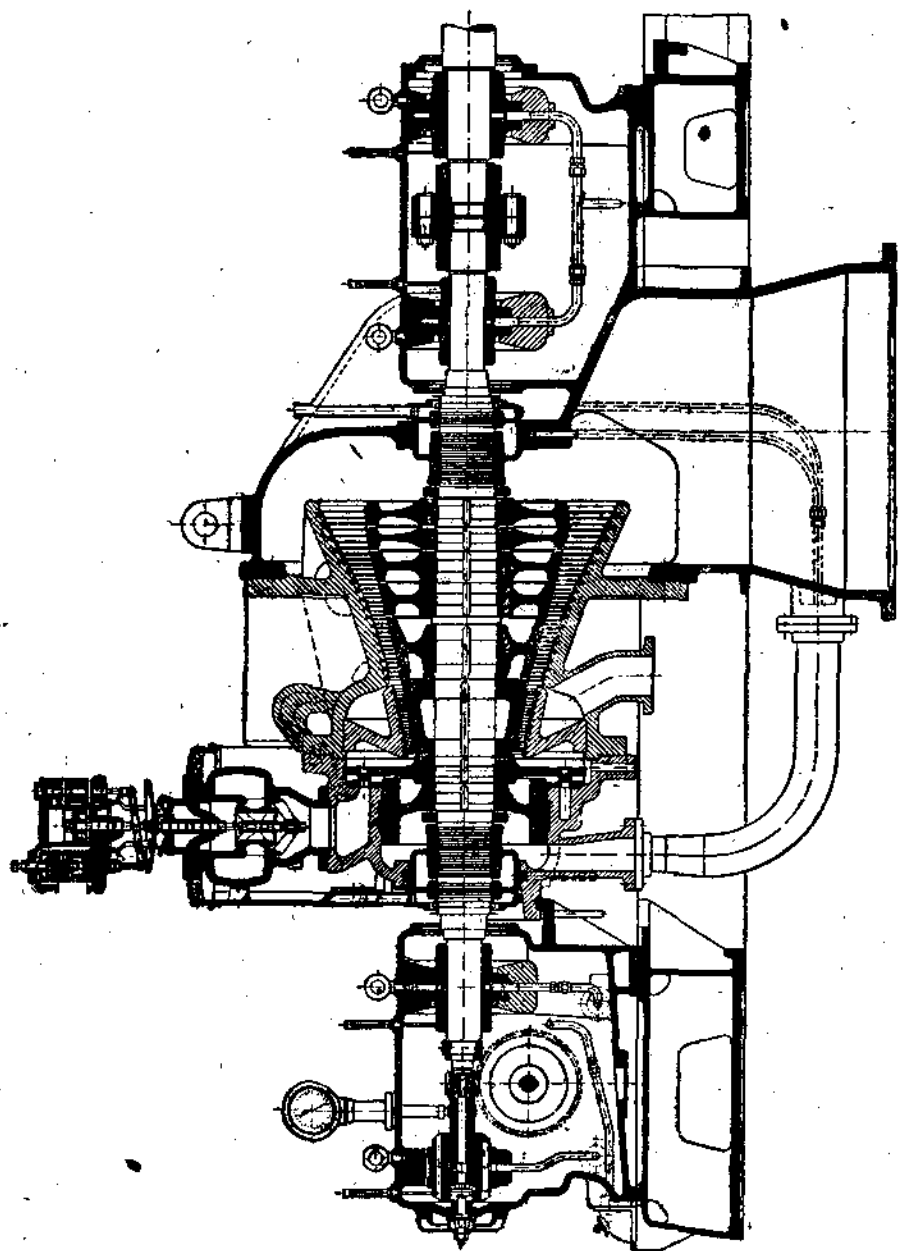


Рис. 386. Конденсационная турбина, ГНН.

Турбины фирмы SSW типа Редер имеют одну активную и остальные реактивные ступени; рис. 388 изображает турбину мощностью 3000 kW при $n=3000$ об. в мин. Кожух в осевом направлении разделен на три части. Передняя часть сделана заодно с подшипником, а задняя — заодно с паротвод-

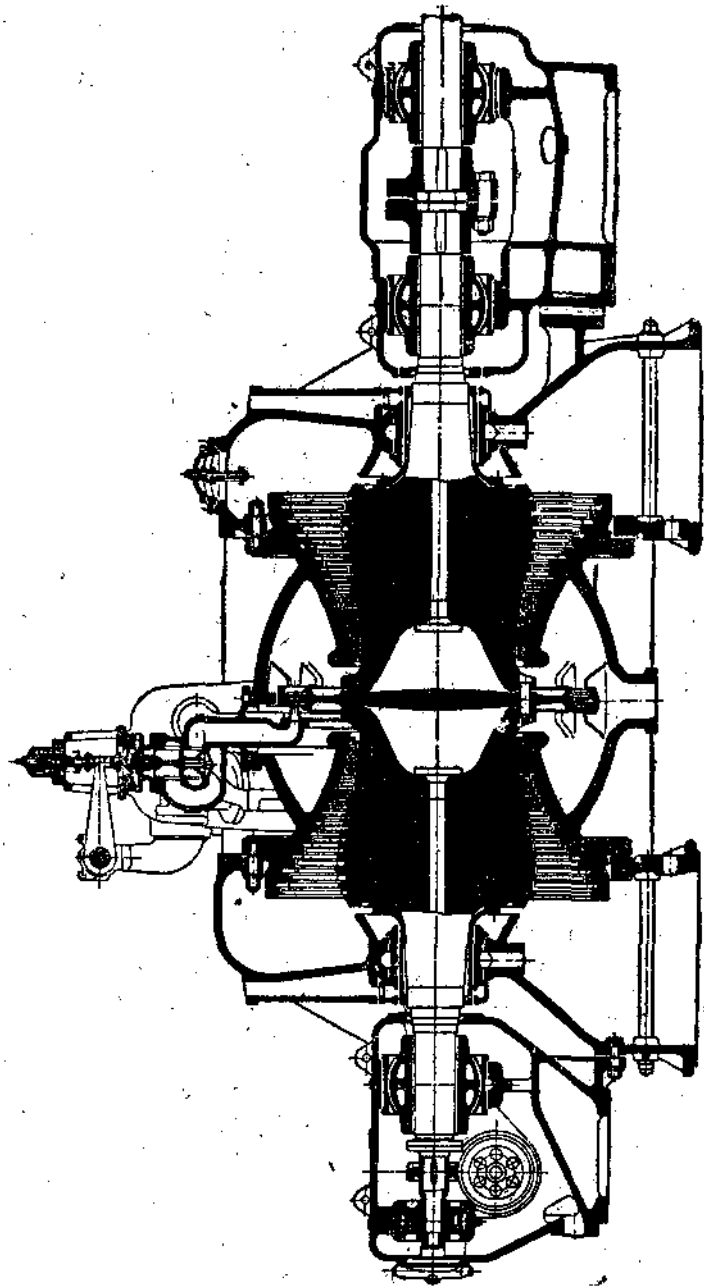


Рис. 387. Двухпоточная турбина I. A. Maffei.

ным патрубком. Барабан свинчен согласно рис. 207; регулирование — согласно рис. 302—306, стр. 285—287.

Турбины фирмы Крупп строятся по типу Брюннского о-ва, см. ниже (стр. 359).

Фирма FMA строит турбины в виде активных турбин с колесом Кертиса в части высокого давления.

III. Турбины высокого давления.

С тех пор как начали применять пар с давлением выше 30 атм., значение турбин высокого давления непрерывно возрастает. Для сокращения потерь они должны иметь, начиная от первой ступени, полный подвод пара.

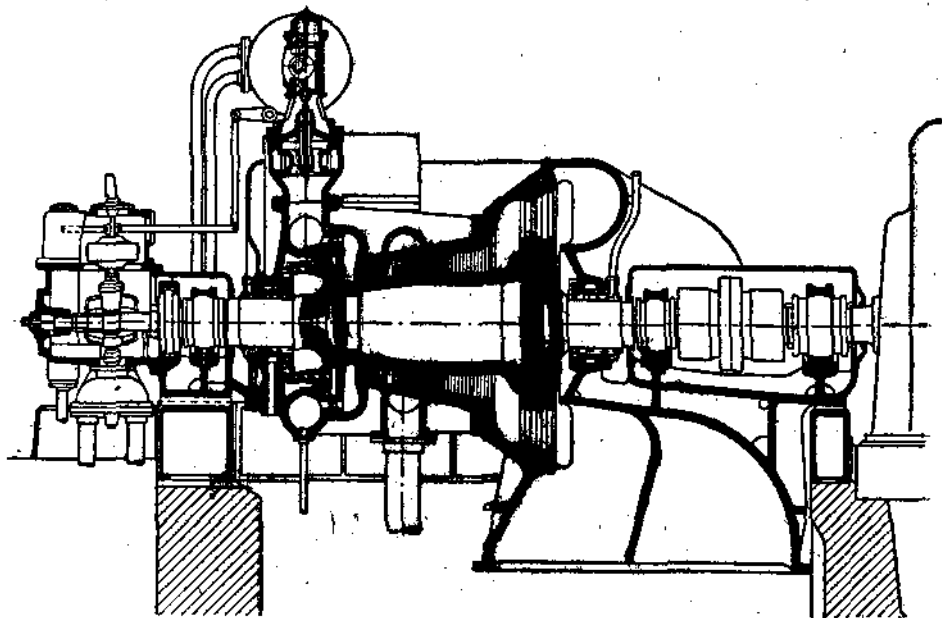


Рис. 388. Турбина 3000 kW, SSW-Редер.

В связи с этим получаются очень малые диаметры и высоты лопаток, требующие высокого числа оборотов, которое нужно понижать посредством зубча-

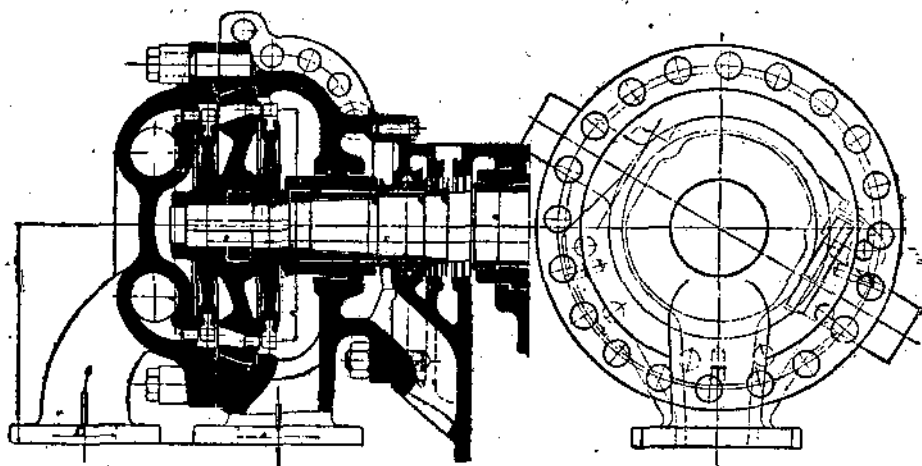


Рис. 389. Предвключенная турбина высокого давления, ВВС.

тых передач. Такие турбины часто исполняются в виде самостоятельных предвключенных турбин и служат предварительной ступенью для турбин, работающих под менее высоким, общеупотребительным давлением, тем самым

делая возможным переход к работе с высоким давлением пара без переоборудования всей установки. Предвключенные турбины работают как турбины с противодавлением: их отработавший пар заодно с паром существующей котельной установки перерабатывается в других турбинах.

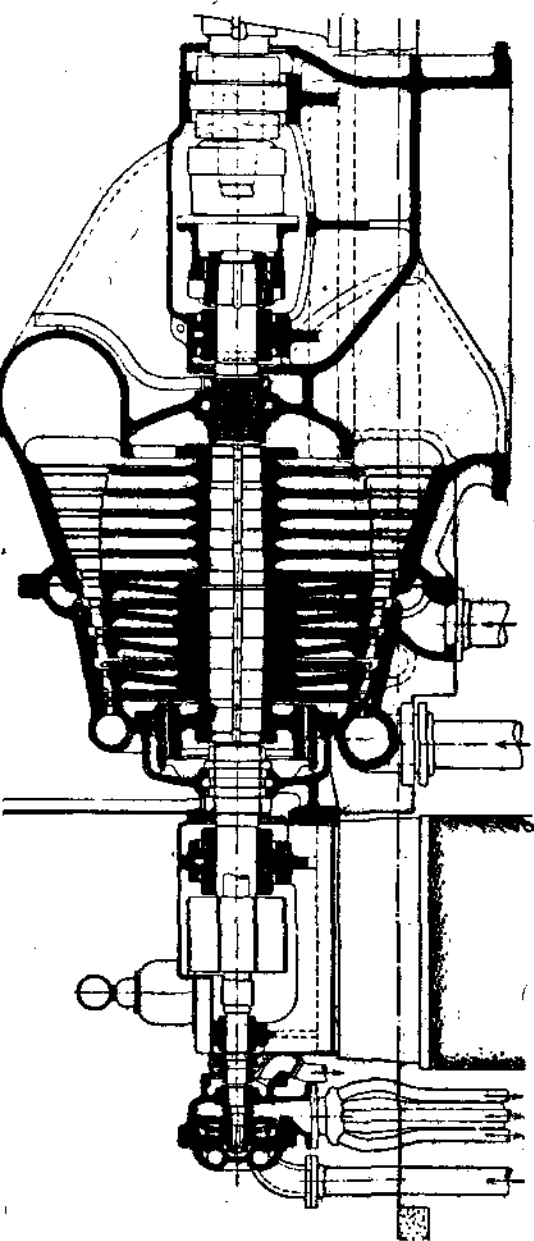


Рис. 389. Предвключенная турбина с передачей движения на вал главной турбины, ВВС.

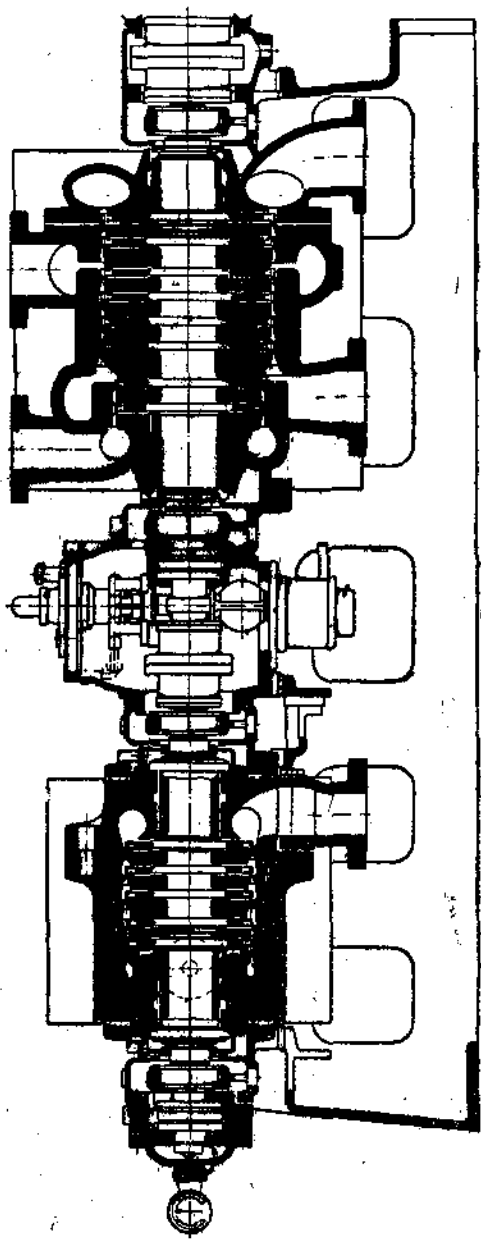


Рис. 391. Турбина высокого давления для 180 атм., с отъемом пара и промежуточным перегревом, ВВС.

Предвключенная турбина фирмы ВВС представлена на рис. 389. Она состоит из двух таких двойных ступеней; чтобы не было надобности в уплотнении высокого давления, рабочие колеса сидят на концах валов. Турбина предназначена для 80—100 атм. и дает при четырех колесах около 3000 kW, причем число оборотов $n = 10\,000$ понижается передачей до 3000; подовод пара производится по пучку труб, вследствие чего реакция от трубопровода на кожухе при расширении незначительна. Предвключенная турбина, в качестве самостоятельной единицы, может при посредстве зубчатой передачи

вращать генератор или работать на вал другой турбины, как это представлено на рис. 390.

На рис. 376 показана турбина высокого давления фирмы WUMAG для 32 атм. изб. (стр. 335).

При высоких давлениях обычно избегают радиального разделения кожуха, чтобы обойти затруднения, связанные с уплотнением стыков; тогда кожух снабжается только одной крышкой, направляющие аппараты монтируются при этом в вертикальном положении между рабочими колесами и вставляются вместе с ними в кожух со стороны выхода пара.

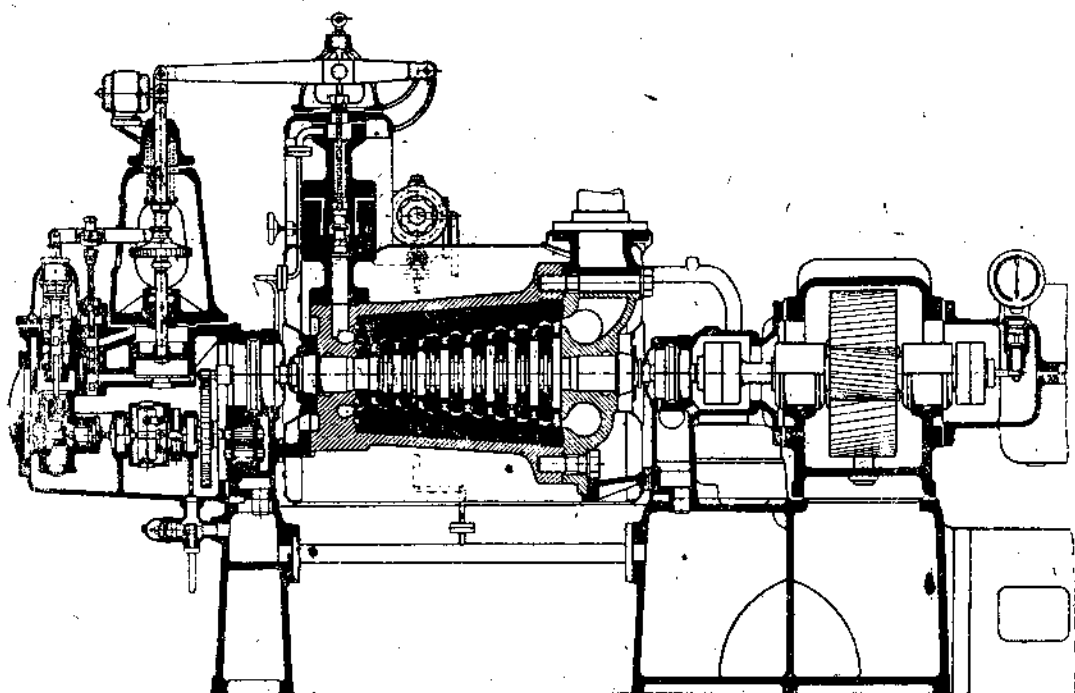


Рис. 392. Предвключенная турбина для 100 атм. и противодавления 15 атм., EWC.

На рис. 392 показана предвключенная турбина фирмы EWC для 100 атм., 400°C ; противодавление 15 атм., 10000 кг/час пара, 1000 kW при $n=10000$, понижаемых передач до 3000; неразъемный кожух откован из стали, проточная часть соответствует гиперболоиду вращения, ротор откован из одного куска. Турбина для 180 атм. 425°C фирмы EWC представлена на рис. 391; она исполнена в виде двухкорпусной турбины в виду промежуточного отъема пара при 34 атм. (4000 кг/час). Перед впуском во второй корпус происходит промежуточный перегрев до 400° . Второй отъем в размере 8000 кг/час производится при 10 атм. абс., остальной же пар расширяется до 6,5 атм. Эти турбины в работе вполне оправдались.

Турбина с противодавлением для высокого давления фирмы Крупп представлена на рис. 409 (стр. 359).

IV. Паротурбинные установки.

Общее расположение установки должно быть приведено в соответствие с требованиями эксплуатации и местными условиями (расположением котельного здания, подводом и отводом охлаждающей воды и т. д.). Необходимо позаботиться о доступности, удобном обслуживании и целесообразном размещении трубопроводов.

Фундаменты за последнее время делают обычно из железобетона, причем к нагрузке перекрытий нужно еще делать надбавку в размере 300%, чтобы учесть сотрясения; такие фундаменты гораздо легче кирпичных, и в них можно делать гораздо большие проемы, которые весьма улучшают доступность и обзорность конденсационной установки. В машинном здании нужно иметь достаточно места для снятия верхней части кожуха при демонтаже, причем надо учитывать нагрузку перекрытия.

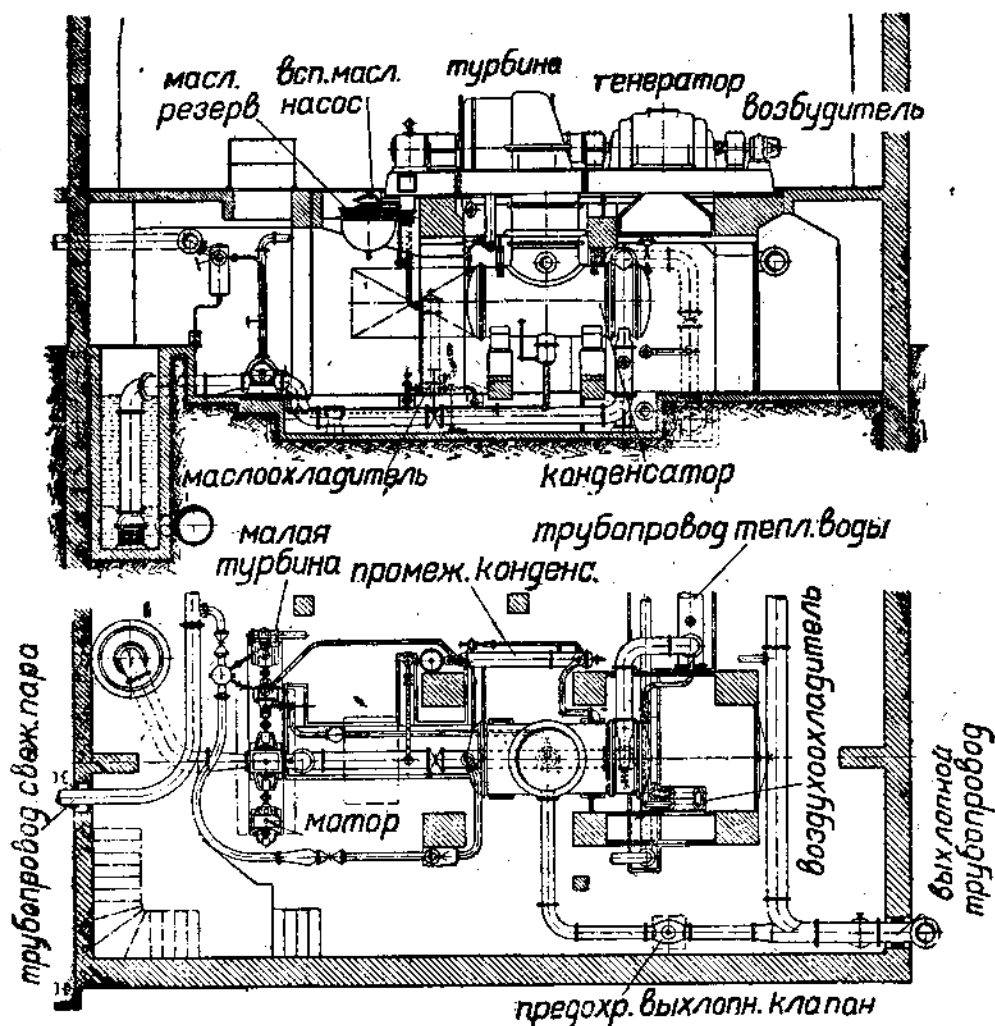


Рис. 393. Паротурбинная установка фирмы Гумбольдт.

Ситуационный план для турбоагрегата мощностью 5000 kW фирмы Гумбольдт представлен на рис. 393 с пароструйным воздушным эжектором и приводимым от паровой турбины и электродвигателя комплектом насосов для конденсата и охлаждающей воды.

Ситуационный план для турбодинамо фирмы WUMAG показан на рис. 394 с 2 конденсаторами, 2 насосами охлаждающей воды, приводимыми от турбины, и пароструйными воздушными эжекторами.

Конденсационная установка фирмы MAN с двойным насосным комплектом и водоструйным воздушным насосом показана на рис. 395.

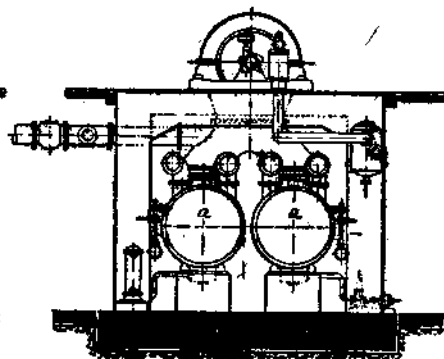
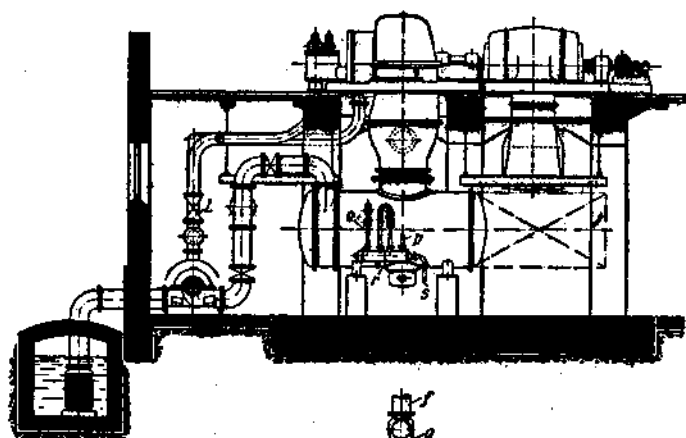


Рис. 394. Паротурбинная установка WUMAG.

а—конденсатор, *б*—насос охлаждающей воды, *с*—водоотделитель, *д*—паропровод свежего пара, *е*—маслоохладитель, *ж*—предохранительный выпускной трубопровод, *г*—предохранительный выпускной вентиль, *и*—конденсатный насос и двигатель, *к*—всасывающий трубопровод охлаждающей воды, *л*—напорный трубопровод теплой воды, *м*—вспомогательная турбина, *о*—пароструйный воздушный насос, *р*—отвод паров, *т*—подогреватель, *с*—к баку питательной воды, *т*—автоматический переключающий вентиль.

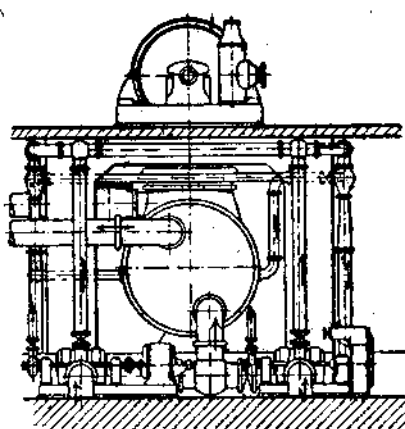
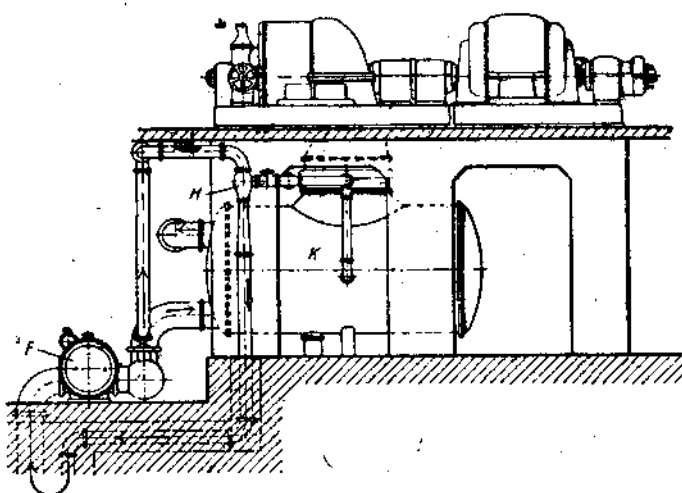
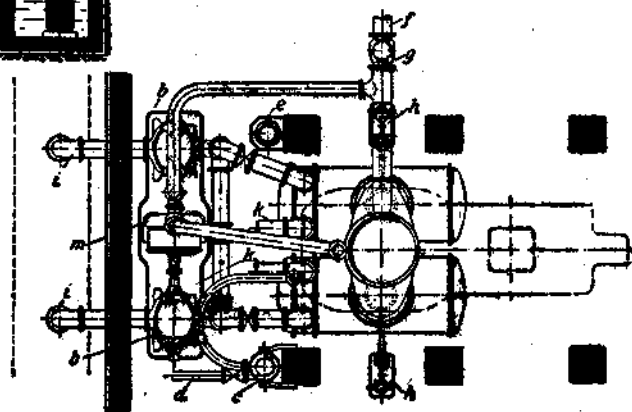
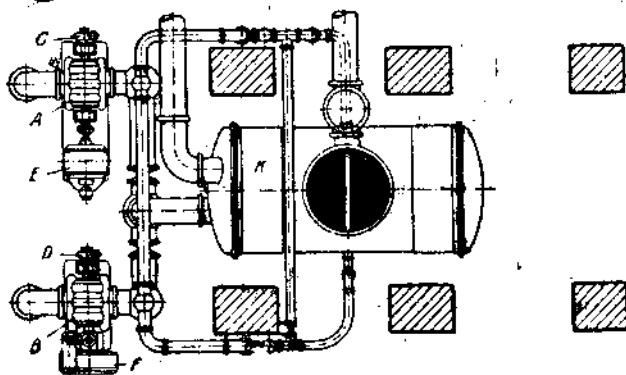


Рис. 395. Паротурбинная установка MAN.

А и *В*—насосы охлаждающей воды, *С* и *Д*—конденсатные насосы, *Е*—электродвигатель, *Ф*—малая паровая турбина, *Н*—пароструйные воздушные насосы, *К*—конденсатор.



ТУРБИНЫ ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНЫХ ЦЕЛЕЙ

Для выработки механической энергии, в стремлении к высокому термическому коэффициенту полезного действия, выгодно использовать как можно больший перепад. Мы видели из рис. 10 на стр. 16, что термический коэффициент полезного действия не велик даже при большом перепаде и высоком вакууме: подавляющая часть затраченного тепла отводится в неиспользованном виде, как это видно также из диаграммы *is* на рис. 9, стр. 15. Это отходящее тепло, не может быть, правда, утилизировано для турбины, ибо у него уже отсутствует какой-либо температурный и тепловой перепад, но есть возможность использовать эту теплоту для других целей — отопления, выпаривания, сушки, варки и т. д. Тогда общее использование тепла значительно улучшается и теоретически может быть доведено до 100%, поскольку используется вся теплота испарения и поскольку конденсат служит питательной водой для котла.

Так как отработавший пар при вакууме имеет обычно слишком низкую температуру для упомянутых целей, да и имеет неудобно большой удельный объем, то пару дают выходить из турбины при повышенном противодавлении. Использование пара в турбине тогда, правда, уменьшается, но достигается использование всего отходящего тепла, т. е. улучшение экономичности.

Как велико должно быть противодавление, — это зависит от цели применения отработавшего пара; говоря безотносительно, противодавление следует выбирать по возможности низкое.

Такое комбинирование выработки механической и тепловой энергии в турбинах, работающих с противодавлением, значительно экономичнее отдельной выработки механической энергии в конденсационной турбине и нагревательного пара в особых котлах или же торможения рабочего пара до желательного давления. Но турбина с противодавлением уместна в тех только случаях, когда количество тепла для нагревательных целей согласуется с потребностью в механической энергии или когда избыточную механическую или тепловую энергию можно отпускать другим предприятиям. Если количество нагревательного пара меньше, нежели то количество пара, которое соответствует вырабатываемой мощности, или если потребность в нагревательном паре сильно колеблется, то не утилизируемый для нагревательных целей пар должен быть использован в дальнейших ступенях турбины до конденсаторного давления. У таких пароотъемных турбин (турбин с промежуточным отбором пара) извлекается из какой-либо ступени под соответственным давлением только требующееся количество нагревательного пара, остальной же пар работает как в конденсационной турбине. Если никакого отъема не происходит, то турбина работает как простая конденсационная турбина с противодавлением, и тогда часть низкого давления вхолостую вращается в вакууме.

За последнее время практикуется отъем пара из турбины для подогрева питательной котельной воды — промежуточный подогрев. Это улучшает круговой процесс, приближая его к процессу Карно.

С другой стороны, возможность использовать высокий вакуум в турбине

позволяет использовать мятый пар работающих на выхлоп поршневых машин (паровых молотов и прессов, машин для прокатных станков и подъемников), имеющий давление несколько выше атмосферного, в турбинах для переработки мятого пара, причем выходящий периодически или с большими перерывами мятый пар аккумулируется в аккумуляторах тепла и подводится к турбине равномерным потоком. Чтобы сделать мощность турбины независимой от количества мятого пара, перед такой турбиной можно включить часть высокого давления и подводить к этой части свежий пар в таком количестве, чтобы поддерживать желательную мощность; мятый пар ступени высокого давления смешивается с мятым паром из аккумулятора и продолжает работать в части низкого давления; такие машины называются турбинами двух давлений. При наличии достаточного количества мятого пара подобная турбина работает с вращающейся вхолостую частью высокого давления, при полном же отсутствии мятого пара — как простая конденсационная турбина.

I. Турбины с противодавлением.

А. Экономичность.

Экономичность способа работы с противодавлением по сравнению с раздельной выработкой механической энергии и тепла показать легко¹⁾.

Если p означает давление и i — теплосодержание свежего пара, p_c — противодавление, i_c — теплосодержание покидающего турбину пара (точка В на рис. 396), i_0 — теплосодержание в конце адиабатического расширения, η_i — внутренний коэффициент полезного действия турбины и G_c — работающее количество пара, то внутренняя мощность равна:

$$N_i = \frac{G_c(i - i_c)}{632,3} = \frac{G_c(i - i_0)\eta_i}{632,3} \text{ инд. л. с.} \quad (1)$$

Отходящий пар содержит тепло в количестве $G_c \cdot i_c$ кал/час.

При раздельном производстве силы и тепла мощность, вырабатываемая в конденсационной турбине количеством работающего пара G_k при давлении в конденсаторе p_0 (рис. 396) и внутреннем коэффициенте полезного действия η_{ik} (вследствие меньшего количества пара коэффициент полезного действия в части высокого давления несколько хуже, чем при работе с противодавлением), конечном тепло-

содержании i_k при выходе из турбины и i_{0k} при адиабатическом расширении, равна:

$$N_i = \frac{G_k(i - i_k)}{632,3} = \frac{G_k(i - i_{0k})\eta_{ik}}{632,3} \text{ инд. л. с.} \quad (2)$$

Так как мощность в обоих случаях должна быть одинакова, то из (1) и (2) следует:

$$G_c(i - i_c) = G_k(i - i_k)$$

и отсюда

$$G_k = G_c \frac{i - i_c}{i - i_k} = G_c \frac{(i - i_0)\eta_i}{(i - i_{0k})\eta_{ik}} \quad (3)$$

¹⁾ Cp. Zerkowitz, Das Gegendruckverfahren und seine Anwendung auf die Dampfturbine: Z. V. d. I., 1924., Pauer, Zur Entwicklung der industriellen Wärmewirtschaft, Berlin, 1922. Далее Fortschritte in der Entwicklung der Wärmewirtschaft, VDI-Verlag, 1923.

Для нагревательных целей требуется еще количество пара G_h с тепло-содержанием i ($i = \text{const}$ при торможении), и так как количества тепла в обоих случаях должны быть одинаковы, $G_e i_e = G_h \cdot i$, то получается

$$G_h = G_e \cdot \frac{i_e}{i} \text{ кг/час.} \quad (4)$$

Таким образом, при раздельной выработке требуется общее количество пара $G_h + G_e$, при комбинированной — G_e кг/час.

Расход тепла при комбинированной выработке равен:

$$Q_1 = G_e \cdot i \text{ кал/час,}$$

а при раздельной выработке

$$Q_2 = (G_h + G_e) i = G_h i + G_e i = G_h i + G_e i_e.$$

Следовательно, при G_h по уравнению (3) сбережения составляют:

$$E = G_h i + G_e i_e - G_e i = G_e \frac{i - i_e}{i - i_h} i + G_e i_e - G_e$$

или

$$E = G_e \frac{i - i_e}{i - i_h} i_h = G_e \frac{i - i_0}{i - i_{0h}} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_{ih}} \cdot i_h \text{ кал/час.} \quad (5)$$

Отсюда видно, что экономия тем больше, чем меньше i_0 , т. е. чем ниже противодавление и чем лучше η . Каков коэффициент полезного действия турбины, это не безразлично, хотя мятый пар используется. С тепло-экономической точки зрения от пара надо получить максимально возможную мощность. Максимальное сбережение достигается при $i_0 = i_{0h}$, т. е. при вакуумном отоплении, которое, однако, в виду низкой температуры практически в большинстве случаев неприменимо.

Далее из уравнения (5) следует, что при определенном давлении нагревательного пара перепад равен $i - i_0$, т. е. начальное давление и температура должны быть как можно выше; правда, тогда возрастает и $i - i_{0h}$, но в меньшей степени.

Для сопоставления работы с противодавлением и раздельной выработки механической энергии и тепла может служить соотношение затрат тепла в обоих случаях:

$$\lambda = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{G_e \cdot i}{G_h i + G_e i_e} = \frac{i - i_h}{i - i_e i_h}. \quad (6)$$

Соотношение упрощается, если сперва найти „удельное“ сбережение, т. е.

$$\epsilon = \frac{E}{Q_1} = \frac{i - i_e}{i - i_h} \cdot \frac{i_h}{i} = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_1} = \frac{Q_2}{Q_1} - 1,$$

тогда

$$\lambda = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{1}{\epsilon + 1}. \quad (7)$$

На рис. 397 показаны сбережения E , приходящиеся на 1 кг пара по уравнению (5), для различных начальных состояний и противодавлений p , при

$p_0 = 0,05$ атм. абс., причем для всех случаев положено $\eta_i = 0,78$ и $\eta_m = 0,82$; из этих кривых ясно видны влияния p , t и p_c . При этом обнаруживается

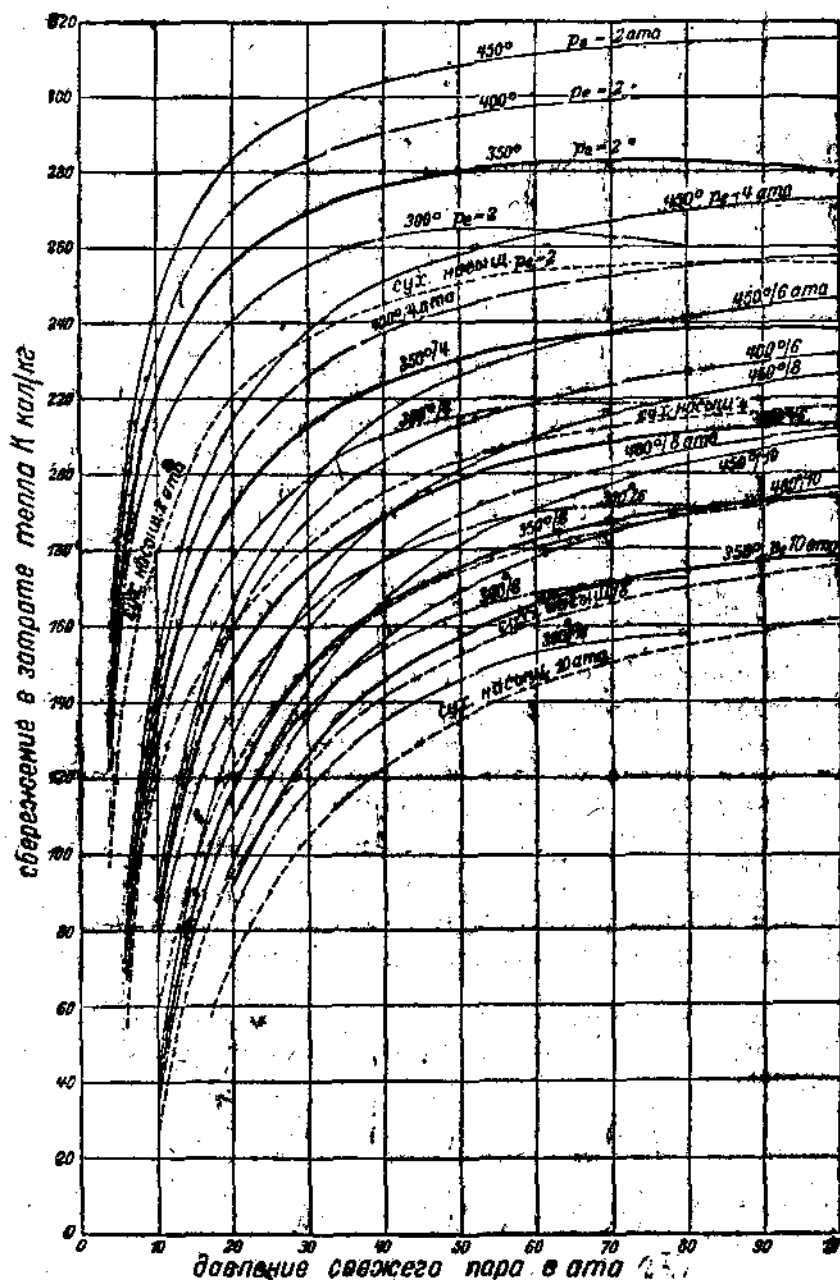


Рис. 397. Сбережение тепла на 1 кг пара при комбинированной выработке механической энергии и тепла, в зависимости от начального давления и противодавления p_c .

также преимущество применения пара высокого давления, ибо сбережения, вообще говоря, возрастают при повышенных давлениях. Для использования в турбине всегда выгодно применять пар высокого давления, как это видно

из рис. 398, где отложены перепады и термические коэффициенты полезного действия для различных температур и противодавлений в зависимости от начальных давлений; коэффициент полезного действия возрастает значительно больше, чем при конденсационной работе (см. рис. 10, стр. 16).

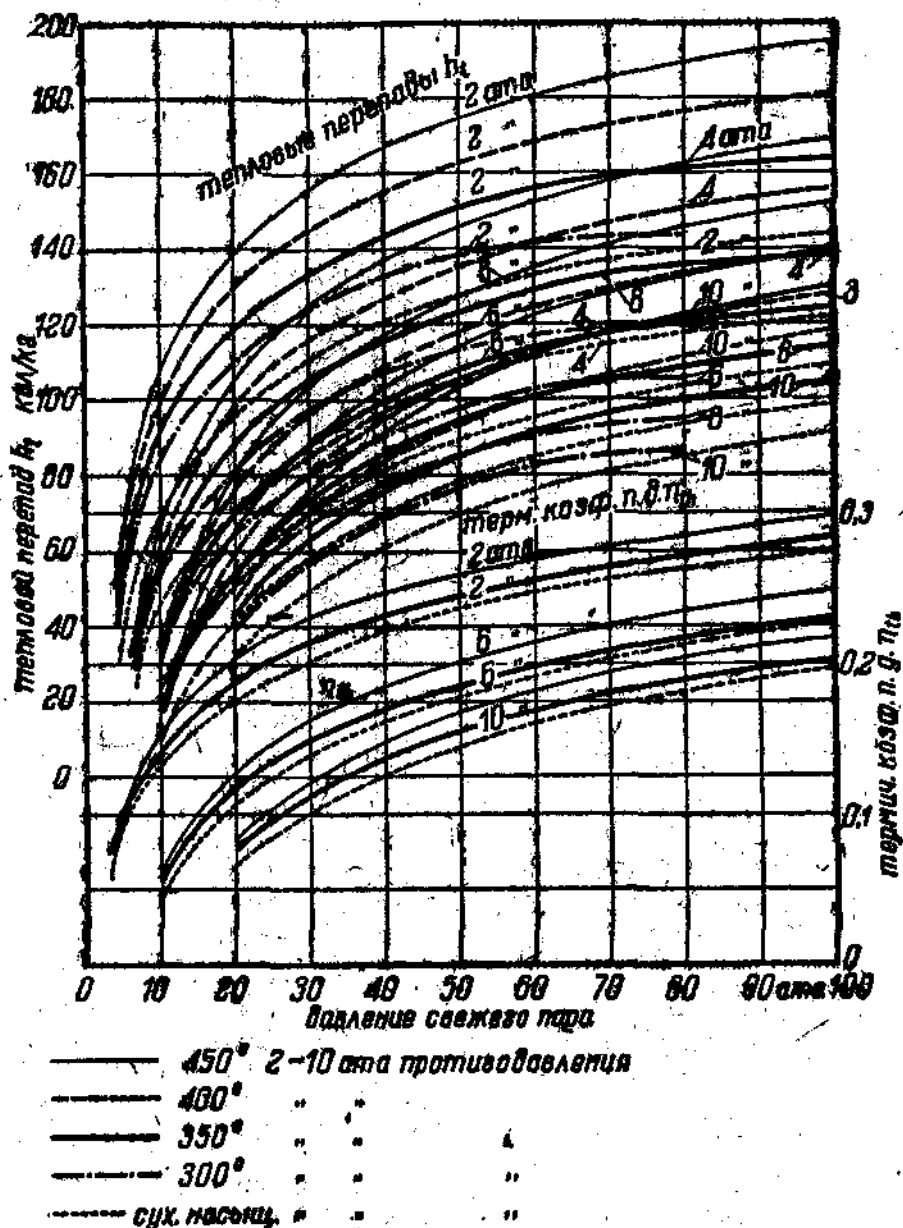


Рис. 398. Тепловые перепады и термические коэффициенты полезного действия при различных противодавлениях, в зависимости от начального давления.

По мере повышения начального давления нагревательная способность пара, правда, при той же температуре немного убывает, и к тому же пар становится более влажным, рис. 399 (для начальной температуры 400° и противодавления 3 атм. абс. по Андергубу), но достижимая мощность (кривая с)

повышается с давлением (предположена нагревательная способность $5,43$ миллиона кал/час); для сравнения отложена также мощность для 10000 кг пара в час (d).

Если спрос на пар больше, нежели соответствующий спрос на механическую энергию, и если избыточную энергию сбывать некуда, то следовало бы добавлять торможенный свежий пар, а это, разумеется, тем менее экономично, чем больше требующееся количество пара. Еще менее благоприятно складываются обстоятельства, когда спрос на нагревательный пар меньше, чем то соответствует вырабатываемой мощности; при таких условиях следовало бы пустить турбину с противодавлением в параллельную работу с конденсационной турбиной,

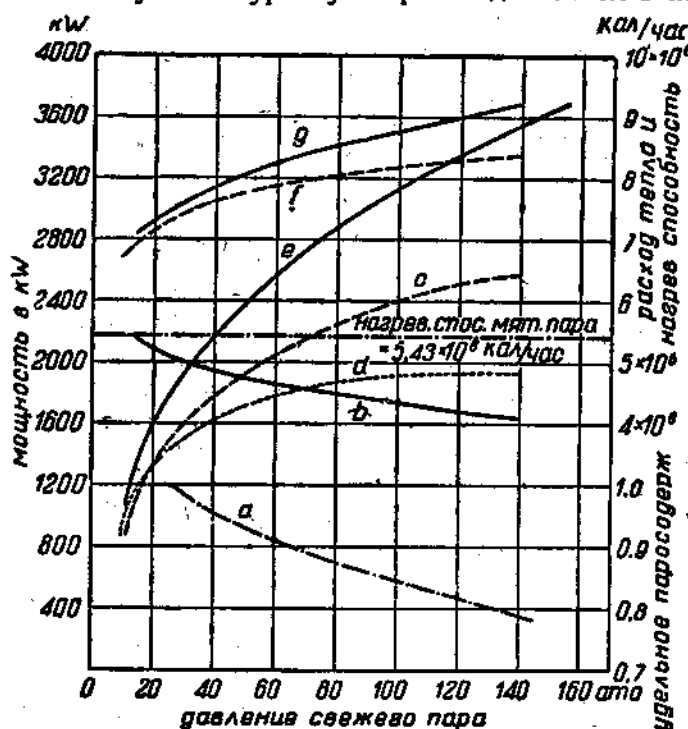


Рис. 399. Мощность и нагревательная способность в зависимости от давления.

a — удельное паросодержание нагревательного пара, b — нагревательная способность на 1 кг пара, d — мощность на 10000 кг пара, c — мощность без подогрева, e — мощность с подогревом f — расход тепла без подогрева, g — расход тепла с подогревом (c, e, f и g для одинаковой нагревательной способности $5,43 \cdot 10^6$ кал/час).

несколько увеличивается, но производительность увеличивается в значительно большей степени.

Впрочем, достигнуть такого соответствия можно только тогда, когда спрос на тепло и спрос на механическую энергию изменяются приблизительно одинаково. Если же тот и другой спрос не совпадают только во времени, а за известный промежуток времени уравниваются, то и работа с противодавлением может быть налажена экономично: для этого надо избыточный мятый пар направлять в аккумулятор Рутса, с тем чтобы брать его оттуда при усиленном потреблении нагревательного пара¹⁾.

Однако надлежащий выбор начального давления, как это видно из рис. 398, позволяет в довольно широких пределах приводить требующуюся мощность в соответствие с потребностью в нагревательном паре. В еще большей степени можно достигнуть такого соответствия путем выбора надлежащего начального давления, в случае подогрева питательной воды отъемным паром, как это видно из кривой e, для которой предположен был подогрев до 90% от температуры насыщенного пара (133°C), тогда как без подогрева температура питательной воды предположена равной 80° . Хотя расход тепла (g и f) при подогреве

¹⁾ См. Z. V. d. I. 1924, стр. 150; Pauer, Die Wärme, 1923, стр. 355; Stodola, Die Dampf- und Gasturbinen. Nachtrag zur 5 Aufl., стр. 15; Praetorius, Die Wärme, 1929, № 17, стр. 341.

В. Регулирование турбин с противодавлением.

Надо различать два случая: 1) Турбина с противодавлением работает в качестве единственного первичного двигателя. Тогда ее снабжают нормальным скоростным регулятором, и она отпускает пар только в количестве, соответствующем ее мощности. Если это количество слишком мало, то подбавляется торможенный свежий пар. Если оно слишком велико, то избыток пара нужно сбывать на сторону. Давление нагревательного пара поддерживается постоянным посредством добавочного вентиля, подбавляющего свежий пар и управляемого автоматически регулятором давления или предохранительным вентилем.

2) Турбина с противодавлением работает параллельно с другими первичными двигателями. Тогда она принимает на себя только ту мощность, которая соответствует требующемуся количеству нагревательного пара, остальную же часть требующейся мощности дают другие первичные двигатели. Так как давление нагревательного пара должно оставаться неизменным, то турбину ставят под влияние не только скоростной регулировки, но и регулятора давления, который воздействует на регулировку свежего пара так же, как регулятор числа оборотов. В таких случаях регулировка скорости и регулировка давления скомбинированы, причем, однако, регулятор числа оборотов

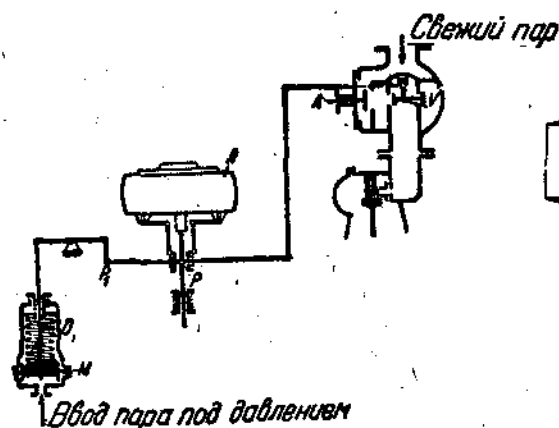


Рис. 400. Регулирование противодавления и числа оборотов, I. A. Maffei.

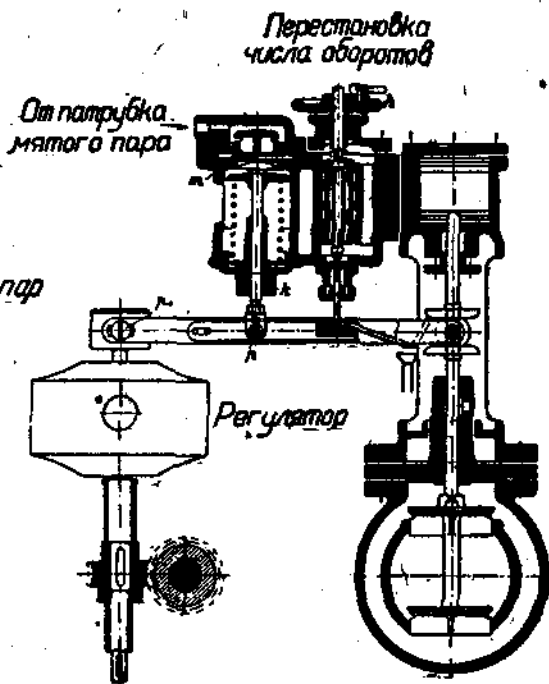


Рис. 401. Регулирование противодавления, KTW.

должен оказывать преобладающее влияние в случае убывания нагрузки. При параллельной работе на сеть скоростной регулятор выключен, так как число оборотов поддерживается постоянным сетью.

Конструкции регуляторов давления описаны выше (см. стр. 306). Если требуется тонкая регулировка, то применяются регуляторы Аскания, Арка или Ава.

Так как у турбин с противодавлением перепад гораздо меньше, чем у конденсационных турбин, то первое гораздо чувствительнее вторых к изменениям перепада, а значит, и начального давления; одно регулирование торможением становится по этой причине слишком неэкономичным; даже при малой единичной мощности турбины применяется сопловое регулирование.

Схема комбинированного регулирования числа оборотов и давления

у малой турбины фирмы I. A. Maffei представлена на рис. 400 (см. рис. 365, стр. 326); регулятор давления D , путем перестановки мембраны с помощью

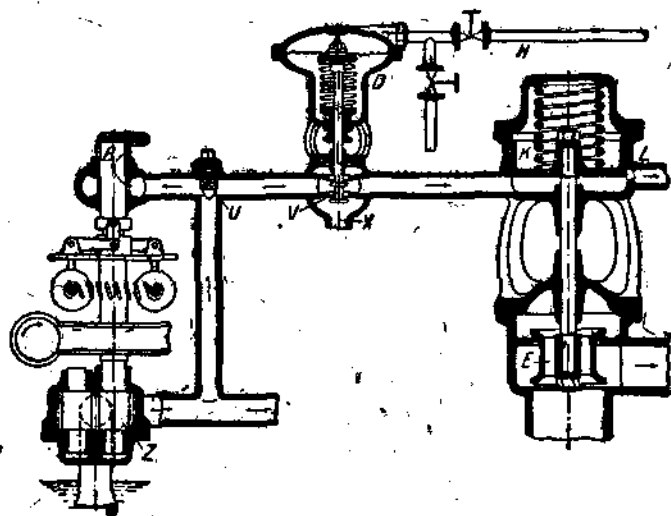


Рис. 402. Регулирование противодействия, ВВС.

требующаяся перестановка числа оборотов производится с помощью маховичка H . После параллельного включения неподвижной точкой становится P_1 , и устройство находится под влиянием регулятора давления, пространство которого r над мембраной K сообщается с трубопроводом мягкого пара. Переставляя тарелку пружины K , можно урегулировать противодействие на желательное значение. Если прервать соединение с трехфазной сетью, то точка P_1 освобождается, и турбина находится под влиянием "скоростного регулятора", а поэтому не может "понести" (кроме того имеется предохранительный регулятор). Если доступ к регулятору давления прекратить и выпустить воздух из пространства r , то можно выключить регулятор давления, причем P снова становится неподвижной точкой.

Регулирование противодействия посредством масла под давлением без тяг по способу ВВС представлено на рис. 402 (см. рис. 295, стр. 281); помимо того, что на регулировочный вентиль E влияет обычным образом изменение создаваемого насосом Z давления масла путем изменения свободного пропускного сечения в регулировочной буксе B , давление масла находится под влиянием мембранного регулятора давления D , который при помощи масляного вентиля V переставляет еще один сток масла через X .

Регулирование противодействия по способу фирмы WUMAG схемати-

тяг, действует на регулировочный вентиль V , причем P является неподвижной точкой, тогда как при производимой скоростным регулятором R перестановке неподвижна точка P_1 .

Регулирование противодействия, применяемое фирмой KTW для малых турбин, представлено на рис. 401 применительно к трехфазным турбогенераторам, работающим параллельно на сеть.

При параллельном включении сперва неподвижной точкой является P у регулятора давления; устройство действует как обыкновенная регуляторка с сервомотором, причем

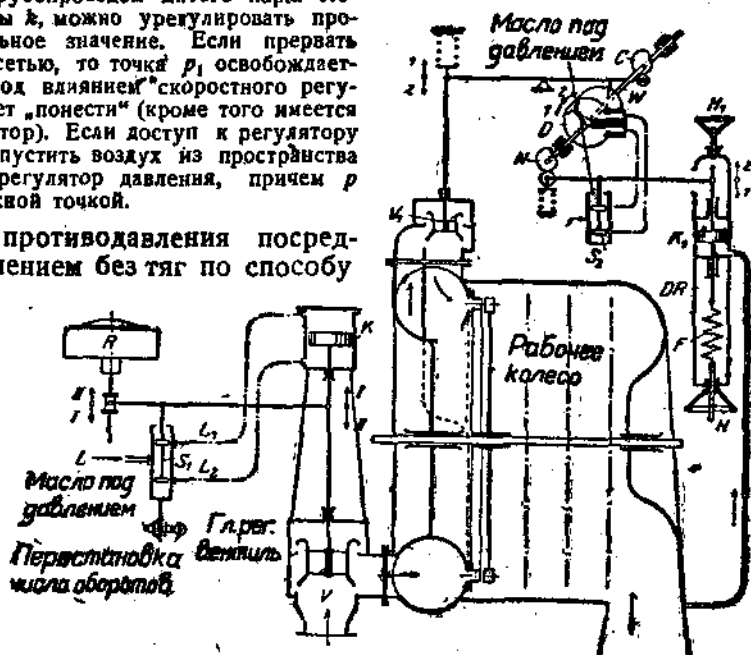


Рис. 403. Регулирование противодействия, WUMAG.

Регулирование противодействия по способу фирмы Крупп тоже основано на том, что регулятор давления действует на буксу распределительного

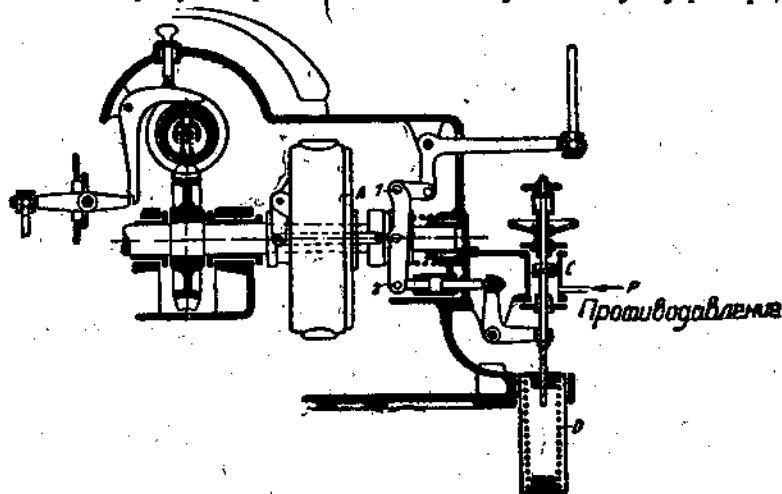


Рис. 406. Регулирование противодействия, MAN.

золотника. По способу MAN регулятор давления D (рис. 406) переставляет точку рычага 2 у регулятора скорости, в остальном же регулировка исполнена согласно рис. 327, стр. 301.

С. Конструкции турбин с противодействием.

В конструктивном отношении работающая с противодействием турбина отличается от конденсационной только тем, что у нее нет части низкого давления. При малой мощности и малом перепаде турбина с противодействием имеет только одну ступень (см. малые турбины, стр. 318), при большей мощности — несколько или много ступеней, смотря по заданиям. Благодаря многоступенчатой конструкции с фрезерованными каналами удалось значительно повысить коэффициент полезного действия. Но, с другой стороны, турбина тем чувствительнее к изменению режима, чем меньше перепад отдельной ступени, т. е. чем больше число ступеней; удельный расход пара при частичных нагрузках возрастает, да и перегружаемость быстро убывает по мере увеличения числа ступеней. На рис. 407 показаны кривые изменения расхода пара для одноступенчатой турбины, для турбины с несколькими и для турбин с многими ступенями при одной и той же мощности и одинаковых условиях работы; мы видим, что при половинной нагрузке одноступенчатая турбина работает выгоднее. Поэтому для выбора конструкции надо располагать по возможности точными данными относительно условий работы и принимать их в соображение.

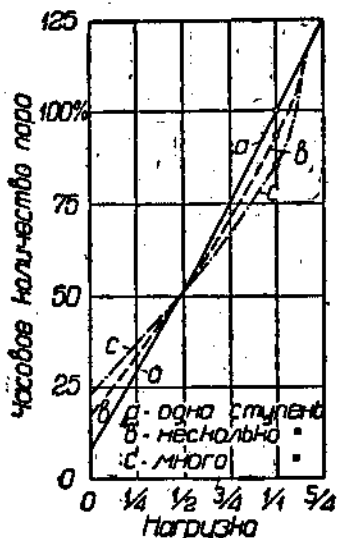


Рис. 407. Изменение расхода пара у одно- и многоступенчатых турбин.

На рис. 408 показана многоступенчатая турбина с противодействием фирмы WUMAG (8 ступеней) для 3000 вф. л. с. при $n=3000$; регулирование при работе в одиночку — согласно рис. 318, при параллельной работе — согласно рис. 403; перегрузка — перед пятой ступенью.

На рис. 409 показана многоступенчатая турбина высокого давления фирмы Крупп для 450 эфф. л. с., $n = 6000$ об. в мин., 32 атм. абс., 400°C ,

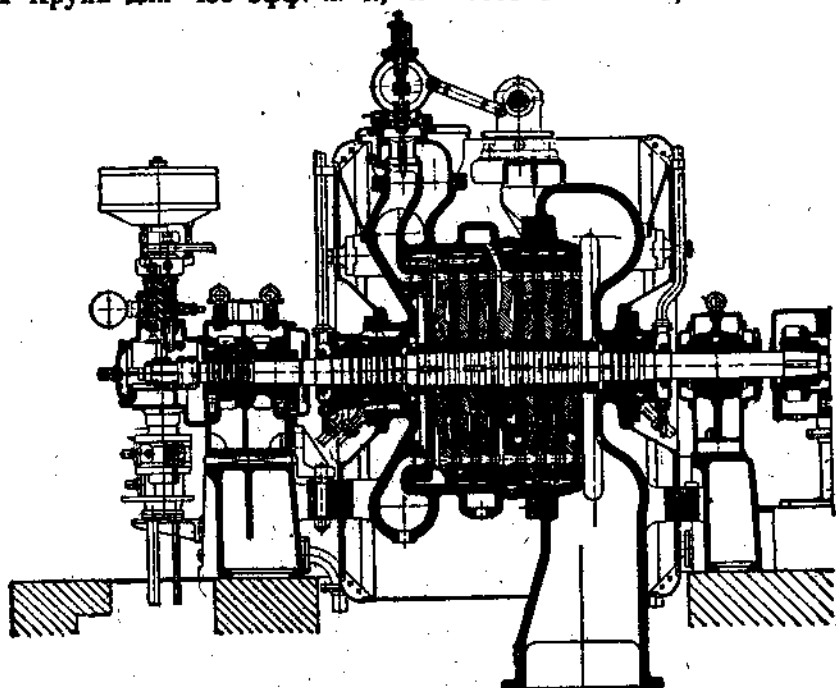


Рис. 408. Турбина с противодавлением, WUМАQ.

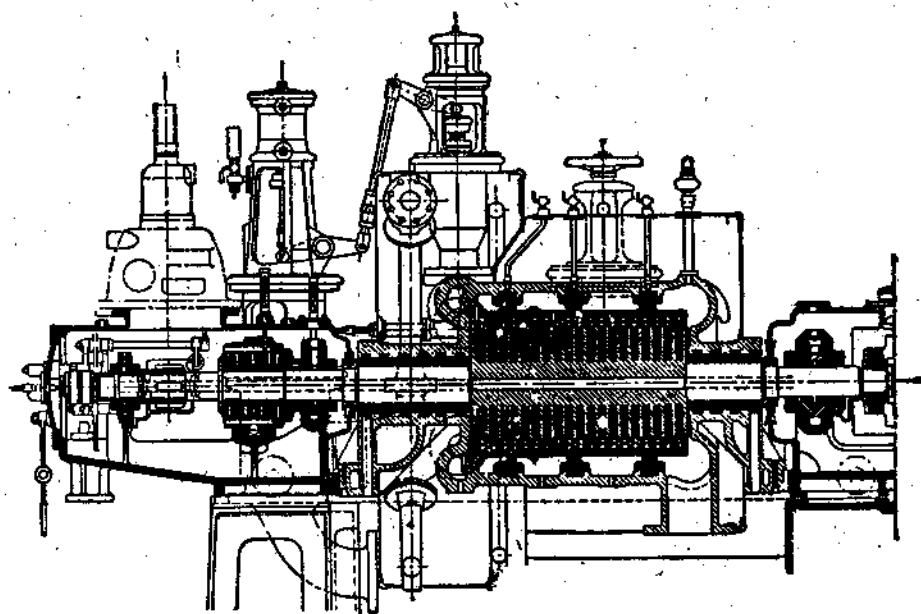


Рис. 409. Турбина высокого давления с противодавлением фирмы Крупп.

работающая с противодавлением 14,5 атм. абс.; регулирование — согласно рис. 323, стр. 298.

Турбина фирмы Борзиг, работающая с противодавлением, показана на рис. 410.

Многоступенчатая турбина с противодавлением фирмы MAN представлена на рис. 411. Автоматическое сопловое регулирование производится

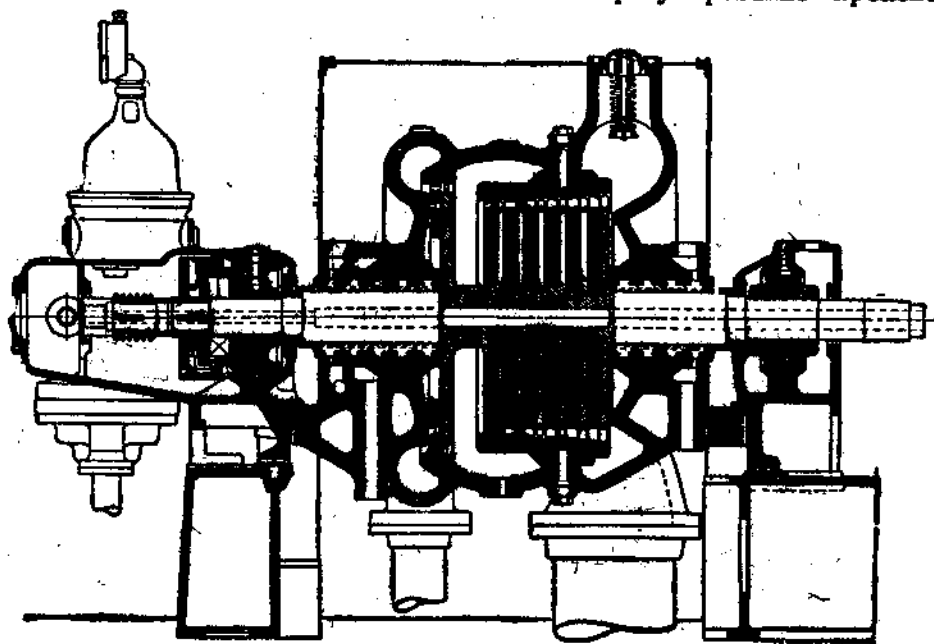


Рис. 410. Турбина с противодавлением фирмы Борзят.

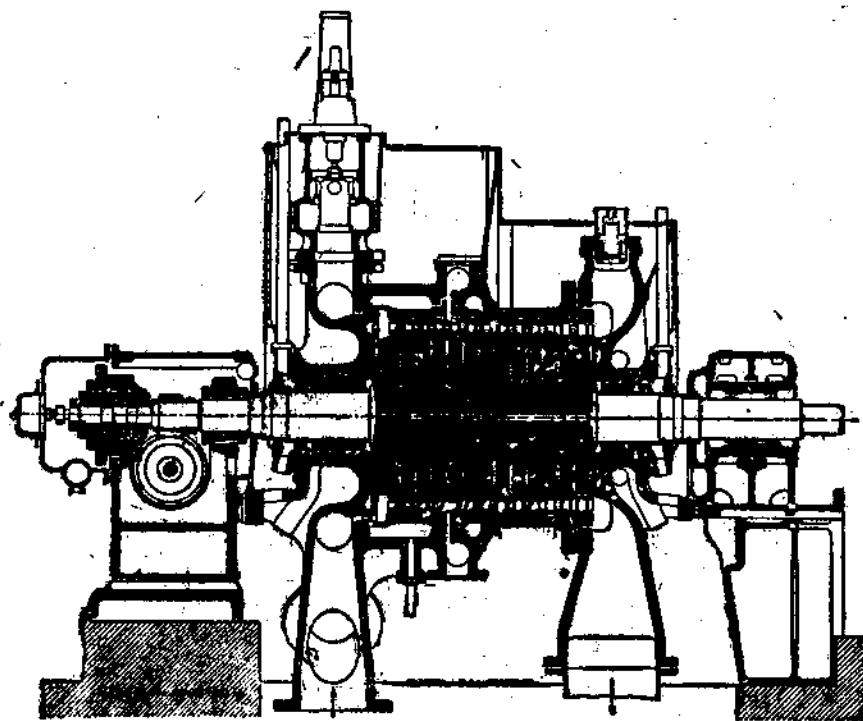


Рис. 411. Многоступенчатая турбина с противодавлением, MAN.

согласно рис. 327 и 405; ротор сделан из одного куска, подвод пара полный, начиная от первой ступени, поэтому перегрузка — перед шестой ступенью.

Турбины с противодавлением исполняются также с одним только активным колесом, одно- или двухвенцовым, или с колесом Кертиса и только несколькими ступенями давления.

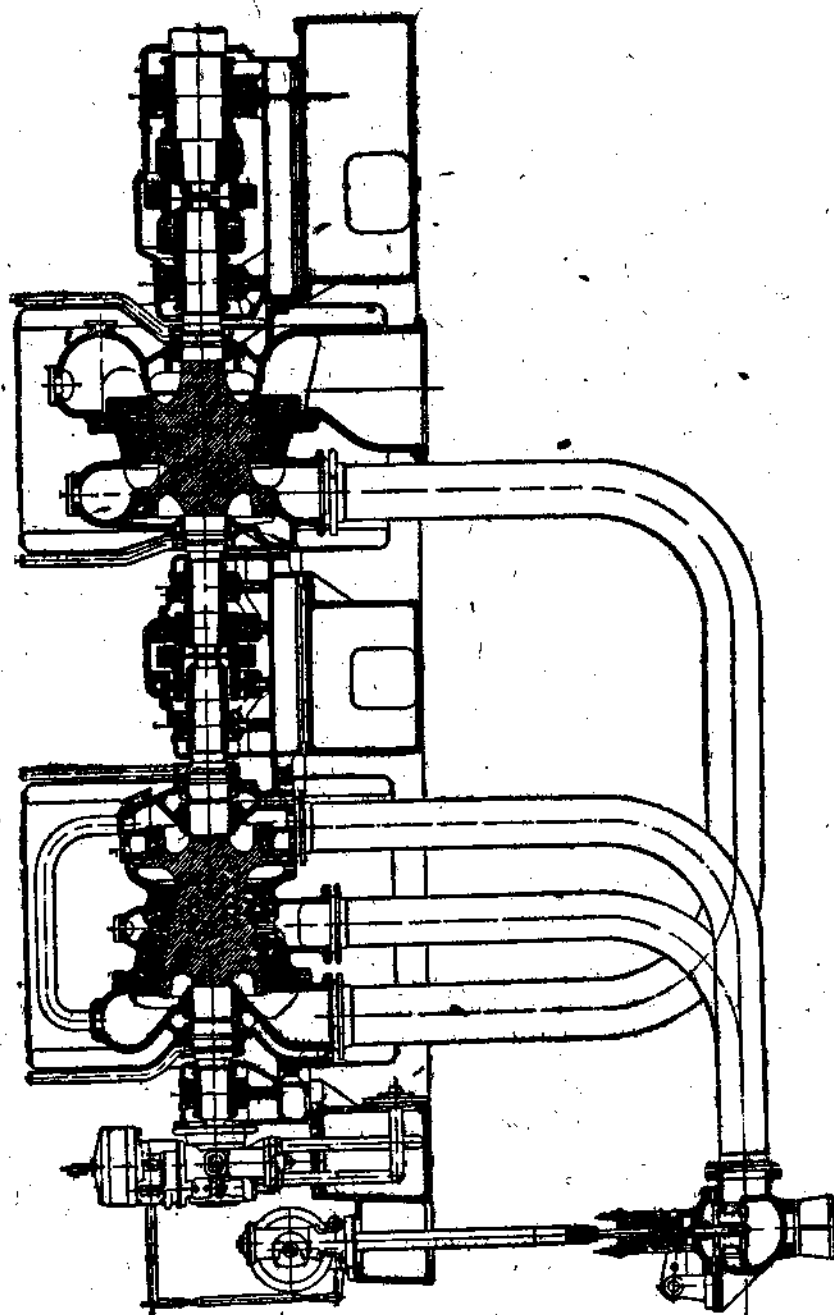


Рис. 412. Двухкорпусная турбина с противодавлением, 16 000 kW, SSW.

Двухкорпусная турбина с противодавлением фирмы SSW для 16 000 kW, $n = 3000$, представлена на рис. 412; сопловые вентили, в виду своей величины, а также перегрузочный вентиль находятся здесь спереди под полом, а поворотный сервомотор — перед турбиною.

II. Турбины с промежуточным отбором пара.

Когда между спросом на механическую энергию и спросом на тепло соответствия нет, то представляется целесообразным вместо турбины с противодавлением установить турбину с промежуточным отбором пара, так как ненужный для нагревательных целей пар может быть в ней использован в части низкого давления. Турбина с отбором пара состоит из двух отдельных частей — части высокого и части низкого давления, между которыми находится место отбора и которые могут быть соединены перепускным вентилем (рис. 413). Часть высокого давления работает как турбина с противодавлением, перерабатывая общее количество пара G кг/час, в кон-

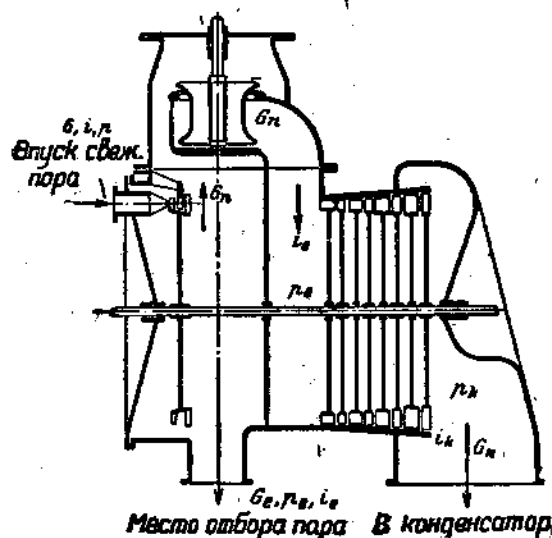


Рис. 413. Турбина с отбором пара, схема.

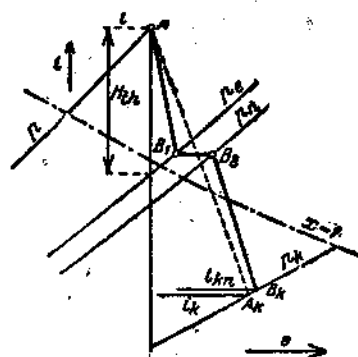


Рис. 414. Изменение состояния.

це же ее отбирается под требующимся давлением G_v кг/час, а оставшая часть, G_n кг/час, работает в части низкого давления, с разрежением до давления конденсаторного. Давление отбора должен поддерживать на постоянном уровне регулятор давления.

А. Экономичность.

Экономичность работы с отбором пара по сравнению с отдельной выработкой механической энергии в конденсационной турбине и тепловой — в котле, свежий пар которого тормозится до требующегося для нагревательных целей давления, можно доказать следующим образом.

При обозначениях диаграммы $i-s$ (рис. 414), где $A-A_4$ изображает изменение состояния у конденсационной турбины, а $AB_1B_2B_3$ — изменение состояния у турбины с отбором пара (торможение в перепускном вентиле, лучший коэффициент полезного действия в части высокого давления вследствие большего количества пара), мы имеем при раздельной работе для общего расхода тепла (как об этом говорилось на стр. 351, в связи с изучением турбины, работающей на противодавление):

$$Q_1 = G_v \cdot i + G_n \cdot i_v \text{ кал/час,}$$

а в случае работы с отбором пара

$$Q_2 = G \cdot i = (G_v + G_n) i \text{ кал/час.}$$

Так как мощность при работе с отбором пара равна:

$$632,3 N_1 = G (i - i_p) + G_n (i - i_{kn})$$

и должна равняться мощности при раздельной выработке механической энергии и тепла

$$632,3 N_1 = G_k (i - i_k),$$

то, приравняв друг другу оба выражения, мы получаем:

$$G_k = \frac{G(i - i_p) + G_n(i - i_{kn})}{i - i_k} \text{ кг/час.}$$

Сбережение составляет

$$E = Q_1 - Q_2 = G_k \cdot i + G_e \cdot i_e - G \cdot i,$$

и, взяв G_k из вышеприведенного уравнения, получаем после преобразования:

$$E = G \frac{i - i_e}{i - i_k} i_k - G_n \frac{i_{kn} - i_k}{i - i_k} i \text{ кал/час.}$$

Первый член имеет такое же значение, как у турбины с противодавлением, так что сбережение при работе с отбором пара меньше в размере величины второго члена; этот последний обращается в нуль, когда $G_n = 0$, т. е. при работе только на противодавление и вращающейся входную часть низкого давления, или когда $i_{kn} = i_k$, что по большей части невозможно, так как вследствие менее выгодного распределения перепада при работе с отъемом пара коэффициент полезного действия несколько ухудшается. При сопловом регулировании для перепуска, по большей части применяемого в настоящее время, потеря на торможение при перепуске очень мала.

Если бы коэффициенты полезного действия не зависели от количества отбираемого пара, иными словами, если бы состояние продолжало изменяться по линии $A-A_k$ на рис. 414, то для одинаковой мощности при чисто конденсационной работе (без отбора пара, $G_k \text{ кг/час}$, $G_e = 0$), работе только на противодавление ($G_e = G$, $G_n = 0$) и работе с отбором ($G = G_e + G_n$) мы имели бы

$$632,3 N_1 = G_k (i - i_k) = G_e (i - i_p) = G_e (i - i_p) + G_n (i - i_k).$$

Если разделить первый член правой стороны на $G_e (i - i_p)$, а второй — на равновеликое значение $G_n (i - i_k)$, то получается

$$\frac{G_e}{G_e} + \frac{G_n}{G_n} = 1,$$

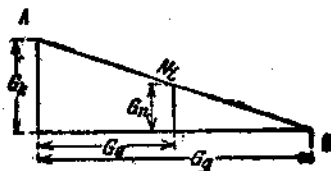


Рис. 415. Расход пара.

т. е. уравнение прямой, сообразно с чем значения расхода пара при одинаковой мощности получаются согласно рис. 415, где абсциссы выражают количества отбираемого пара, а ординаты — проходящие через часть низкого давления количества пара; общее количество пара всегда равно сумме координат $G_e + G_n$.

Так как коэффициенты полезного действия находятся в известной зависи-

мости от количества отбираемого пара, то закон прямой линии не вполне действителен, но он может служить для ориентировки, тем более, что отступления от него становятся значительными только при малых нагрузках.

Прямая AB (рис. 415) действительна для мощности, которая соответствует наибольшему отбору $G_{\max} = G_c$ и равна $N_i = G_c (i - i_s) : 632,3$ инд. л. с., будучи достижима в чисто конденсационной турбине при количестве пара G_c . При большей потребной мощности N' общее количество пара должно равняться $G_c + G_{\text{от}}$; закон изменения выражается тогда прямою, параллельною AB и расположенной выше ее на $G_{\text{от}}$.

В. Мощность и расход пара.

Чтобы найти зависимость между мощностью и расходом пара при различных количествах отбора, представляется целесообразным исходить из количества пара, т. е. определить мощность для некоторого количества пара

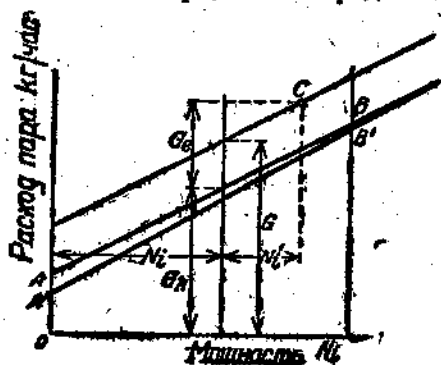


Рис. 416. Расход пара.

$G = G_c + G_{\text{от}}$ и в зависимости от нее отложить количество пара. Удобно при этом начать с чисто конденсационной работы, для которой расход пара можно найти, как при конденсационных турбинах. Это даёт нам прямую $A'B'$ (рис. 416) при прекращенном отборе пара, т. е. при совершенно открытом перепускном вентиле. При включенном отборе давление за частью высокого давления поддерживается постоянным, а поэтому в перепускном вентиле происходит торможение, тем большее, чем меньше количество пара $G_{\text{от}}$, вследствие чего расход пара увеличивается и изменяется примерно по прямой AB .

Точка пересечения прямых AB и $A'B'$ соответствует той перегрузке, при которой пропускной вентиль совершенно открыт. Для мощности N_i (рис. 416) расход пара при чисто конденсационной работе равен G_c ; для количества пара $G_c + G_{\text{от}}$ мощность на $N'_i = G_c H_{\text{th}} \eta_{\text{th}}$ 632,3 больше (H_{th} означает адиабатический перепад в части высокого давления), так как потери на трение колеса уже учтены в N_i (вследствие большего количества пара они даже несколько уменьшаются); поэтому общая мощность становится равной $N_i + N'_i$ инд. л. с. и, откладывая G_c и N'_i , мы получаем точку C . Таким образом прирост мощности будет зависеть только от $G_{\text{от}}$, а не от общего количества пара и от мощности, и, следовательно, он для всех мощностей одинаков при одинаковом $G_{\text{от}}$, а прямая расхода пара расположена параллельно AB . Для мощности N_i при количестве отбора $G_{\text{от}}$ кг/час потребовалось бы общее количество пара G (рис. 416).

Для других количеств отбора $G_{\text{от}}$ получаются другие прямые, причем $N'_i : N_i = G_{\text{от}} : G_c$, если N_i означает мощность на обode при чисто конденсационной работе.

Для определения сечений направляющих аппаратов и более точных значений расхода пара нужно найти изменение состояния. Определение этого изменения должно быть сделано для двух главных случаев: 1) максимальная мощность при максимальном отборе и 2) максимальная мощность при нулевом отборе.

Для части высокого давления надо, конечно, всегда предполагать

количественное регулирование, так что кривая давления будет всегда проходить через одну и ту же начальную точку А (см. сопловое регулирование, стр. 269).

1. При максимальной мощности и максимальном отборе давление, будучи отложено над ступенями, изменялось бы по кривой a_1 (рис. 417) до давления отбора p_e , поддерживаемого постоянным. Так как через часть низкого давления проходит меньше пара, чем при нулевом отборе (см. ниже), на который должна быть рассчитана часть низкого давления, то пар в перепускном вентиле тормозится до давления p_n перед частью низкого давления, изменяясь по кривой b_1 , или, при сопловом регулировании перепуска, остается равным p_e , изменяясь по кривой b_1' (см. изменение давления при частичных нагрузках, стр. 270). На диаграмме is (рис. 418) ABB_1C_1 изображает изменение состояния в соответствии с выражающими это же изменение кривыми рис. 417 при торможении перед частью низкого давления, а ABC изображает изменение состояния при сопловом регулировании перепуска до конденсаторного давления p_{k1} .

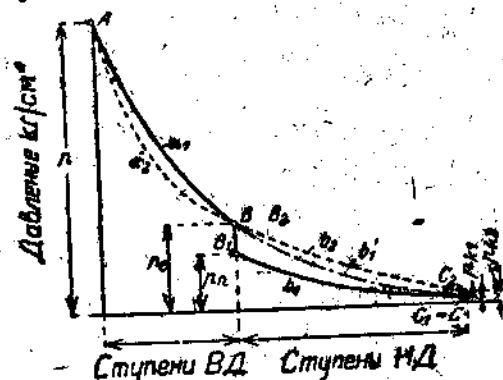


Рис. 417. Изменение давления.

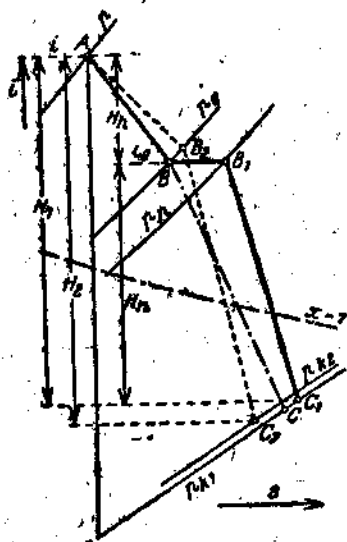


Рис. 418. Изменение состояния.

2. Максимальная мощность без отбора (чисто конденсационная работа) дает в части высокого давления изменение давления по кривой a_2 с несколько худшим, вследствие меньшего количества пара, коэффициентом полезного действия и большим падением давлений в первой ступени (см. сопловое регулирование, стр. 269) до давления p_e , но через точку B_2 на диаграмме is (рис. 418). Если часть низкого давления рассчитана для этого случая и если при перепуске давление не понижается (отбор прекращен), то давление будет изменяться по кривой b_2 или B_2C_2 (вследствие большего количества пара несколько меньший вакуум).

При перепадах согласно рис. 418 и количествах пара согласно рис. 413 имеем для случая 1 с $Q_1 = G_{max} + G_{n1}$:

$$632 N_1 = G_1 H_A + G_{n1} H_n = G_{max} H_A + G_{n1} H_1 \quad (a)$$

и для случая 2:

$$632 N_1 = G_2 H_2 \quad (b)$$

При сопловом регулировании перепуска имеем далее (см. п. 1 на стр. 262)

$$\frac{p_n}{G_{n1}} = \frac{p_e}{G_2} \quad (c)$$

При полной нагрузке без отбора, т. е. чисто конденсационной работе и прекращенном регулировании отбора, можно оценить коэффициент полезного действия $\eta_i = \eta_c : \eta_m$ (η_c по стр. 91, η_m по стр. 89), и тогда получается H_2 , и можно по уравнению (b) найти G_2 , на какое количество пара должна быть рассчитана часть низкого давления. H_2 определяет собою также конечную точку C_2 на диаграмме is , и тогда можно отложить изменение AB_2C_2 , причем η_i в части высокого давления должен быть меньше, чем при полном

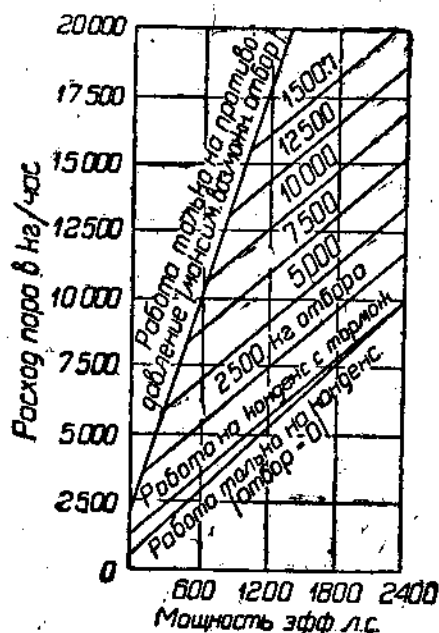


Рис. 419. Расход пара.

отборе, вследствие меньшего количества пара. Когда расчет турбины закончен, то можно проверить изменение давления¹⁾. Максимальный отбор G_{max} задан, ему соответствует мощность $G_{\text{max}} H_h : 632,3$, и требуется иметь добавочное количество пара $G_{\text{н1}}$, чтобы получить полную мощность. Если оценить η_i части высокого давления при полной нагрузке с максимальным отбором (он несколько выше, чем при отсутствии отбора) и η_i части низкого давления, или задаться изменением состояния на диаграмме is (рис. 418), то для соплового регулирования перепуска получается конечная точка C при несколько лучшем вакууме (вследствие меньшего количества пара). Отсюда получаются перепады H_h и H_1 , и можно найти $G_{\text{н1}}$ по уравнению (a); тогда для полной нагрузки и максимального отбора $G_1 = G_{\text{max}} + G_{\text{н1}}$ кг/час. Подобным же образом можно определить расход пара для других количеств отбора.

Для регулирования перепуска торможением нужно найти давление p_n , до которого пар тормозится перед частью низкого давления. Так как p_n и $G_{\text{н1}}$ неизвестны, то по диаграмме is определяют перепады H_2 и H_n на пробу, для нескольких значений p_n , задавшись этими последними, и вычисляют $G_{\text{н1}}$ по уравнению (a); затем откладывают $\frac{p_n}{G_{\text{н1}}}$ над соответственным p_n и находят то значение p_n , при котором $\frac{p_n}{G_{\text{н1}}} = \frac{p_c}{G_2}$. На этом давлении получают на диаграмме is точку B_1 . Вследствие худшего коэффициента полезного действия, $G_{\text{н1}}$ при регулировании торможением будет больше, чем при сопловом регулировании, и конечная точка G_1 будет расположена выше, чем C .

Для различных мощностей и для различных количеств отбора можно затем подобным же образом определить G_1 по уравнению (a).

Значения расхода пара можно затем отложить над мощностями при различных количествах отбора (рис. 419)²⁾, с тем, чтобы получить любое требующееся значение. На основании этой диаграммы легко также определить сбережение, получающееся при комбинированной выработке механиче-

¹⁾ См. также: Renfordt A., Arch. f. Wärmewirtsch., 1927, № 10, и 1928, № 1: Druckverteilung und Dampfverbrauch bei Teillasten von Gegendruck- und Entnahmeturbinen.

²⁾ Диаграмма составлена для одной турбины WUMAG мощностью 2400 эфф. л. с., 12,5 атм. изб. 325° С с максимальным отбором 15 000 кг при 2 атм. изб.

ской энергии и тепла (при работе с отбором пара) по сравнению с раздельной выработкой. При комбинированной выработке общий расход пара надо брать непосредственно из рис. 419; при раздельной — требующийся для выработки механической энергии расход дается нижней кривой (чисто конденсационная работа), и к нему присоединяется требующееся для нагревательных целей количество пара $G_h = G_c \cdot i_c : i$ (см. стр. 351), причем i_c означает теплосодержание нагревательного пара при работе с отбором, а i — теплосодержание свежего пара, т. е. производимого для нагревательных целей в особых котлах.

Например, при полной нагрузке и отборе 10 000 кг/час общий расход пара равен 17 200 кг/час, тогда как при раздельной выработке конденсационная турбина потребляет 10 000 кг/час, а для нагревательных целей требуется еще $10000 \cdot 694,5 : 741,5 = 9320$, итого, стало быть, 19 320 кг/час; сбережение составляет 2120 кг/час

С. Регулирование турбин с отбором пара.

1. Требования. Регулирование должно, во-первых, приводить мощность в соответствие с нагрузкой посредством скоростного регулятора (как и при всякой регулировке мощности), а во-вторых, приводить количество отбираемого пара в соответствие с потребностью в нем при неизменном давлении отбора, поддерживаемом посредством регулятора давления, который управляет подводом пара в часть низкого давления.

Так как количество отбора оказывает влияние на мощность, то регулирование должно быть налажено так, чтобы сумма мощностей в частях высокого и низкого давлений равнялась требующейся мощности, независимо от количества отбора. Отсюда вытекают следующие требования, которым должно удовлетворять регулирование:

1. При изменении нагрузки и неизменном отборе клапан свежего пара и перепускной клапан должны переставляться в одинаковом направлении, т. е. в большей степени открываться при увеличении мощности, в большей степени закрываться при ее уменьшении. Это происходит под воздействием регулятора числа оборотов, который, как и у конденсационных турбин, управляет регулированием свежего пара, но кроме того может также влиять на регулирование перепуска.

Так как требуемому количеству нагревательного пара соответствует определенная мощность в части высокого давления, при которой часть низкого давления вращается вхолостую, то при меньшей потребной мощности турбина уже не сможет давать требующееся количество нагревательного пара. В таких случаях посредством редукционного клапана или посредством добавочного автоматического клапана свежего пара в трубопровод нагревательного пара нужно вводить торможенный свежий пар. Но при этом обратный клапан не должен давать нагревательному пару перетекать обратно в часть низкого давления, тем самым ограждая турбину от разгона.

2. При неизменной нагрузке и изменении количества нагревательного пара регулятор давления должен в большей степени открывать перепускной клапан при меньшем спросе и в большей степени закрывать его при большем спросе; тогда как клапан свежего пара, наоборот, должен в большей степени закрываться или открываться, чтобы мощность не изменялась. Таким образом оба регулирования должны действовать в противоположных направлениях.

Регулирование свежего пара и регулирование перепуска могут быть исполнены независимо друг от друга. Тогда при изменении мощности клапан свежего пара переставляется регулятором числа оборотов, а регулятор давления производит перестановку перепускного клапана только при небольшом изменении давления нагревательного пара; при изменении же количества отбора регулятор давления переставляет перепускной клапан, а перестановку

вентиль свежего пара вызывает небольшое изменение числа оборотов вследствие изменившегося количества пара в части низкого давления.

Чтобы избежать этих колебаний давления отбора при изменениях мощности и колебаний числа оборотов при изменении количества отбора, часто комбинируют оба регулирования таким образом, чтобы при изменениях мощности, производимых регулятором числа оборотов, в то же время переставлялось регулирование перепуска в одинаковом направлении с регулированием свежего пара, и чтобы, наоборот, при изменениях количества отбора в то же время регулятор давления переставлял в противоположном направлении вентиль свежего пара. Иной раз регулирование перепуска производит заодно регулятор числа оборотов, между тем как регулятор давления непосредственно не действует на вентиль свежего пара.

При параллельной работе с другими первичными двигателями на общую сеть число оборотов поддерживается постоянным, регулятор числа

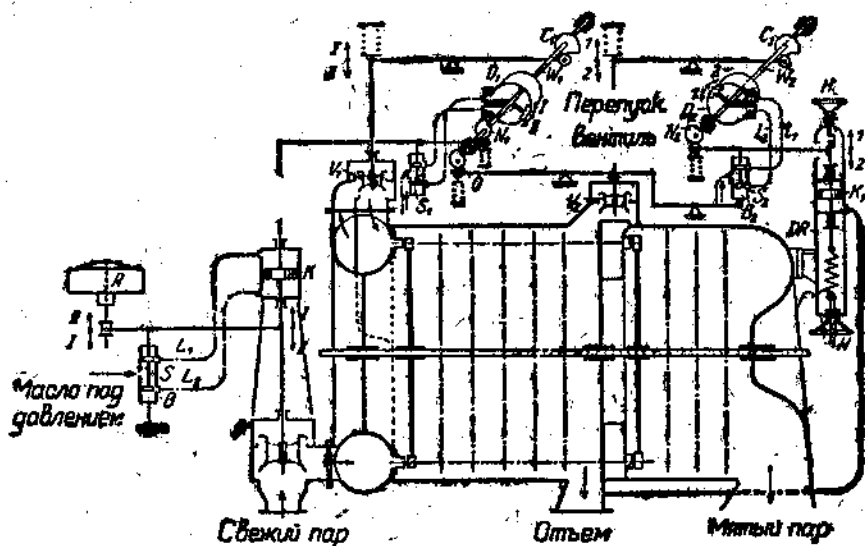


Рис. 420. Схема регулирования отбора, WUMAG.

оборотов вступает в действие только при отделении турбины от сети; тогда регулятор давления воздействует на вентиль свежего пара и на перепускной вентиль.

При особых условиях эксплуатации к регулированию могут быть предъявляемы еще и другие требования, которыми тогда обусловлено соответственное исполнение.

Регуляторы давления применяются те же, какие описаны на стр. 306.

2. Исполненные системы регулирования турбин с отбором пара. Регулирование перепуска можно исполнить как регулирование торможением или, при повышенных требованиях в отношении экономичности, как сопловое регулирование; вентили рассчитываются как при обыкновенных системах регулирования (стр. 265 и 269).

Если давление отбора требуется поддерживать очень точно, то применяются системы тонкого регулирования (Аскания, Арка, Ава).

Схема регулирования отбора пара, применяемая фирмой WUMAG, представлена на рис. 420. На регулирование перепуска влияет регулятор числа оборотов. Регулирование свежего пара таково же, как при комбинированном регулировании торможением и соплами у конденсационных турбин (ср. рис. 315, стр. 283)

Посредством распределительного кулака O на валу W поворотного сервомотора D_1 приводится в действие, одновременно с перестановкой сопловых вентилей свежего пара V_1 , регулирование перепуска в том же направлении. Для этого бокса B_2 распределительного

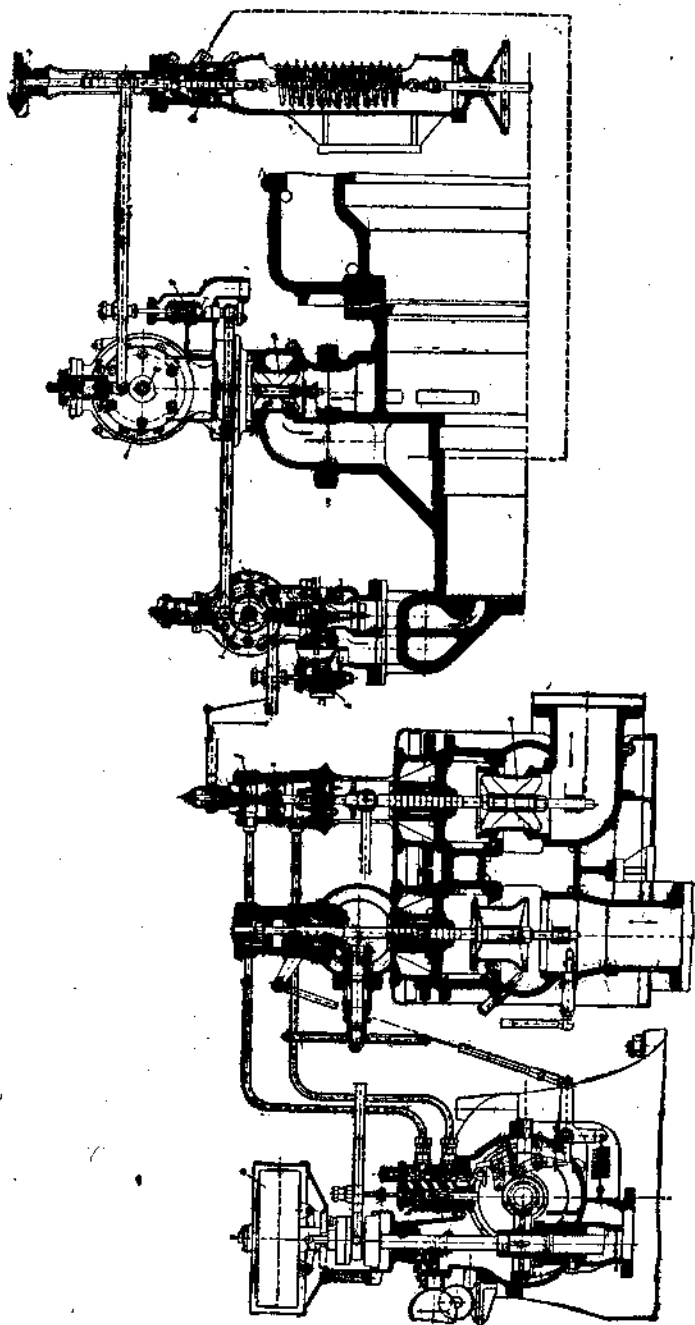


Рис. 420а. Регулирование отбора, WUMAG.

золотника S_2 переставляется, вследствие чего сжатое масло по трубопроводам I_1, I_2 поступает в поворотный сервомотор D_2 и сопловые вентили V_2 приводятся в действие обычным образом. Этими же вентилями управляет также регулятор давления LR , так как его поршень K_1 переставляет распределительный золотник S_2 и направляет сжатое масло через I_1, I_2 в поворотный сервомотор D_2 . Поршень регулятора давления снизу нагружен давлением нагревательного пара, которое уравновешивается натяжной пружиной F ; регулировать давление

можно с помощью маховичка H . Если вывинтить вверх маховичок H_1 , то регулирование отбора выключается.

При изменении количества нагревательного пара (изменении давления) посредством регулятора давления изменяется также мощность, которую должен регулировать скоростной регулятор.

Исполнение этого регулирующего устройства показано на рис. 420а.

Регулирование турбин с отбором пара фирмы SSW схематически представлено на рис. 421. На регулирование свежего пара и на регулирование перепуска влияют как скоростной регулятор, так и регулятор давления; для упрощения вместо поворотных сервомоторов на рисунке изображены обыкновенные поршни K_1 , K_2 и регулятор давления представлен в виде нагруженного пружин

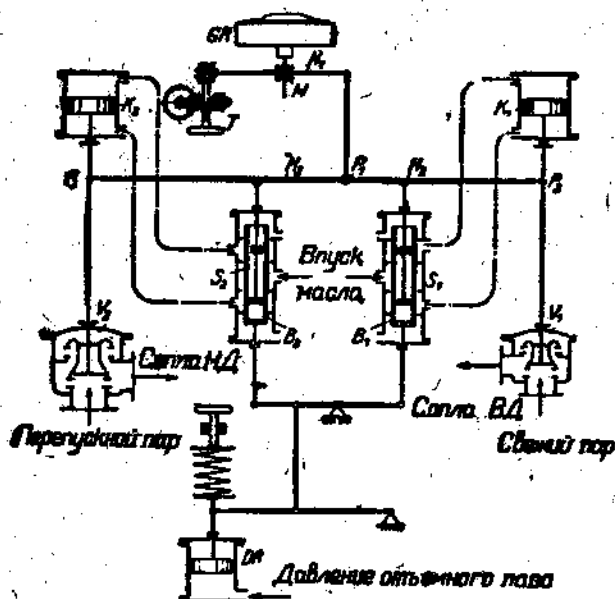


Рис. 421. Схема регулирования отбора: SSW.

Когда при неизменной нагрузке повышается спрос на нагревательный пар, то понижается давление перед ступенями низкого давления, поршень регулятора давления DR опускается и перемещает вверх буксу B_1 распределительного золотника свежего пара S_1 и вниз буксу B_2 распределительного золотника перепуска S_2 . Сжатое масло в большей степени открывает вентиль свежего пара V_1 и закрывает перепусковой вентиль V_2 ; посредством обоих рычагов H_1, H_2 при P_1 , как неподвижной точке, совершается обратная перестановка распределительных золотников. Когда потребное количество нагревательного пара понижается, то процесс происходит в обратном порядке.

Для параллельного включения число оборотов можно изменять на $\pm 5\%$ посредством приспособления Т.

Регулирование отбора, применяемое фирмой AEG и схематически представленное на рис. 422, действует по тому же принципу. В действительности применены поворотные сервомоторы (см. рис. 297 и сл., стр. 283).

Когда при неизменном отборе нагрузка возрастает, то муфта скоростного регулятора R опускается, точка a поднимается, и так как рычаг H_2 имеет в b неподвижную точку, то распределительные золотники S_1 и S_2 перемещаются вверх и обычным образом вызывают движение открытия вентилей свежего пара V_1 и перепускных вентилей V_2 (движение на схеме направлено вниз).

При неизменной нагрузке и возрастающем отборе давление над мембраной M регулятора давления CR понижается, пружина F переставляет мембрану и точку e вверх, точки f и b вниз, и так как a является неподвижной точкой, то c опускается, d поднимается: перелускные действия V_2 закрываются в большей степени, вентили свежего пара V_1 открываются в большей степени, так что мощность остается без изменения при неизменном числе оборотов.

Установить давление отбора можно путем изменения натяжения пружины P с помощью маховика T и зубчатого привода. Кулак N служит для выключения регулировки давления при работе с конденсацией.

Регулирование отбора фирмы I. A. Maffei (система Мельис и Пфеннигер) представлено на схеме рис. 423. Тут скоростной регулятор управляет как вентилем свежего пара, так и перепускным вентилем, а регулятор давления

Давление отбираемого пара

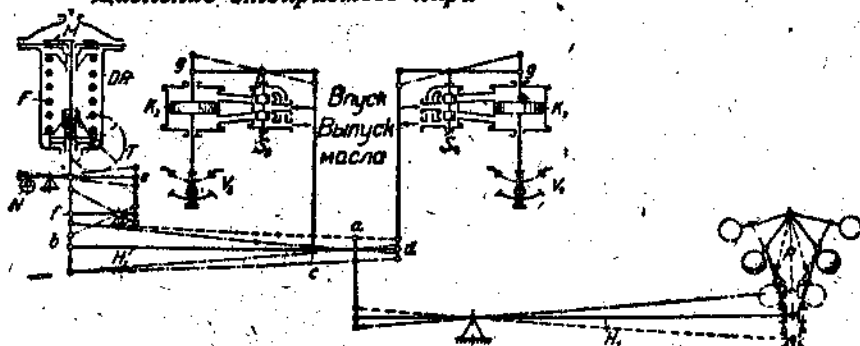


Рис. 422. Схема регулирования отбора, АЕГ.

влияет только на регулировку свежего пара, так что при изменении количества отбора перенусковой вентиль лишь косвенно испытывает на себе воздействие со стороны скоростного регулятора.

Когда, например, вследствие разгрузки число оборотов повышается при неизменном отборе, то скоростной регулятор R перемещает вниз распределительные золотники S_1, S_2 , в результате чего сжатое масло поступает в пространство над поршнем K и пространство под поршнем K_1 ; вследствие этого в большей степени закрываются вентиль свежего пара V и, одновременно с ним, перепускной вентиль O . Выключение происходит в результате перемещения буksы золотника B , вызываемого движением шпинделя вентиля V ; выключение для вентилей отбора O вызывается тем, что сжатое масло, поступающее в пространство над поршнем буksы золотника T , перемещает эту буksу против давления пружины, пока распределительный золотник не прикроет каналы буksы. При понижении числа оборотов происходит обратное движение: масло под K_1 получает возможность стекать вниз через открываемые распределительным золотником S_2 прорезы, пока буksа T не прикроет их снова.

Рис. 423. Схема регулирования отбора Maffei.

Однако это регулирование исполняют и так, чтобы регулятор давления влиял на перепускной клапан, если число оборотов должно понижаться при увеличивающемся отборе и неизменной мощности, как это может оказаться желательным при параллельной работе турбины

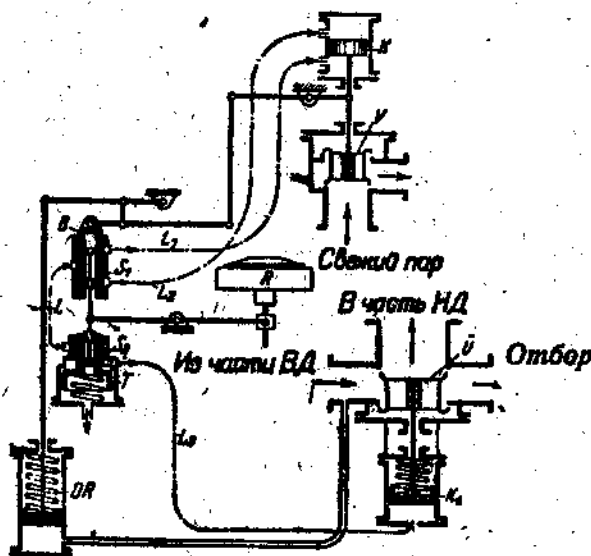


Рис. 423. Схема регулирования отбора Maffei.

с отбором пара и конденсационной турбины, когда отбор нагревательного пара временно превышает нормальное значение; при большой нагрузке наличных комплектов сопел было бы для этого недостаточно. Тогда конденсационная турбина принимает на себя большую нагрузку, а турбина с отбором пара разгружается, вследствие чего число оборотов должно понизиться. Схема такого регулирования представлена на рис. 424, из которого принцип ее действия повянет без объяснений.

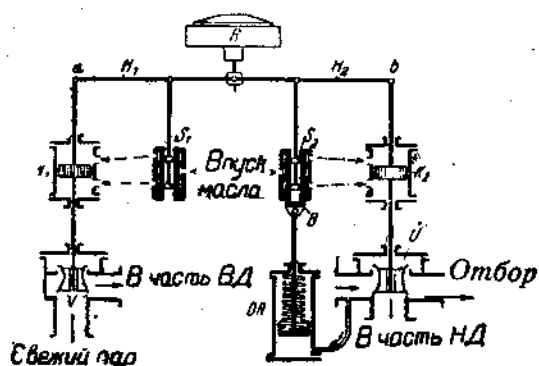


Рис. 424. Схема регулирования отбора, Maffei.

Фирма MAN исполняет регулировку отбора вне зависимости от регулирования свежего пара; на рис. 425 регулирование перепуска представлено в разрезе.

Регулятор давления D посредством распределительного золотника направляет сжатое масло на шток K , управляющий главным вентилем U , от которого зависит доступ пара,

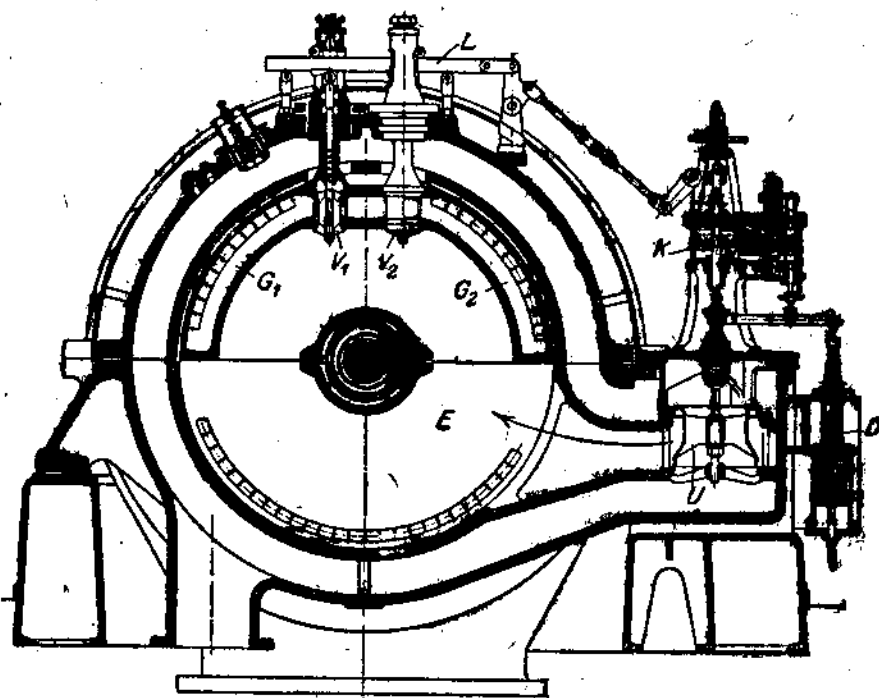


Рис. 425. Схема регулирования отбора, MAN.

к направляющим каналам E части низкого давления. При полном открытии вентиля L , посредством поршня K , рычагов и кулачной рейки L (ср. рис. 227, стр. 301) поочередно приводятся в действие сопловые вентили V_1 , V_2 подводящие пар к группам направляющих каналов G_1 , G_2 .

Регулирование отбора фирмы BEW представлено на схеме рис. 426. Здесь скоростной регулятор и мембранный регулятор давления непосредственно влияют на регулирование свежего пара и регулирование отбора.

Когда, например, спрос на нагревательный пар понижается, то давление под мембранным поршнем M регулятора давления D повышается и переставляет систему тяг вверх при помощи распределительного золотника S_2 и масляного реле. Распределительный золотник S_1 движется вниз, масло поступает под поршень K_1 , и перепускные вентили открываются в большей степени. В то же время букса золотника B , а значит, и поршень K движутся вниз, и подвод свежего пара сокращается. Наоборот, когда происходит разгрузка и связанное с ней повышение числа оборотов, то муфта H скоростного регулятора R поднимается и, поднимая золотник S , вызывает движение поршня K вниз, а значит, и уменьшение подвода пара к части высокого давления. В то же время система тяг перемещает вверх золотник S_1 , поршень K_1 отжимается вниз и закрывает часть перепускных вентилей, причем для этого нет необходимости в изменении давления отбора. Оба случая регулирования могут также возникнуть одновременно.

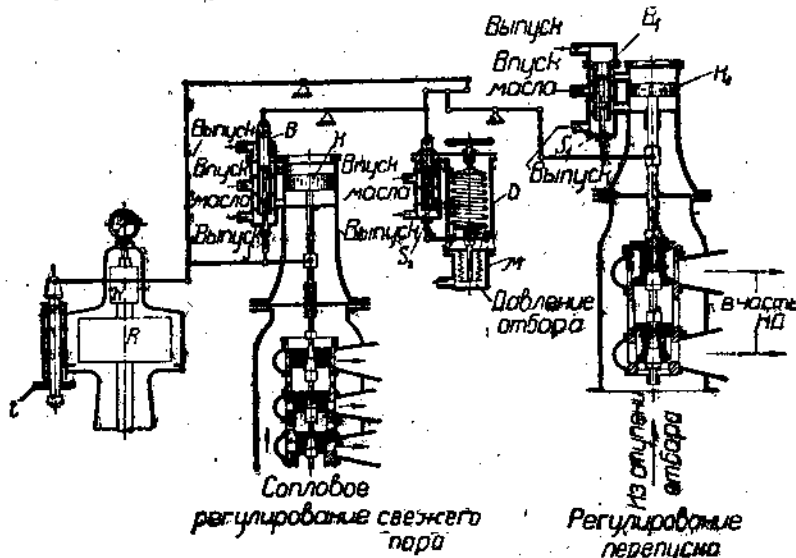


Рис. 426. Схема регулирования отбора, BEW.

Системы регулирования отбора фирмы BBC, подобно нормальному скоростному регулированию, приводятся в действие без тяг при изменении давления сжатого масла, влияющего на вентиль свежего пара и на перепускной вентиль; схема такого регулирования представлена на рис. 427. Скоростной регулятор вызывает перестановку вентиля свежего пара F и перепускного вентиля G в одинаковом направлении, между тем как мембранный регулятор давления K производит перестановку в противоположном направлении. Пружина над поршнем вентиля свежего пара натянута сильнее, чем пружина перепускного вентиля. N —это предохранительный вентиль, M —обратный клапан в трубопроводе нагревательного пара; этот последний может быть автоматическим.

Нагнетаемое масляным насосом B масло отчасти поступает через диафрагму U в маслопровод подшипников, а отчасти, в количестве, которое можно урегулировать посредством вентиля E , — в маслопровод для регулировки, под поршни H и H_2 регулировочных вентилей F и G . Скоростной регулятор A , изменяя свободное сечение выпускной щели D в регулировочной буксе C , изменяет давление масла под обоими поршнями, вследствие чего оба они движутся в одинаковом направлении; регулятор давления, под влиянием давления отбора, действующего через трубопровод 2 над мембраной L , переставляет масляный вентиль O и пропускает в большем или меньшем количестве масло в пространство под поршнем H_2 перепускного вентиля G , пропорционально с чем давление изменяется, так как сток урегулированного вентиля T . Когда, например, давление отбора (при уменьшающемся отборе) повышается, то вентиль O открывается в большей степени, давление под H_2 должно повыситься, так как отверстие стока у T остается без изменения, и

вентиль G открывается в большей степени. Но в то же время давление под H повышается вследствие усилившегося стока через O , вентиль свежего пара F закрывается в большей степени, так что повышенная мощность в части низкого давления компенсируется пониженной мощностью в части высокого давления, причем скоростное регулирование от этого в действие не приводит.

Открыв вентиль J , можно выключить регулирование отбора, ибо тогда под H_2 действует такое же давление, как под H , и G вследствие меньшего натяжения пружины открывается совершенно.

Чтобы при временно весьма пониженной нагрузке осуществим был отбор больших количеств нагревательного пара, можно установить автоматический вентиль Z , который при понижении давления нагревательного пара добавочно вводит в трубопровод нагревательного пара заторможенный свежий пар.

Этот добавочный вентиль также приводится в действие регулятором давления R , над мембраною которого действует, пройдя через трубопровод 3 , нагревательный пар, и который переставляет масляный вентиль Q , вследствие чего изменяется давление над нагруженным пружиною поршнем P добавочного вентиля; по трубопроводу 4 масло, в количестве, урегулированном при посредстве вентиля S , поступает в масляный вентиль

Q и стекает через него и через трубопровод 5 ; нормально вентиль Q находится в закрытом состоянии. Если же давление в трубопроводе нагревательного пара опускается ниже того значения, какое необходимо для приведения в действие регулятора давления R , закрывает масляный вентиль Q и давление масла над P настолько открывает добавочный вентиль, что достигается надлежащее значение давления нагревательного пара.

При двух местах отбора пара устраивают для второго отбора еще одно такое же регулирование давления перепуска. Несколько иначе складываются обстоятельства для турбины с отбором пара и противодавлением, т. е. когда мятый пар с давлением выше атмосферного тоже подлежит использованию для нагревательных целей при более низком давлении, которое также надо поддерживать постоянным. Это возможно только при параллельной работе с конденсационной турбиной, так как тут количество мятого пара, как и у турбины с противодавлением, находится в связи с мощностью. Схема такого регулирования фирмы ВВС представлена на рис. 428. Противодавление

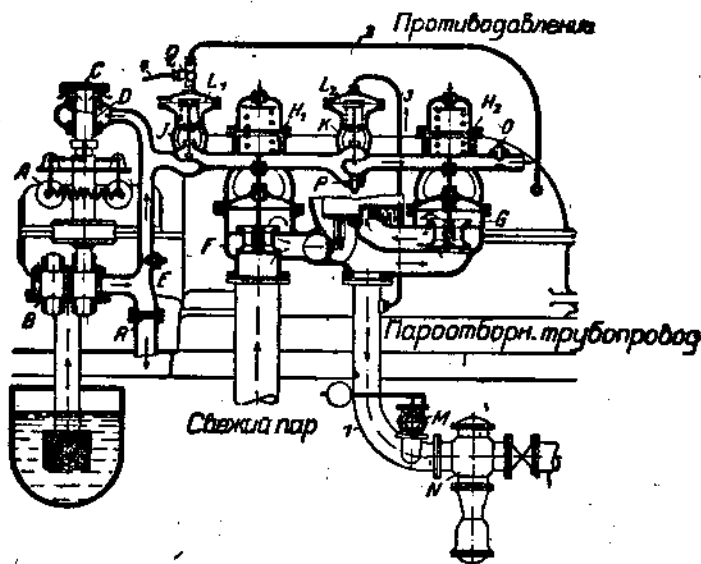


Рис. 428. Регулирование отбора и противодавления, ВВС.

при посредстве регулятора давления J влияет на вентиль свежего пара и на перепускной вентиль, т. е. действует так же, как регулятор скорости (как

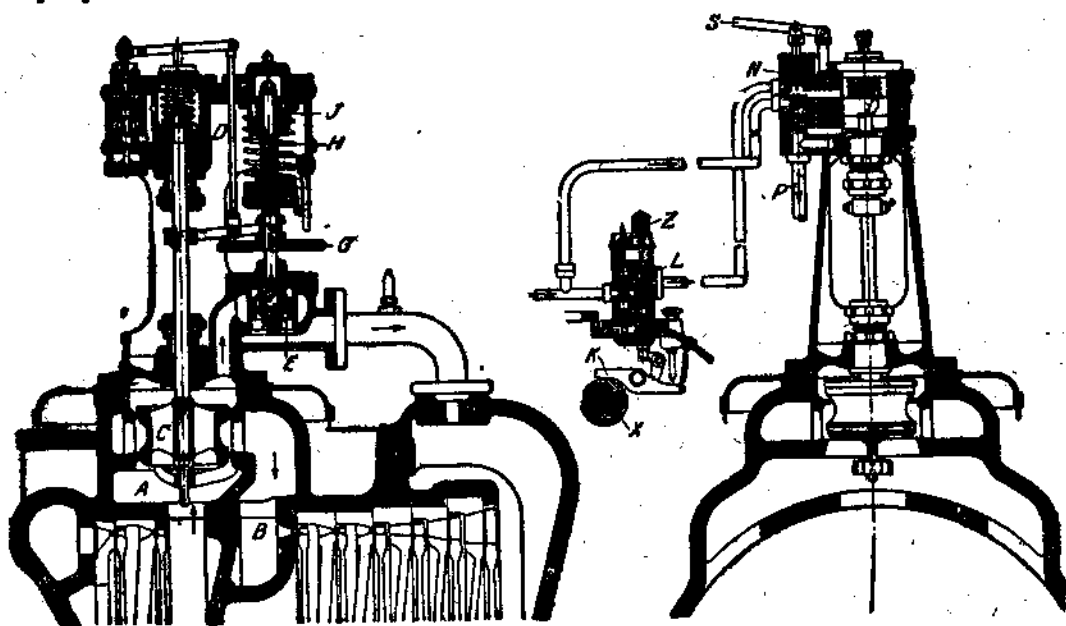


Рис. 429. Регулирование отбора, EWC.

у турбин с противодавлением), между тем как регулятор давления отбора K производит регулирование в описанной выше последовательности.

Когда, например, противодавление (или мощность) вследствие большого спроса на отработавший пар понижается, то давление над мембраною L_1 регулятора давления отработавшего

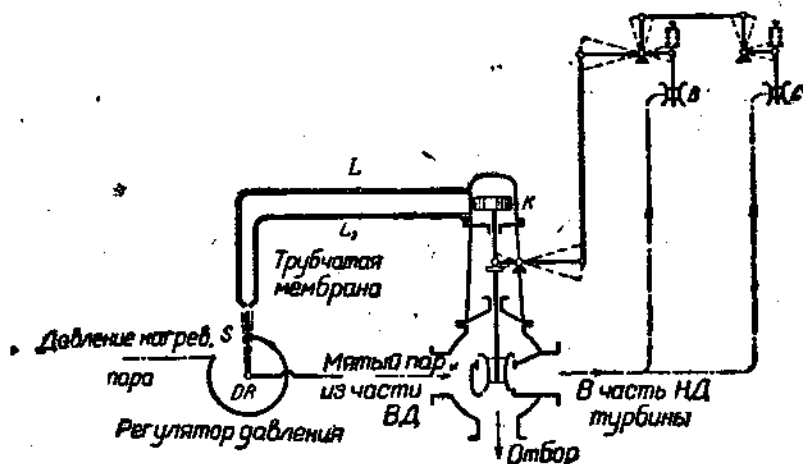


Рис. 430. Схема регулирования отбора фирмы Борзиг.

пара J понижается, пружина в большей степени открывает масляный регулировочный вентиль, и под поршни H_1, H_2 поступает больше масла, вследствие чего при том же выпускном отверстии вентиль O давление повышается и в большей степени открывает оба вентиля F и G ; тогда количество отработавшего пара и мощность турбины увеличиваются, не влияя этим на количество отбора. Q —это кран для выключения регулирования противодавления, I —удаление воздуха.

Регулирование отбора фирмы EWC (рис. 429) действует только на перепускной вентиль *C*, причем между скоростным регулированием и регулированием отбора связи нет.

Перепускной вентиль *C* переставляется регулятором давления, на поршень которого *E* сверху действует нагревательный пар, причем пробившийся через неплотности пар уходит в воздухопроводный патрубок; тот же регулятор посредством распределительного золотника направляет сжатое масло на поршень *D* сервомотора перепуска. Если, например, давление отбора понижается, то *E* движется вверх, золотник—вниз, масло поступает в пространство над поршнем *D* и вентиль *C* закрывается в большей степени. Маховичок *G* служит для регулиро-

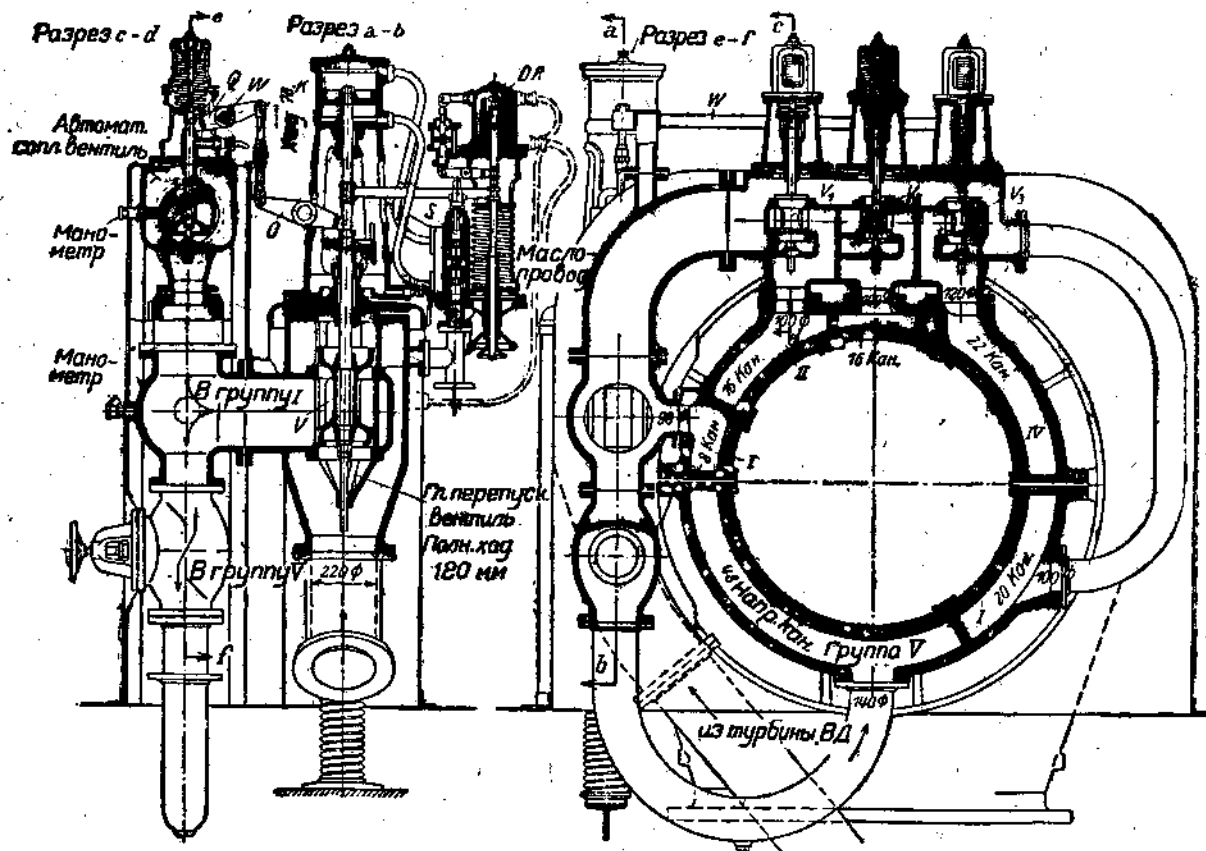


Рис. 431. Регулирование отбора фирмы Крупп.

вания давления, *J* обозначает успокоительный тормоз. В предотвращение разноса турбины устремившимся в обратную сторону паром перепускной вентиль закрывается предохранительным регулятором (см. разрез справа), который при своем вступлении в действие освобождает переключающий золотник *L*, а этот последний подталкивается вверх пружиной *Z* и направляет сжатое масло на поршень предварительной регулировки *N*; поршень этот приподнимается и дает сжатому маслу проникать в пространство над поршнем *D*, между тем как из пространства под этим поршнем масло получает возможность стекать через *P*. Рукоятка *S* служит для выключения вручную.

Регулирование отбора фирмы Борзиг, схематически представленное на рис. 430, исполнено так же, как регулирование свежего пара (ср. рис. 321, стр. 297), но только здесь вместо скоростного регулятора действует регулятор давления *DR*. Этот последний снабжен трубчатой мембраной, в которой действует давление нагревательного пара. Разгибая или сжимая мембрану, это давление переставляет трубу *S*, через которую сжатое масло направляется сверху или снизу на поршень сервомотора *K* и приводит в дей-

стве главный перепускной ventиль А. Этот последний, посредством упора на шпинделе, поочередно открывает или закрывает сопловые ventили В и С.

Регулирование отбора фирмы Крупп представлено в разрезе на рис. 431 для двухкорпусной турбины; регулирование свежего пара (рис. 323, стр. 298) не зависит от регулирования перепуска, и только при параллельной работе с другими турбинами регулятор давления влияет также на регулирование свежего пара.

Регулятор давления DR обычным образом влияет на перепускной ventиль V, который при большом отборе переключается один и подводит пар к группам направляющих каналов I.

При большем подъеме упор захватывает рычаг Q, а от рычага поворачивает вал W, на котором сидят рычаги Q, и эти последние поочередно действуют на сопловые ventили V₁, V₂, V₃, которые подводят пар к группам направляющих каналов II, III и IV. При нулевом отборе можно еще открыть ручной ventиль для группы V, который при отборе закрыт для уменьшения торможения.

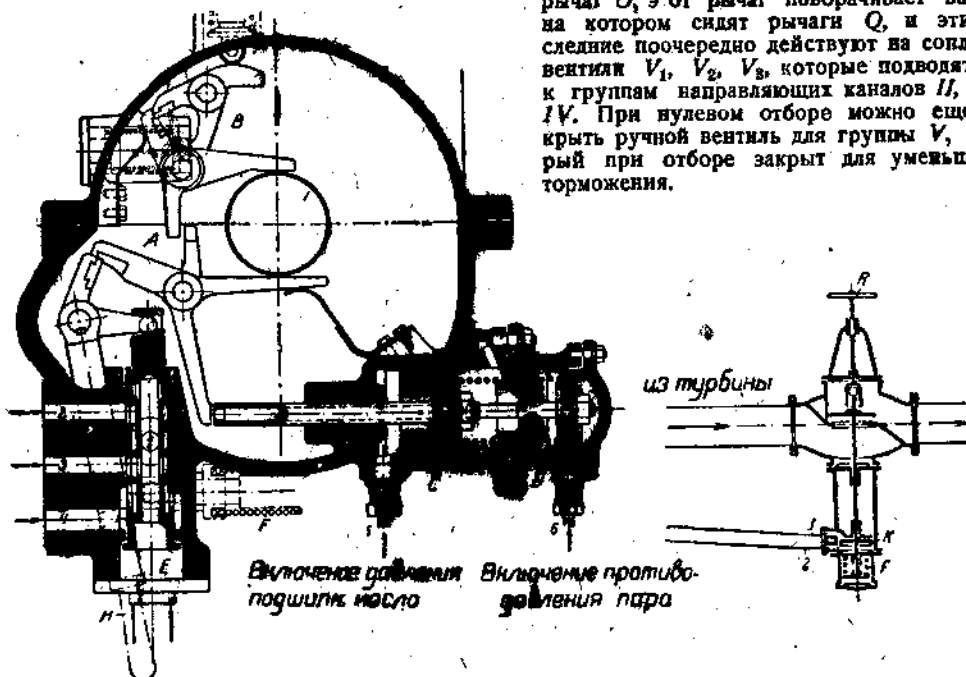


Рис. 432 и 433. Быстродействующий затвор для турбины с отбором пара и обратный клапан фирмы Крупп.

В предотвращение разноса турбины устремившимся обратно нагревательным паром обратный клапан в трубопроводе нагревательного пара закрывается предохранительным регулятором, который управляет также запорным ventилем свежего пара. Кроме того это предохранительное устройство вступает в действие также при слишком низком давлении масла для подшипников и при слишком высоком давлении в патрубке для отбора пара. Устройство это представлено на рис. 432 (быстродействующий масляный затвор см. на рис. 324, стр. 299), обратный клапан — на рис. 433.

Предохранительный регулятор освобождает защелку А, пружина F поворачивает рычаг Н, который в свою очередь поворачивает освобождающее кольцо на нагруженном пружинно поршне запорного ventилиа и в то же время перемещает вниз переключающий золотник Е; сжатое масло, проходящее через 1, поступающее под поршень обратного клапана через 2 и держащее этот клапан открытым, получает тогда возможность стечь, между тем как сжатое масло через 3 (в нормальной работе через 3 стекает пробившееся через неплотности масло) поступает в пространство над поршнем К и закрывает обратный клапан. В том случае, когда давление масла прекращается, ventиль закрывается под давлением пружины. В то же время через 4 стекает сжатое масло из сервомотора регулирования перепуска, а потому закрываются также перепускные ventили. С помощью маховичка R можно ручное закрыть обратный клапан (но не открыть). Трубопровод 5 присоединен к маслопроводу для под-

шпинников; если давление смазочного масла в недопустимой мере понижается, то пружина над поршнем С давит посредством полого шпинделя на коленчатый рычаг и освобождает А. Таким образом турбину можно пустить в ход только при достаточном давлении масла для подшипников. Через трубопровод б давление нагревательного пара над поршнем D противодействует давлению пружины; при недопустимом повышении давления перемещает поршень D влево и посредством внутреннего шпинделя освобождает защелку А.

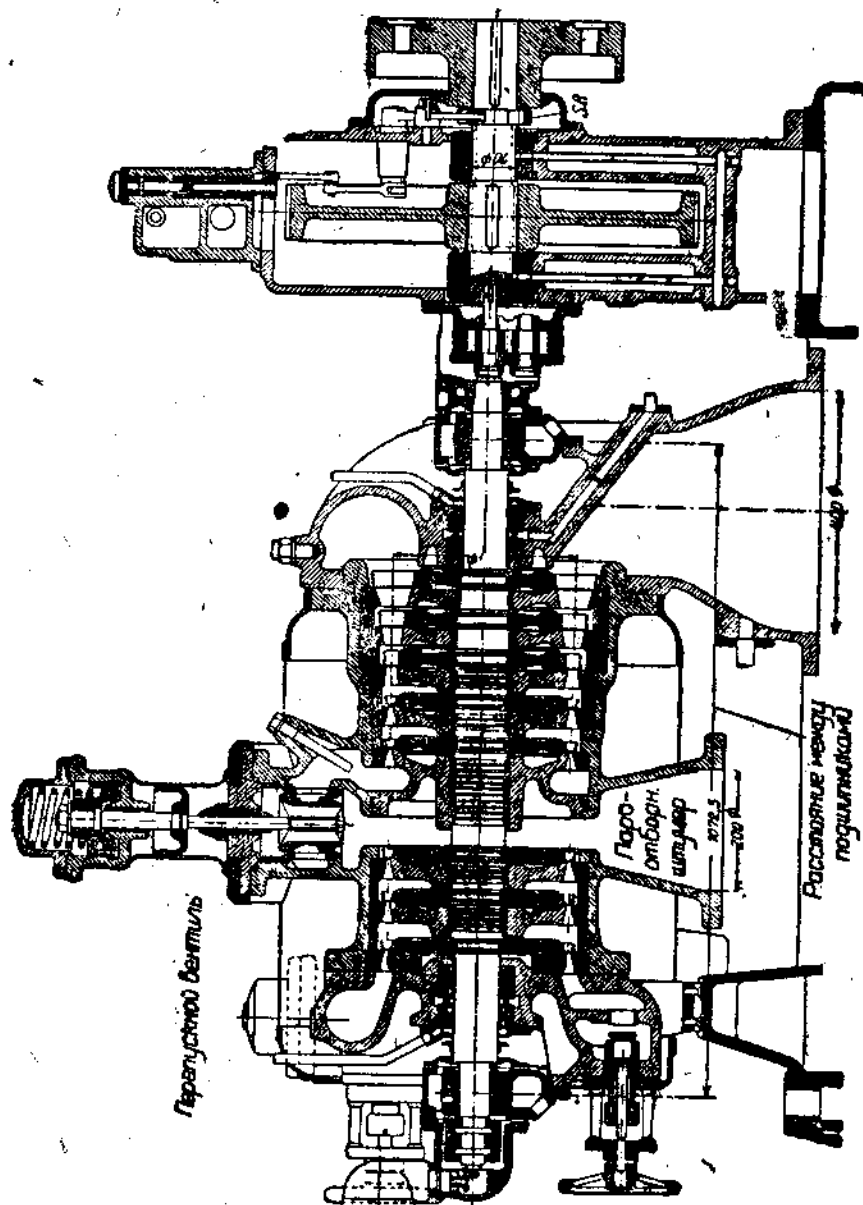


Рис. 434. Малая турбина с отбором пара. EWC.

Д. Формы исполнения турбин с промежуточным отбором пара.

На рис. 434 представлена малая турбина с отбором пара фирмы EWC для 370 эфф. л. с., $n = 9000$ с зубчатой передачей до 1000 обор. в мин. Регулирование—согласно рис. 429. Быстродействующий переключающий золотник—на корпусе передачи. Предохранительный регулятор—рядом с муфтой.

Двухкорпусная турбина с отбором пара фирмы Крупп, мощностью 2000 kW, представлена на рис. 435; регулирование для нее—на рис. 431.

На рис. 436 представлена турбина с отбором пара фирмы SSW для 2000 kW; регулируемые ступени активны, прочие — реактивны; регулирование представлено на рис. 420. На рис. 437 дан чертеж турбины с отбором пара AEG для 10000 kW, а на рис. 438 — турбины с отбором пара WUMAG.

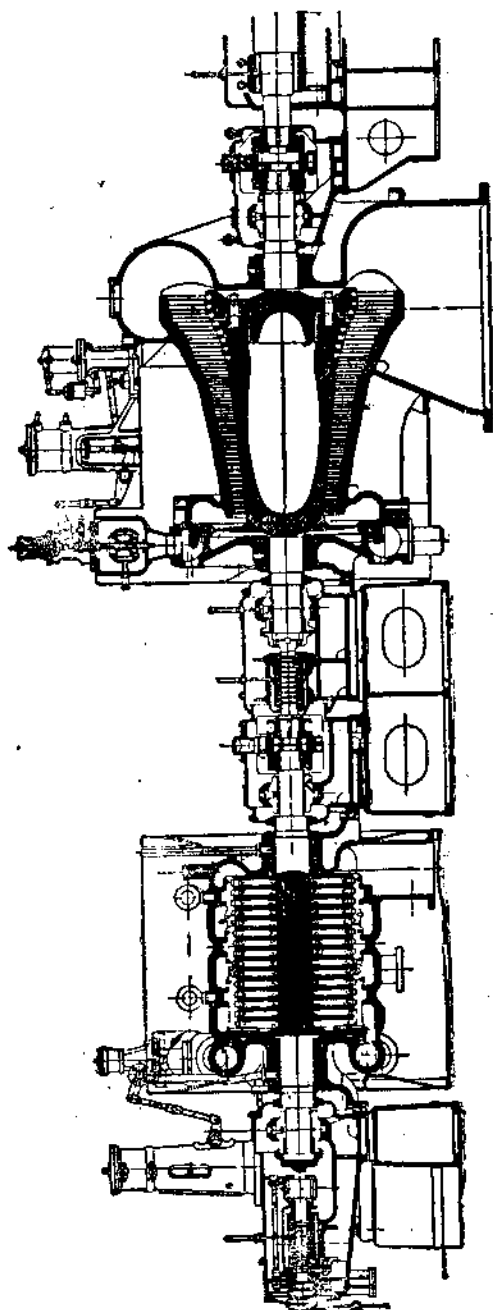


Рис. 435. Турбина с отбором пара фирмы Крупп.

Турбина высокого давления с отбором пара системы Maffei представлена на рис. 439 в исполнении фирмы Гумбольдт, с неразъемным кожухом и диафрагмами (ср. рис. 144, стр. 172); часть низкого давления состоит из одного колеса Кертиса.

III. Турбины для использования мягкого пара.

А. Турбина, перерабатывающая только мягкий пар.

Как мы уже упоминали на стр. 350, есть возможность утилизировать мягкий пар работающих на выхлоп поршневых машин в паровых турбинах

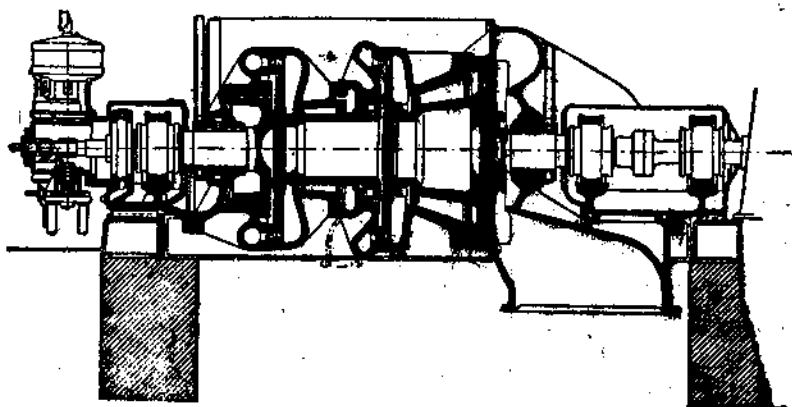


Рис. 436. Турбина с отбором пара 2000 kW, SSW-Редер.

вследствие способности этих последних хорошо использовать высокий вакуум. Так как соответственные поршневые машины (паровые молота,

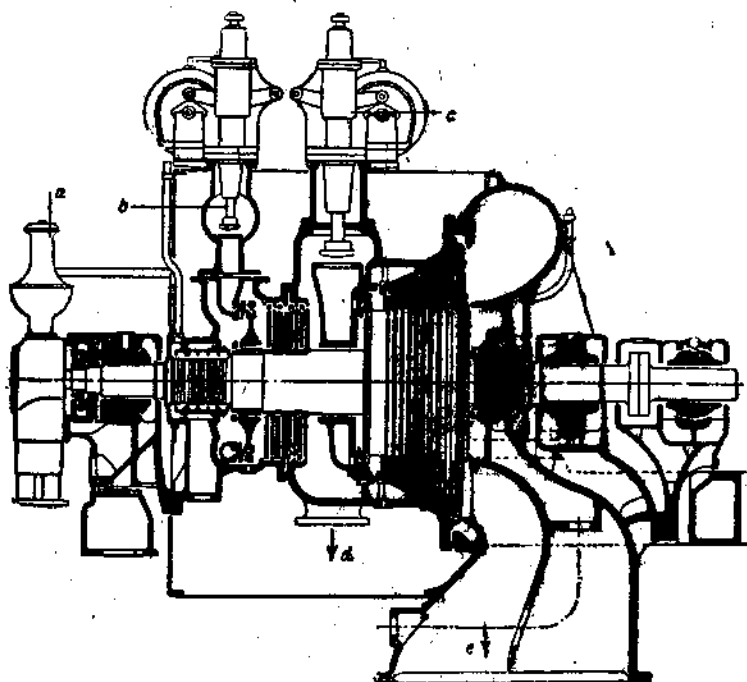


Рис. 437. Турбина с отбором пара фирмы AEG (10000 kW, $n = 3000$).
а — регулятор скорости, б — свежий пар, в — регулирование отбора, д —
отъемный пар, е — мягкий пар.

машины подъемников и прокатных станков) по большей части работают с большим наполнением, то они плохо используют пар (рис. 440), если бы

даже они работали с конденсацией, то использование пара улучшилось бы в них незначительно, тем более, что вакуум здесь не может быть так высок,

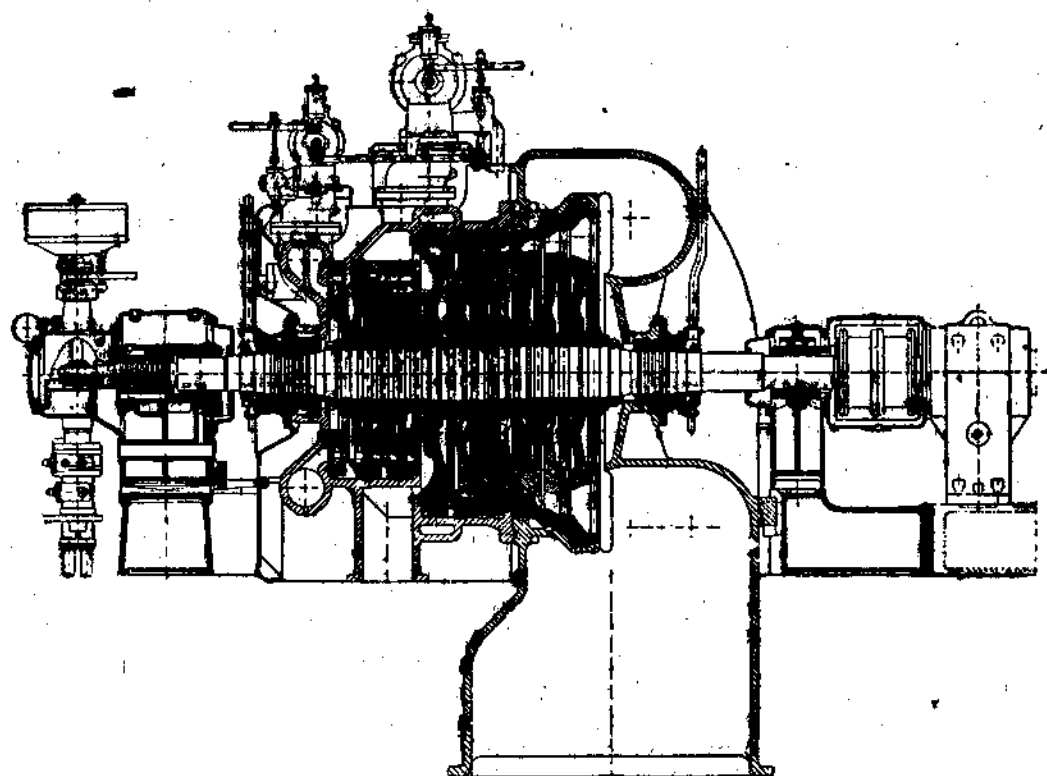


Рис. 438. Турбина с отбором пара, WUMAG.

как у паровых турбин. Поэтому отходящий в меняющемся количестве впитый пар собирают, по предложению Рато, в тепловых аккумуляторах и подводят его затем равномерным потоком к турбине, которая использует его до

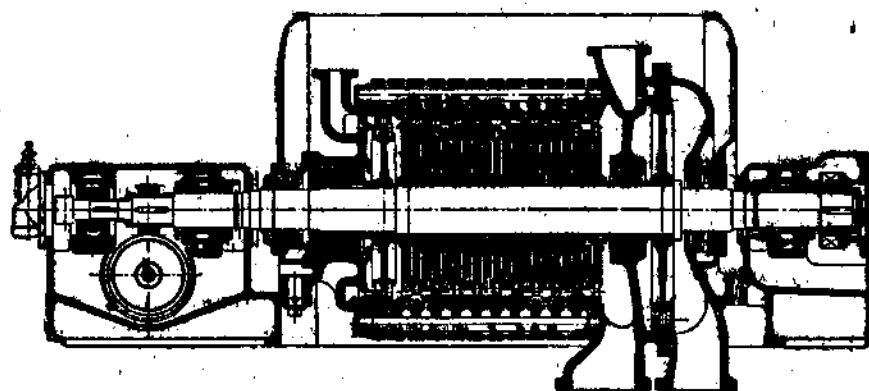


Рис. 439. Турбина с отбором пара высокого давления фирмы Maffei.

наинизшего достижимого давления. Возможный выигрыш выражается площадью $fghi$ на рис. 440; если, например, пар покидает машину при 1,1 атм. абс., в сухом насыщенном состоянии, с $i' = 640,1$ кал/кг, то при вакууме тур-

бины 95% располагаемый перепад составляет 106,6 кал/кг. Эффективный коэффициент полезного действия η , несколько выше, чем у перерабатывающих свежий пар турбин, так как часть высокого давления у этих последних имеет худший коэффициент полезного действия вследствие повышенных при высоком давлении потерь. Эта благоприятная возможность использования мятного пара повела также к тому, что на судах пар сперва используют в поршневых машинах, а затем в турбинах (система Bauer-Wach)¹⁾.

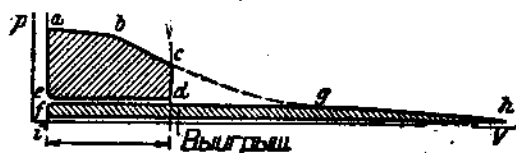


Рис. 440. Выигрыш при установке перерабатывающей мятый пар турбины.

В конструктивном отношении турбины, перерабатывающие мятый пар, отличаются от работающих на свежем паре турбин только тем, что не имеют части высокого давления; регулируются же они так же и рассчитывают их следует аналогичным образом. Но турбины, работающие на одном мятном паре, применяются в тех только случаях, когда в распоряжении всегда имеется достаточно мятного пара, а такие случаи редки.

В. Турбина двух давлений.

1. Системы подвода пара. Чтобы не находиться в зависимости от колеблющегося количества мятного пара при выработке механической энергии и вырабатывать ее даже при полном прекращении подвода мятного пара перед турбиною, перерабатывающей мятый пар, включают работающую свежим паром часть высокого давления, так что свежий пар может один выработать всю мощность, когда подвод мятного пара прекращается, а при достаточном количестве мятного пара часть высокого давления работает вхолостую. Между работой на одном свежем паре и работой на одном мятном паре чаще всего возникает промежуточное состояние: мятного пара не хватает, приходится подводить соответственное количество свежего пара. При такой смешанной работе возможны следующие комбинации:

а) пар из части высокого давления смешивается с мятным паром перед частью низкого давления;

б) к первой ступени низкого давления подводятся отдельно свежий пар и мятый пар;

с) к первой ступени низкого давления подводится только мятый пар, тогда как пар из части высокого давления обходит первую ступень и встречается с мятным паром перед второй ступенью;

д) свежий пар и мятый пар подводятся совершенно отдельно в так называемых двухпоточных турбинах.

Во всех этих случаях часть низкого давления может быть исполнена с регулированием торможением или с количественным регулированием.

а) Смешение пара из части высокого давления с мятным паром перед частью низкого давления. 1. Часть высокого давления с количественным регулированием. Тут перед частью низкого давления неизменно действует одно и то же начальное состояние; соответственная схема представлена на рис. 441.

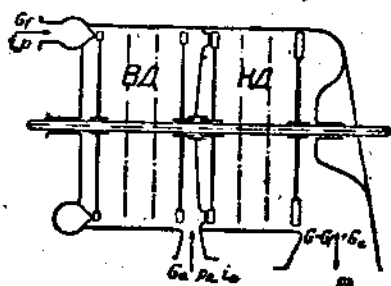


Рис. 441. Схема турбины двух давлений.

¹⁾ См. Festschrift zum 70 Geburtstag von Prof. A. Stodola (извлечение см. „Die Wärme“, 1929, № 38, стр. 737).

Часть высокого давления должна быть рассчитана на максимальную мощность и работу одним только свежим паром при максимальном количестве свежего пара $G_{f \max}$, часть низкого давления — на максимальную мощность при максимальном количестве мягкого пара $G_{a \max}$ кг/час и, при нехватке этого последнего, еще на добавочное количество свежего пара G_{fm} кг/час.

Мощность при работе одним только свежим паром равна:

$$632 N_s = G_{f \max} \cdot H_f \quad (a)$$

и в общем случае, при смешанной работе,

$$632 N_t = G_f H_{fm} + G_a H_a \quad (b)$$

где H_f и H_{fm} означают использованный перепад свежего пара, а H_a — использованный перепад мягкого пара. При работе одним только мягким паром мы имели бы $G_a = G_{a \max}$ и, если его хватает для максимальной мощности, $G_f = 0$.

Чтобы определить перепады, нужно представить себе как изменяется состояние.

Если отложить изменение давления над ступенями (рис. 442), то A всегда является начальной точкой, и изменение при работе одним только свежим паром происходит примерно по ABC , перед частью низкого давления

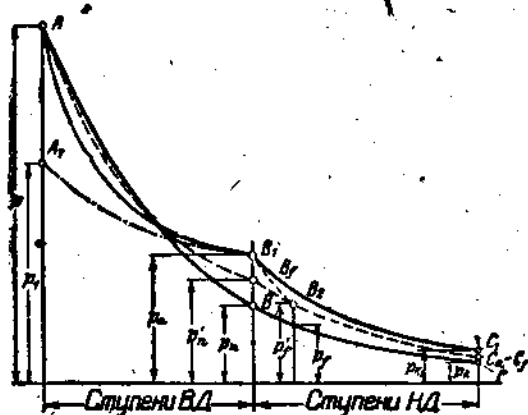


Рис. 442. Изменение давления.

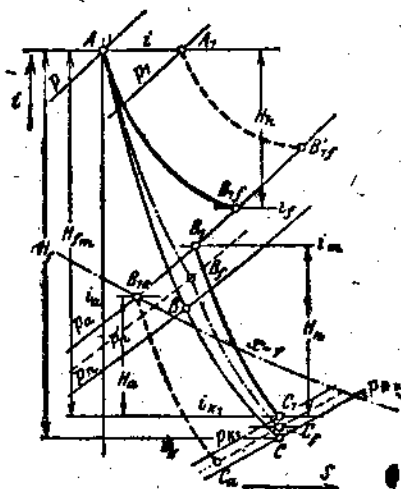


Рис. 443. Изменение состояния.

с еще неизвестным давлением p_n в B (которое вследствие меньшего количества пара в части низкого давления, чем при работе мягким паром, будет меньше давления мягкого пара p_a) и конденсаторным давлением p_k . На диаграмме is (рис. 443) ABC изображает соответственное изменение состояния, а H_f — использованный перепад.

При смешанной работе с максимальным количеством мягкого пара $G_{a \max}$ и добавочным количеством свежего пара G_{fm} изменение на рис. 442 будет происходить по AB_1C_1 с использованием давления мягкого пара p_a и придет к конденсаторному давлению p_{k1} в C_1 , которое вследствие большего количества пара будет расположено несколько выше, чем p_k при работе свежим паром. На диаграмме is (рис. 443) AB_1 изображает изменение в части высокого давления с конечным состоянием в B_1 (вследствие худшего η , в связи с меньшим количеством пара конечное состояние расположено выше, чем

при работе свежим паром). Если B_{1a} означает заданное начальное состояние мятого пара, то смесь подчинена тепловому уравнению

$$G_{fm} \cdot i_f + G_{a \max} \cdot i_a = (G_{fm} + G_{a \max}) \cdot i_m, \quad (c)$$

с обозначениями рис. 443, откуда определяются i_m и состояние B_1 перед частью низкого давления. Тогда изменение в части низкого давления происходит по $B_1 C_1$.

При указанных перепадах и количествах пара в части высокого давления и части низкого давления мощность равна:

$$632 N_i = G_{fm} \cdot H_h + (G_{fm} + G_{a \max}) H_a \quad (d)$$

или по уравнению (b)

$$632 N_i = G_{fm} \cdot H_{fm} + G_{a \max} \cdot H_a \quad (e)$$

Здесь задана величина $G_{a \max}$, а H_a тоже можно с достаточной точностью определить, задавшись величиной η_i (вследствие работы части высокого давления вхолостую η_i хуже, чем у работающих одним только мятим паром турбин). Чтобы найти G_{fm} , нужно на пробу задаться изменением или величиной η_p , что вполне возможно на основании опытных данных.

Если бы коэффициенты полезного действия и перепады были независимы от количества пара ($H_{fm} = H_p$), то, принимая во внимание, что мощность достижима как при работе одним только свежим или одним только мятим паром, так и при смешанной работе, мы имели бы:

$$632 N_i = G_{f \max} \cdot H_f = G_{a \max} \cdot H_a = G_f H_{fm} + G_a H_a.$$

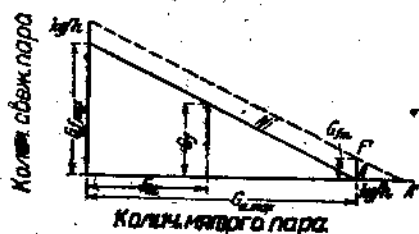


Рис. 444. Количество пара.

Разделив первый член правой части на лезую часть, а второй член правой части на среднюю часть, мы находим закон зависимости количества пара:

$$\frac{G_f}{G_{f \max}} + \frac{G_a}{G_{a \max}} = 1,$$

т. е. уравнение прямой линии, как и у турбин с отбором пара, если количество мятого пара откладывать по оси абсцисс, а количество свежего пара — по оси ординат (рис. 444). Общее количество пара всегда равно сумме координат $G = G_f + G_a$ для определенной мощности; для других мощностей получаются другие прямые. При меняющемся η_i линия уже не вполне прямая, но эта прямая все же может служить для ориентировки.

Соотношением этим можно воспользоваться и для того, чтобы найти, сколько нужно добавлять свежего пара G_{fm} при полной нагрузке и нехватке мятого пара. Для этого определяют то количество мятого пара, которое развивало бы полную мощность (A' , рис. 443), и, далее, количество пара $G_{a \max}$ при работе одним только свежим паром и полной нагрузке (на рисунке для этого случая $G_{f \max}$ предположено большим, см. изображенную пунктиром

прямую), для чего можно задаться η , в узких пределах (несколько ниже, чем при конденсационных турбинах, вследствие менее благоприятного распределения перепада в части низкого давления); тогда мы получаем прямую $A'F'$ (рис. 444) и для $G_{a \max}$ в виде ординаты — искомое количество пара G_{jm} .

Сечения части низкого давления должны быть рассчитаны на общее количество пара $G_{a \max} + G_{jm}$, см. ниже.

Сначала следует рассчитать часть высокого давления, а для этого надо найти давление p_n ; согласно соотношению 1 на стр. 262 мы имеем для этого давления:

$$\frac{p_n}{p_a} = \frac{G_{jm \max}}{G_{jm} + G_{a \max}}$$

С помощью определившегося отсюда p_n можно взять из диаграммы is адиабатический перепад части высокого давления и рассчитать эту часть. Далее, надо выяснить изменение состояния части высокого давления для G_{jm} кг/час (при максимальном количестве мягкого пара) до давления p_n , и тогда определится состояние B_{1r} . Отсюда можно по уравнению (с) найти состояние B_1 и, взяв его за начальное состояние, рассчитать низкое давление для количества пара $G_{jm} + G_{a \max}$ и определить сечения. При этом должно быть соблюдено уравнение (d) или (e). Далее можно также определить изменение BC в части низкого давления при работе одним только свежим паром, причем должно быть соблюдено уравнение (a).

2. Регулирование торможением свежего пара. При работе одним только свежим паром изменение состояния таково же, как при количественном регулировании и максимальной мощности; при смешанной работе процессы таковы же, какими они описаны были в связи с регулированием торможением (см. 261). Торможенное давление p_1 (рис. 442 и 443) зависит от количества свежего пара; согласно соотношению 1 на стр. 262 имеем $p_1/G_1 = p/G_{a \max}$ или находим его точнее по конусу весов пара (стр. 263). Так как G_1 вначале неизвестен, то следует графически произвести интерполяцию, определив для нескольких давлений p_1 (на $i = \text{const}$) перепад от p_1 до p_n , состояние B_{1r} , величину i_m' по уравнению (с) и величину G_1 по уравнению (d); если отложить p_1/G_1 над p_1 , то на пересечении определившейся кривой с ординатой $p/G_{a \max}$ найдется соответственное давление p_1 .

б) При раздельном подводе мягкого пара и пара из части высокого давления к первой ступени низкого давления всегда применяется количественное регулирование мягкого пара, вследствие чего давление остается равным p_n . Оба количества пара в незначительной степени будут смешиваться даже за второй ступенью, но давления там должны быть одинаковы, между тем как перед первой ступенью они могут быть различны, например p_a в B_{1a} мягкого пара и p_n в B_1 (рис. 442 и 443). Перед второй ступенью низкого давления надо иметь достаточное пространство, чтобы при работе одним только свежим или одним только мягким паром пар мог распределяться по всем соплам второй ступени. Для свежего пара изменение происходит по AB_1C_1 , и для мягкого пара по $B_{1a}C_a$. Отсюда получаются перепады для уравнения (e); в уравнение (f) надо вместо p_n и p_a подставить давления p_1 и p_1' (рис. 442).

с) При подводе одного только мягкого пара к первой ступени низкого давления и смешении перед второй ступенью с давлением p_n условия за первой ступенью складываются так же, как это изложено в п. „а“ относительно происходящего перед первой ступенью; свежий

пар расширяется в части высокого давления до p_m , мятый пар расширяется в первой ступени от p_a до p_m .

д) Полное разобщение свежего пара и мятого пара при двухпоточной конструкции (рис. 445) представляет собой хорошее решение

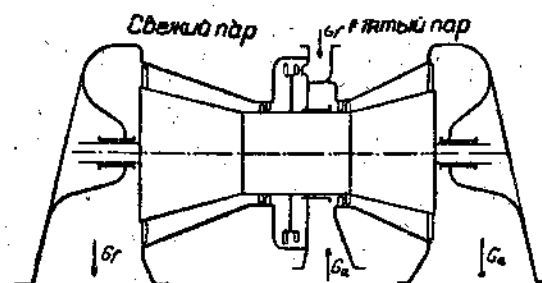


Рис. 445. Двухпоточная конструкция турбины двух давлений.

задачи, когда и без того часть низкого давления представляется целесообразным подразделить. Так как тут вообще не происходит смешения, то расчет следует вести как для работающей только мятым паром турбины, так и для обыкновенной конденсационной турбины; количества пара G_1 и G_a вычислить легко, так как коэффициенты полезного действия здесь лишь не на много меньше, чем у перерабатывающих один только мятый пар турбин и у конденсационных тур-

бин. В самом деле, при работе одним только свежим паром вращается вхолостую часть мятого пара, а при работе одним только мятым паром — часть свежего пара (потери на трение колеса незначительны). Вследствие этого возникает от трения значительно меньшее количество тепла, причем, пробивающийся через неплотности пар еще вызывает охлаждение,

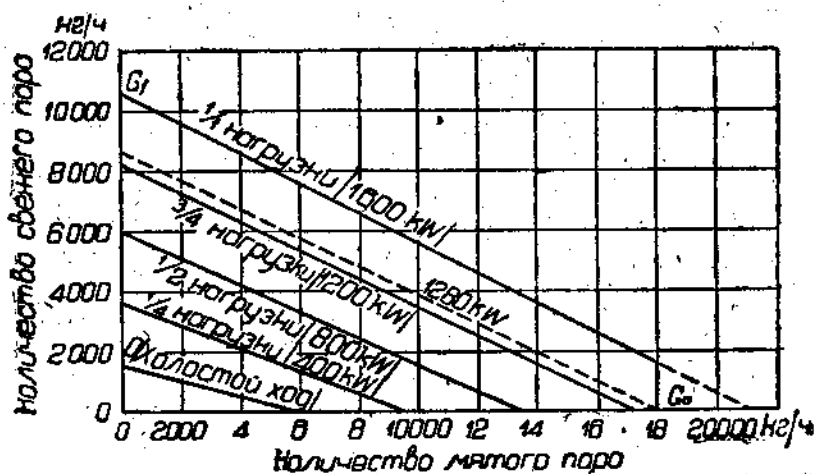


Рис. 446. Расход пара в турбине двух давлений.

между тем как при других исполнениях температуры в части высокого давления могут возрасти в опасной степени.

2. Расход пара. Расход пара для различных мощностей и количества мятого пара можно указать на основании представленного на рис. 444 закона в следующей форме. По уравнению (д) имеем в общем виде для мощности N , (рис. 443):

$$G_1 H_a + (G_1 + G_a) H_n = 632 N,$$

или

$$G_1 (H_a + H_n) + G_a H_n = 632 N,$$

(г)

Отсюда количество свежего пара при определенной мощности, как величина, зависящая от количества мягого пара, равно:

$$G_1 = \frac{632 N_1}{H_h + H_n} - G_n \frac{H_n}{H_h + H_n}, \quad (h)$$

причем $N_1 = N_n + N_1 = N_n : \eta_m$.

Таким образом можно определить необходимое количество свежего пара G_1 для различных нагрузок, при которых требуется или находится в распоряжении определенное количество мягого пара. В связи с рис. 144

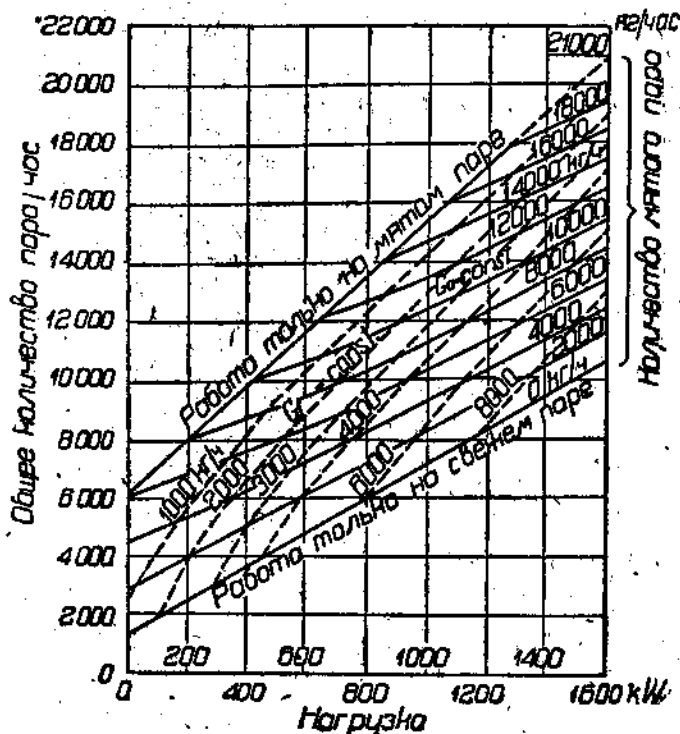


Рис. 447. Расход пара в турбине двух давлений.

можно расход пара изобразить как на рис. 446, отложив над значениями G_n значения G_1 для различных нагрузок. Отсюда можно затем брать количество свежего пара и общее количество пара при различных располагаемых количествах мягого пара. Рис. 446 действителен для турбины 1600 kW с наибольшим количеством мягого пара 18000 кг/час (которое способно, когда турбина работает только на мягком паре, развить 1280 kW); на основании этой диаграммы можно еще представить расход пара в зависимости от мощности, и притом как расход мягкого пара, так и общий расход (рис. 447), перенося из рис. 446 и откладывая для различных мощностей значения G_1 и $G_n + G_1$; далее, можно нанести кривые для равных значений G_n и, наконец, кривые равного количества G_1 . Эти графики служат также для расчета регулирования.

1. Требования. К регулированию турбин двух давлений предъявляются те же требования, что и к регулированию турбин с отбором пара: подвод свежего пара и подвод мятого пара в турбине должен быть согласован с находящимся в аккумуляторе количеством мятого пара. При этом

1) в случае увеличения нагрузки должен быть использован мятый пар, и только при нехватке его должен подводиться свежий пар; в случае уменьшения нагрузки сокращаться должен подвод свежего пара и только после полного его прекращения — подвод мятого пара. Таким образом, при изменениях нагрузки скоростной регулятор переставляет оба вентиля в одном и том же направлении, но последовательно.

2) При неизменной нагрузке, в случае увеличения количества мятого пара, регулятор давления должен в большей степени открыть вентиль мятого пара и в большей степени закрыть вентиль свежего пара; в случае уменьшения количества мятого пара — наоборот. Таким образом, вентили должны приходить в действие, перемещаясь в противоположных направлениях. Наконец, при переходе от работы одним свежим паром или одним мятым паром на смешанную работу число оборотов должно изменяться как можно меньше. Регулятор давления должен также предотвращать чрезмерное разрежение в аккумуляторе.

Эти требования осуществимы с помощью сервомотора, поршень которого посредством коромысла приводит в действие оба вентиля, но так, что под действием пружины вентиль свежего пара при движении для закрывания раньше закрывается, чем разгруженный с помощью другой пружины вентиль мятого пара, а при движении для открывания сперва задерживается и начинает от-

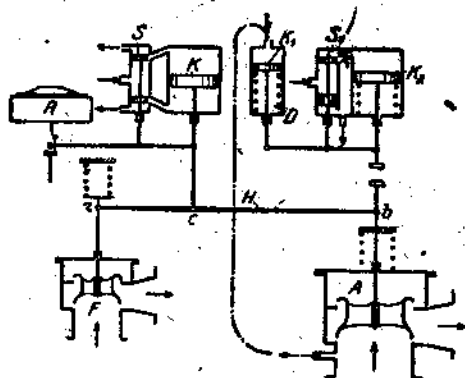


Рис. 448. Принцип регулирования турбины двух давлений.

крываться только тогда, когда вентиль мятого пара открылся в соответствии с имеющимся количеством мятого пара. Так как вентиль мятого пара должен открываться в соответствии с имеющимся количеством пара, то переставлять его должен регулятор давления, или же, при колоколообразных аккумуляторах, его движение должно зависеть от положения колокола: при понижающемся давлении или наинизшем положении колокола вентиль мятого пара совершенно закрывается и одновременно открывается вентиль свежего пара. Для этого тоже нужен сервомотор. Основная идея схематически изображена на рис. 448.

Поршень сервомотора K переставляется обычным образом от скоростного регулятора посредством распределительного золотника S и действует на рычаг H (коромысло), который соединен со шпинделями вентиля свежего пара F и вентиля мятого пара A ; вентиль свежего пара нагружен пружиной, вентиль мятого пара разгружен пружиной. Вследствие этого, при надлежащем давлении мятого пара и возрастающей нагрузке, a становится неподвижной точкой для H и вентиль мятого пара A поднимает поршень сервомотора K , пока точка b не встретится с упором, после чего при дальнейшем подъеме K поднимается также вентиль свежего пара, преодолевая давление пружины. На положение упора влияет регулятор давления D , на поршень которого K_1 , нагруженный пружиной, действует давление мятого пара; когда это последнее давление понижается, то пружина под поршнем K_1 перемещает вверх распределительный золотник S_1 , сжатое масло поступает в пространство над

K_2 , и перемещает упор вниз (этим обусловлено выключение) или соответственно закрывает совсем ventиль A ; в то же время открывается ventиль свежего пара, так как с образует неподвижную точку, и без участия скоростного регулятора мощность поддерживается на прежнем уровне. Упор не дает чрезмерно открыться ventилью мягого пара, но не препятствует ему закрыться под действием скоростного регулятора. Благодаря упору b становится точкой вращения для H при движении вверх, и ventиль свежего пара открывается. При отсутствии мягого пара K_2 совершенно закрывает ventиль A , в действие приводится только F , и работу совершает только свежий пар; при достаточном количестве мягого пара, наоборот, F закрывается, в действие приводится только A , и работу совершает только мягкий пар. Тем самым требования соблюдены. По этой основной идее

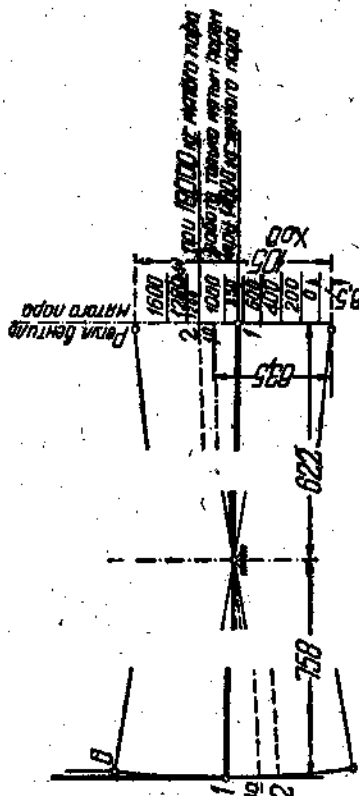
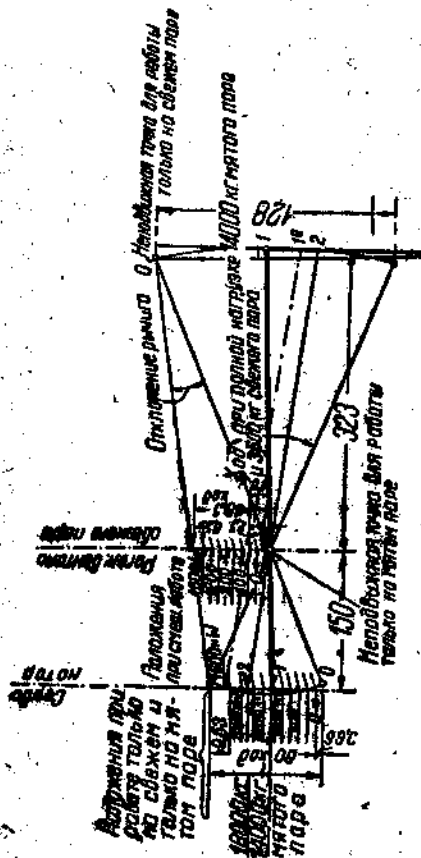


Рис. 449. Схема регулирования турбины двух давлений.

регулирующие устройства могут быть исполнены многообразно, причем возможны также ее видоизменения и гидравлическое управление ventильями.

Перед регулировочным ventилем мягого пара надо поместить запорный ventиль, находящийся под влиянием предохранительного регулятора и предотвращающий разнос турбины мягким паром.

Величина ходов регулировочных ventилей должна, разумеется, находиться в определенной взаимной зависимости при различных нагрузках и количествах мягого пара, сообразно с требующимися степенями открытия ventилей, дабы при работе свежим паром и при работе мягким паром возникало одно и то же положение сервомотора, т. е. одинаковое число оборотов при одинаковой нагрузке. При смешанной же работе должно по необходимости произойти небольшое изменение числа оборотов.

Величина ходов регулировочных ventилей должна, разумеется, находиться в определенной взаимной зависимости при различных нагрузках и количествах мягого пара, сообразно с требующимися степенями открытия ventилей, дабы при работе свежим паром и при работе мягким паром возникало одно и то же положение сервомотора, т. е. одинаковое число оборотов при одинаковой нагрузке. При смешанной же работе должно по необходимости произойти небольшое изменение числа оборотов.

Прежде всего должны быть установлены конструктивные соотношения (расстояния между вентилями и т. п.) и наибольшие ходы вентилей, как, например, на рис. 449¹⁾, откуда получают ход сервомотора и положения вентилей для работы свежим и для работы мятым паром. На упрощенной диаграмме ходов вентилей (рис. 450) можно, задавшись ходом для холостой работы и избыточным ходом, разделить ход на равные промежутки в пределах от нуля до полной нагрузки, откуда получают зависимости между ходами вентилей и ходом сервомотора, откладываемые как на рис. 449. На основании количеств пара, согласно рис. 446 или 447, можно затем вычислить сечения вентилей, как это указано было применительно к регулированию торможением (стр. 263, рис. 272), и найти форму дроссельных конусов (рис. 451).

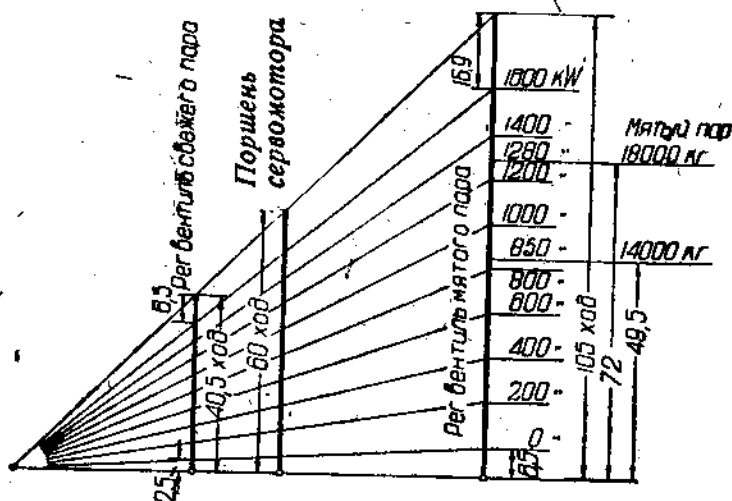


Рис. 450. Диаграмма ходов вентилей.

При слововом регулировании расчет вентилей с должными оговорками производится аналогично сказанному на стр. 270.

При неизменном количестве мягого пара и изменении нагрузки скоростной регулятор представляет поршень K_1 и при посредстве рычага H , тяг ED , CD и коленчатых рычагов EFG . ABC — вентиль свежего пара V_1 и вентиль мягого пара V_2 в одном и том же направлении; при увеличении нагрузки, т. е. подъеме K_1 , рычаг H опускается, и так как пружина L разгружается, то сперва поднимается V_2 до той высоты, которую ограничивает поршень K_2 , а затем лишь открывается V_1 . При неизменной нагрузке H является неподвижной точкой, регулятор давления

¹⁾ Диаграмма построена для 1600 kW при максимально 18 000 кг/час. мятного пара (рис. 446 и 447).

M при посредстве поршня сервомотора K_2 переставляет коленчатый рычаг ABC и при посредстве тяг CD , DE и рычага EFG — вентиль V_1 в противоположном направлении.

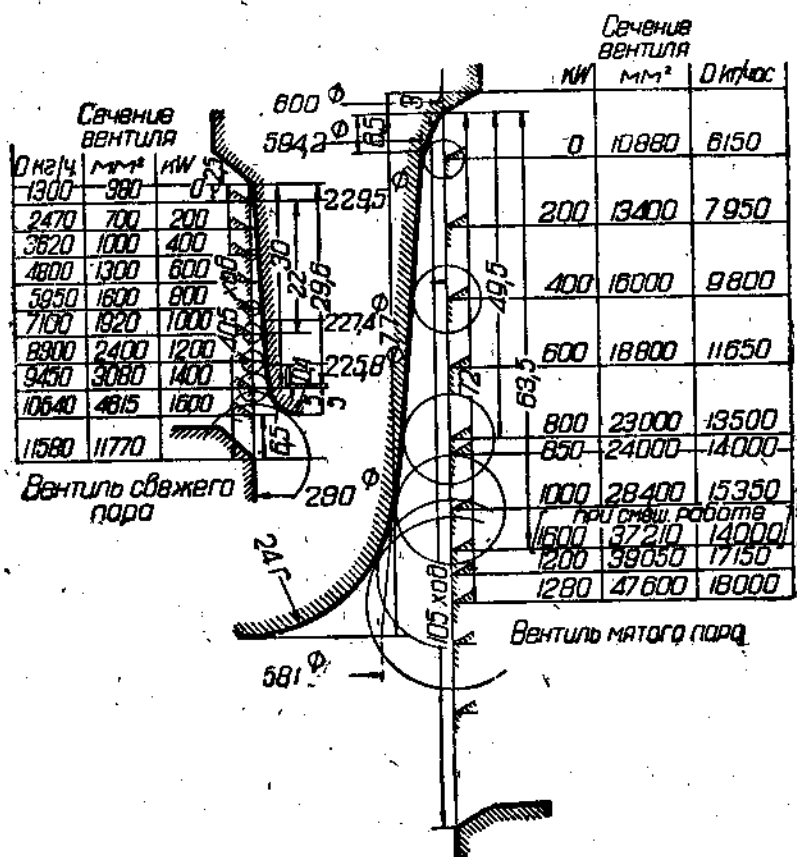


Рис. 451. Дроссельный конус.

Когда, например, давление мягкого пара понижается, то M идет вниз, масло поступает в пространство под K_2 , закрывает V_a и открывает V_f .

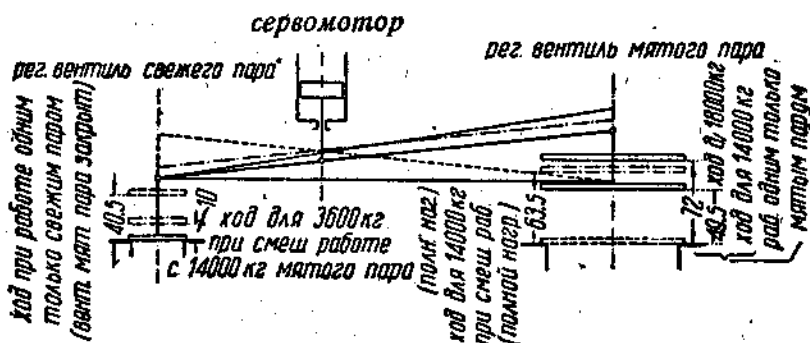


Рис. 452. Упрощенная схема регулирования.

Регулирование турбин двух давлений, применяемое фирмой WUMAG, схематически показано на рис. 454; поршень сервомотора K_1 при посредстве рычага II действует на вентиль свежего пара F и на вентиль мягкого пара

А, между тем как регулятор давления D ограничивает ход, т. е. степень закрытия вентиля мягого пара, с помощью поршня сервомотора K_2 , который может также приводить в действие вентиль F посредством рычага II .

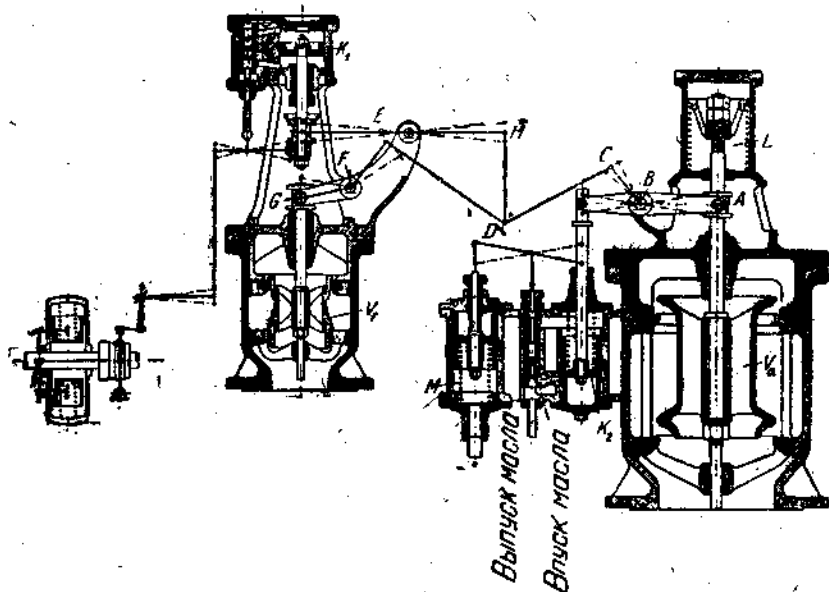


Рис. 453. Регулирование турбины двух давлений фирмы MAN (Пато).

Скоростной регулятор R посредством распределительного золотника S_1 переставляет поршень сервомотора K_1 , соединенный с коромыслом II , которое стремится переместить вентили в одинаковом направлении. При достаточном количестве мягого пара регулятор давления D вызывает подъем поршня K_2 , вентиль мягого пара A может переместиться вверх, вентиль свежего пара F закрывается пружиной f и работу совершает только мягый пар (рис. 454a); регулятор R приводит в действие только вентиль мягого пара, так как a — неподвижная точка. Когда A совершенно открыт, т. е. когда шпindel в L упирается в шпindel поршня, то при дальнейшем движении вверх поршня K_1 , вентиль свежего пара открывается, преодолевая давление пружины, и начинается смешанная работа. Если же, наоборот, давление мягого пара становится слишком низким, то пружина регулятора давления D переставляет поршень K_2 вниз, A закрывается, c становится точкой вращения для II , и K_1 приводит в действие только F : работу совершает только свежий пар (рис. 454b).

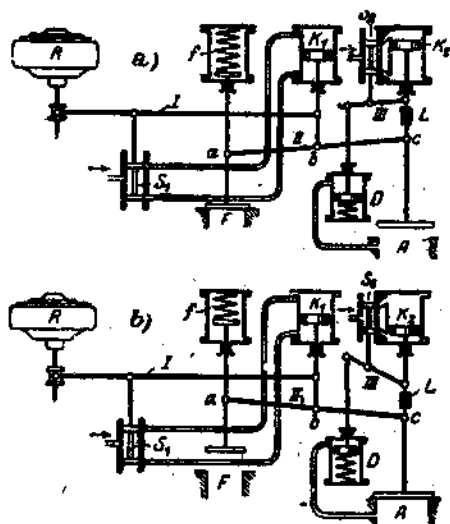


Рис. 454. Схема регулятора турбины двух давлений фирмы WUMAG.

При колоколообразных аккумуляторах фирма WUMAG применяет дистанционное регулирование по схеме рис. 455. Тут, наряду с нормальным регулированием свежего пара, регулировочный вентиль мягого пара A управляется регулятором давления D , на который влияет положение колокола аккумулятора.

Напорный маслопровод второго, обслуживающего регулирование масляного насоса введен в пространство над поршнем K_2 регулятора давления D и в вентиль дистанционной регули-

ройки V_1 у колокола аккумулятора; при высоком расположении колокола вентиль V_1 совершенно закрыт грузом G . Над K_2 действует полное давление масла, вследствие чего K_2 опускается и посредством распределительного золотника S_2 поднимает поршень K_3 , совершенно открывая регулировочный вентиль A (работа одним только мягким паром), поскольку мягкого

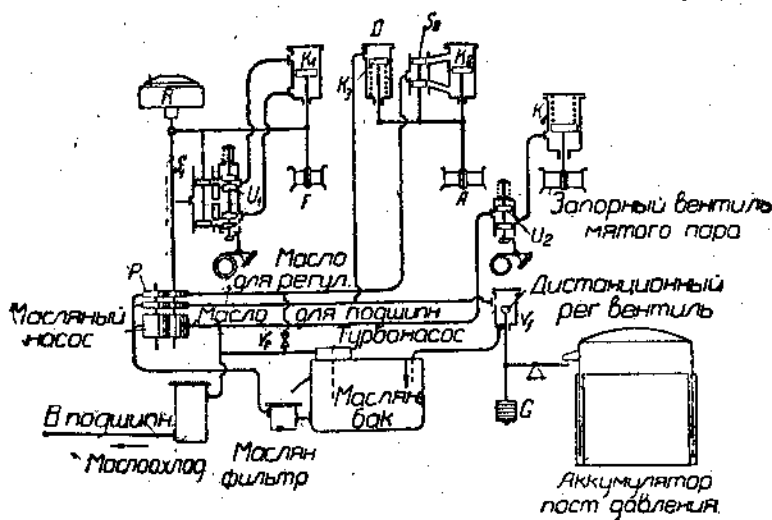
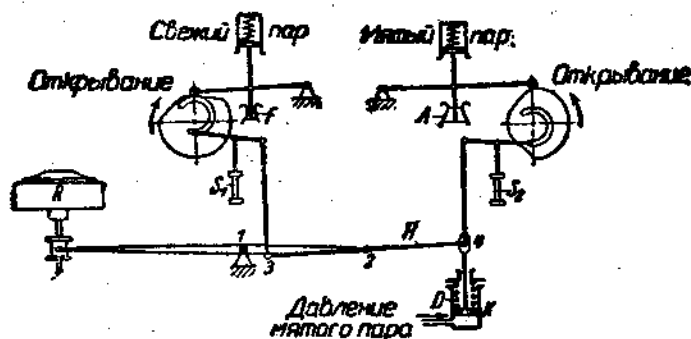


Рис. 455. Дистанционное регулирование турбины двух давлений (схема) фирмы WUMAG.

пара хватает, в противном же случае скоростной регулятор подбавляет свежего пара. При низком расположении колокола упор открывает масляный вентиль V_1 и дает маслу стекать, вследствие чего давление над K_2 понижается и вентиль A закрывается в большей степени. При этом недостающую мощность снова развивает подводный скоростной регулятор свежего пара (смешанная работа). Когда колокол аккумулятора достиг своего нижнего положения, то V_1 совершенно открыт, а регулировочный вентиль мягкого пара совершенно закрыт (работа одним



При работе одним только свежим паром точка 1 занимает нижнее положение, так как поршень K регулятора давления при незначительном количестве пара перемещает ее вниз и она является тогда неподвижной точкой для рычага H ; при работе одним только мягким паром 1 отжимается вверх, а 3 — вниз, так как сначала точкой вращения для H является 2.

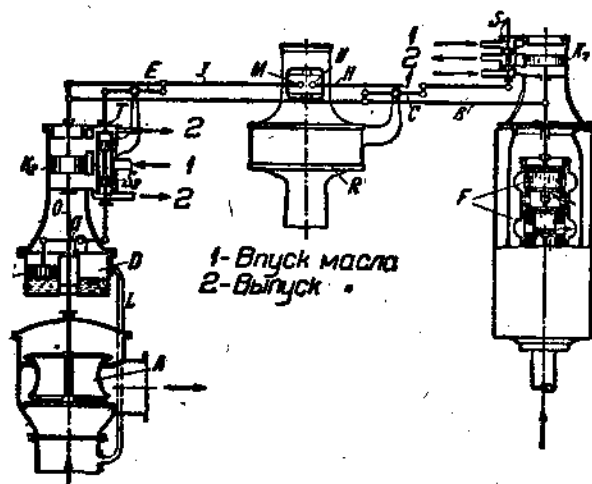


Рис. 457. Схема регулирования турбины двух давлений фирмы BEW.

Вследствие этого вентили свежего пара закрываются и тогда при изменении нагрузки точкой вращения для H является 3. Когда одного только мягкого пара не хватает, то регулятор давления занимает некоторое среднее положение, и регулятор R переставляет обе регулировки, но регулировку мягкого пара — только в пределах прореза в шпинделе регулятора давления, т. е. в зависимости от аккумуляторного давления.

Схема регулирования турбин двух давлений фирмы BEW представлена на рис. 457. Регулятор давления D состоит из двух сообщающихся сосудов с ртутью. Один из них подвержен давлению мягкого пара, в другом находится поплавков Q , который действует на регулировку

при изменении уровня ртути (регулировку свежего пара см. на рис. 300, стр. 284).

При нагрузке распределительный золотник S_1 и букса T золотника перемещаются вверх под действием скоростного регулятора R , вентиль мягкого пара открывается в большей сте-

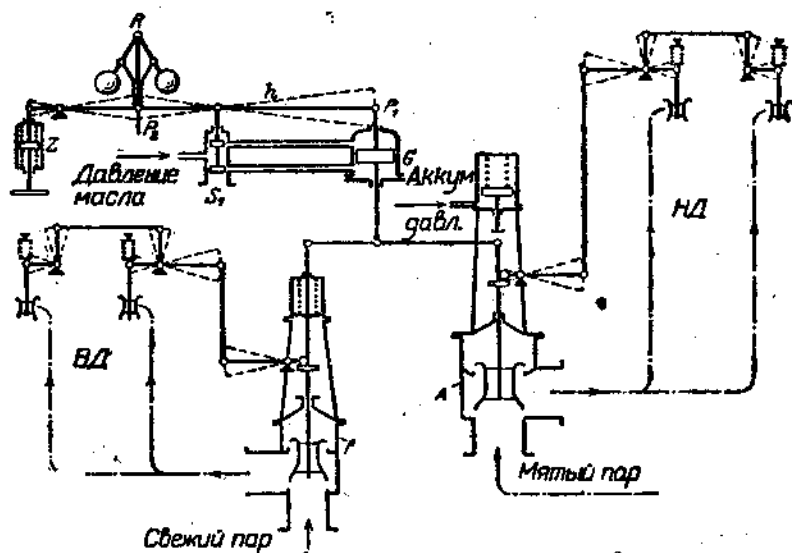


Рис. 458. Схема регулирования турбины двух давлений фирмы Борзиг.

пени, пока вследствие подъема поршня K_2 букса T не возвратится в свое первоначальное положение; в то же время переставляемый заодно золотник S_1 опять приводится рычагом B в среднее положение, так что регулирование свежего пара не вступит в действие. Только тогда, когда вентиль A пришел в состояние покоя (совершенно открылся), может возникнуть регулирование свежего пара, так как S_1 тогда уже не оттягивается рычагом B в среднее положение

и сжатое масло получает возможность поступать в пространство под поршнем K_1 , вследствие чего шпindel с вентилями поднимается, пока S_1 не возвратится обратно; неподвижной точкой при этом является N . При разгрузке совершается обратный процесс.

При недостаточном количестве мятного пара вентиль A должен настолько закрыться, чтобы в аккумуляторе не возникло значительного понижения давления. Это закрытие производит регулятор давления D : опускающийся при понижении давления поплавок Q посредством рычага

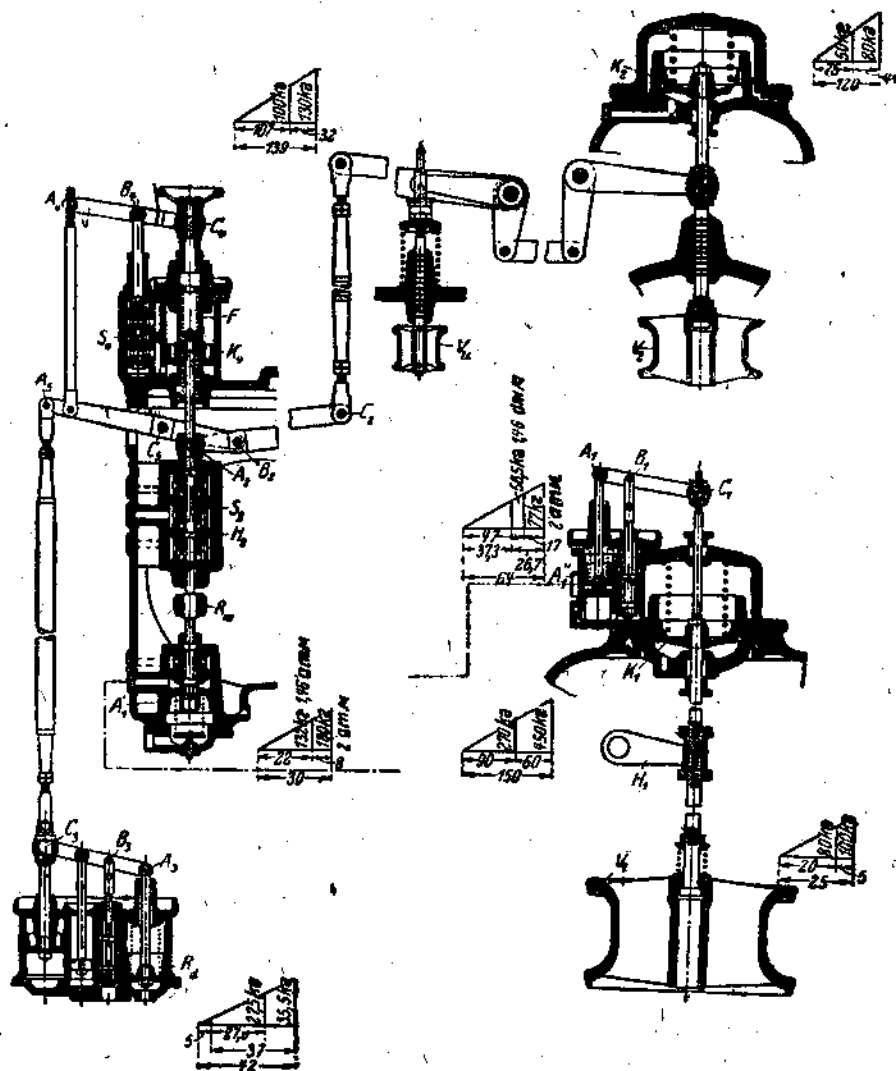


Рис. 459. Схема регулирования турбины двух давлений фирмы Mafici.

G поднимает золотник S_2 , и сжатое масло поступает в пространство над K_2 , так что A закрывается в большей степени. В то же время при посредстве рычагов B , C и H распределительный золотник S_1 переставляется вверх, масло поступает в пространство под K_1 и в большей степени открывает вентили свежего пара, вследствие чего предотвращается понижение числа оборотов.

Регулировка двух давлений фирмы Борзиг, схематически представленная на рис. 458, соответствует изображающему основную идею эскизу (рис. 447). Как свежий пар, так и мятый пар регулируются по комбинированной системе, торможением и соплами (рис. 321, стр. 297). Принцип действия виден из схемы.

Регулирование турбин двух давлений фирмы Maffei (системы Мельмс и Пфеннингер) представлено на рис. 459.

При убывающем числе оборотов скоростной регулятор, соединенный с $R_{\text{м}}$ переставляет вверх распределительный золотник S_2 , вследствие чего ventили свежего пара V_2 и V_3 открываются в большей степени, но в то же время распределительный золотник открывает сток масла через A_1' , пружина производит обратную перестановку, A_1'' опускается, золотник поднимает K_1 , V_1 открывается в большей степени. При повышении числа оборотов совершается обратный процесс.

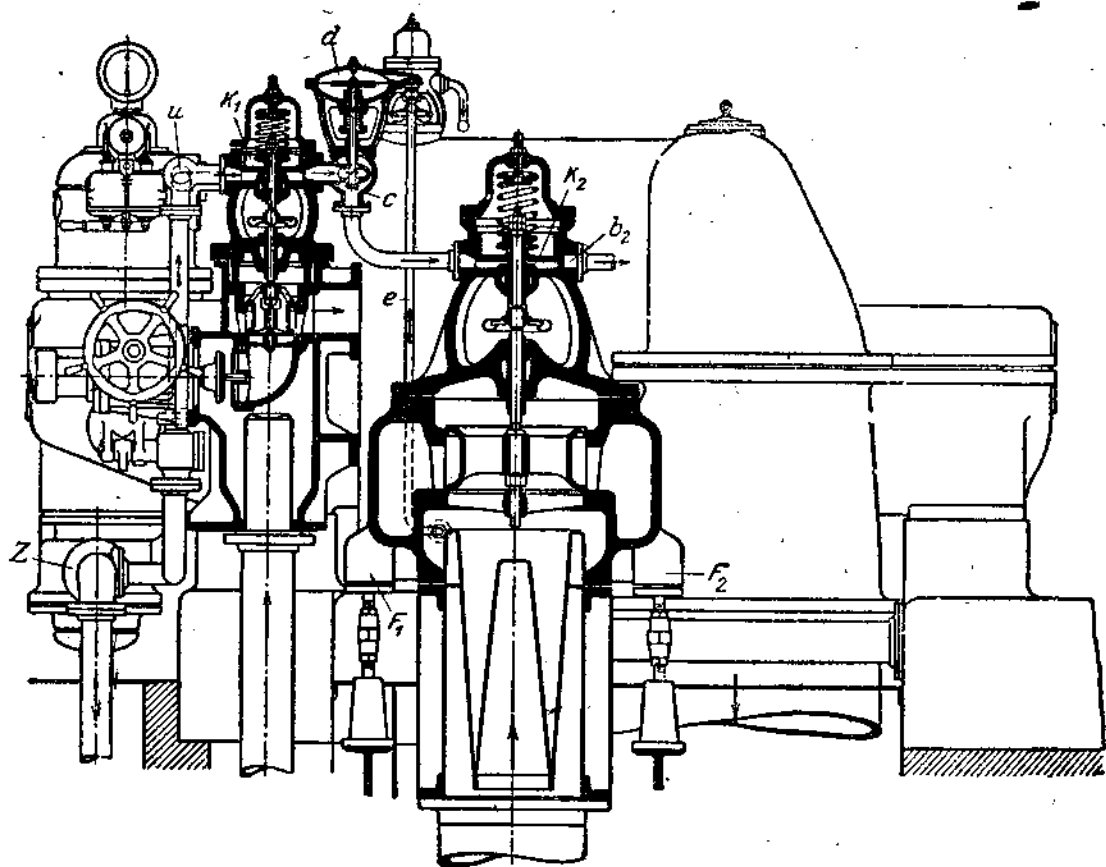


Рис. 460. Схема регулирования турбины двух давлений фирмы ВВС.

При изменении, например, при понижении давления мягкого пара, поршень регулятора давления R_d опускается, а значит, опускается и B_2 , так как C_3 — неподвижная точка; вследствие этого брус золотника H_2 перемещается вниз и вызывает открывание V_2 . В то же время посредством рычага $A_1B_1C_1$ распределительный золотник S_4 перемещается вверх, масло поступает в пространство над K_4 , нагружает пружину F_1 ; число оборотов вследствие уменьшения нагрузки муфты возрастает, золотник в A_1' опускается, масло поступает в пространство над A_1' и в пространство под A_1'' , поднимает распределительный золотник, поступает в пространство над K_1 , закрывает V_1 в большей степени, а при еще меньшем давлении пара — совершенно. При высоком давлении мягкого пара R_d поднимается, и B_2 тянет вверх H_1 , V_2 закрывается, и один только ventиль V_1 приводится в действие.

Регулирование турбин двух давлений фирмы ВВС, как и нормальное регулирование, происходит без тяг и действует как у турбин с отбором пара; в связи с аккумулятором постоянного объема оно представлено на рис. 460. Скоростной регулятор влияет на давление нагнетаемого насосом Z масла по способу, описанному на стр. 282; масло поступает под поршни K_1

и K_2 вентилей свежего и мятого пара (часть высокого давления имеет сопловое регулирование) и стекает в b_2 через урегулированное отверстие; вследствие меньшего натяжения пружины K_2 приподнимается раньше, чем K_1 . Регулятор давления d , на мембрану которого действует через e давление мятого пара, изменяет пропускное сечение в масляном регулировочном вентиле C , так что при убывающем давлении этот вентиль закрывается в большей степени; вследствие этого давление падает под K_2 (вентиль мятого пара закрывается в большей степени) и поднимается под K_1 (вентиль свежего пара открывается в большей степени).

Процесс регулирования совершается нижеследующим образом.

1. Работа одним только мятым паром: при достаточном количестве мятого пара масляный вентиль совершенно открыт и не влияет на давление масла под K_2 ; вентиль свежего пара, вследствие большего натяжения пружины, закрыт; регулятор числа оборотов управляет вентилем мятого пара.

2. Работа одним только свежим паром: когда подвод мятого пара прекращается, то регулятор давления закрывает вентиль C , давление под K_2 понижается, вентиль мятого пара закрывается совершенно, скоростной регулятор влияет обычным образом на вентиль свежего пара.

3. Смешанная работа: когда давление мятого пара, заодно с его количеством, понижается, то C тормозит пропуск масла, давление под K_2 понижается, вентиль мятого пара закрывается в большей степени; в то же время повышается давление под K_1 , вентиль свежего пара открывается в большей степени, без изменения числа оборотов.

При колоколообразных аккумуляторах масляный вентиль C должен быть поставлен в зависимость от положения колокола, чтобы при достаточном количестве мятого пара, т. е. при высоком положении колокола, на вентиль мятого пара не оказывалось воздействия и чтобы при низком положении этот вентиль закрывался. Для этого фирма ВВС применяет дистанционное управление, схематически представленное на рис. 461.

Рядом с аккумулятором находится вентиль M , который посредством соединенных с колоколом тяг управляет пропуском масла из насоса Z по маслопроводу L в маслопровод N , идущий к регулятору давления D , и переставляет давление под поршнем этого регулятора, вследствие чего масляный вентиль C переставляется так же, как при изменении давления пара. Когда колокол опускается в наинизшее положение (показанное условным пунктиром положение рычагов), то вентиль мятого пара постепенно совсем закрывается, что предотвращает опорожнение аккумулятора. Груз G удерживает рычаги в состоянии покоя, когда колокол стоит высоко, так что вентиль M совершенно открыт.

Регулирование турбин двух давлений фирмы GHN тоже действует сжатым маслом без тяг подобно нормальному устройству (см. рис. 314, стр. 292); скоростная регулировка (как описано там же) действует на сопловые вентили свежего пара, но кроме того изменяется одновременно и в том же направлении давление масла под поршнем сервомотора регулирования мятого пара. Регулятор давления изменяет давление масла в регулирующих устройствах высокого и низкого давлений в противоположных направлениях. Устройство показано схематически на рис. 462; на рис. 463 изображена предварительная регулировка вентилей мятого пара. Регулировку свежего пара и быстроедействующий затвор см. на рис. 314.

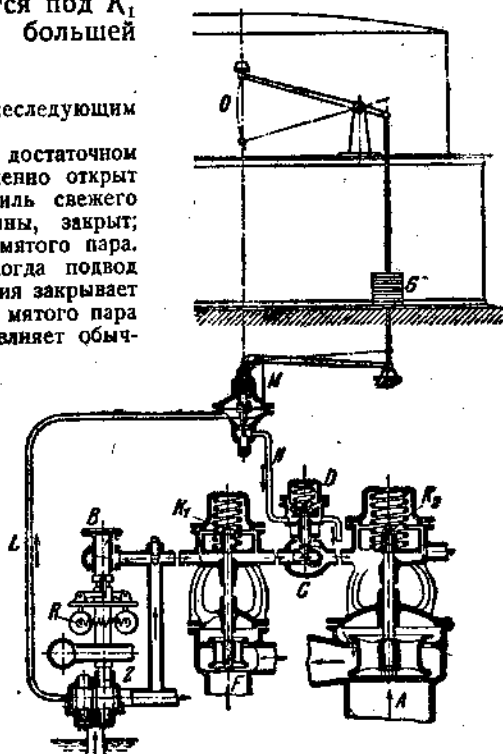


Рис. 461. Схема дистанционного регулирования турбины двух давлений, ВВС.

Поршень K переставляется от скоростного регулятора R посредством распределительного золотника S и перемещает с помощью рычага H (коромысла) регулирующие давление масла золотники S_1 и S_2 регулировок свежего пара и мягкого пара в одном и том же направлении, вслед-

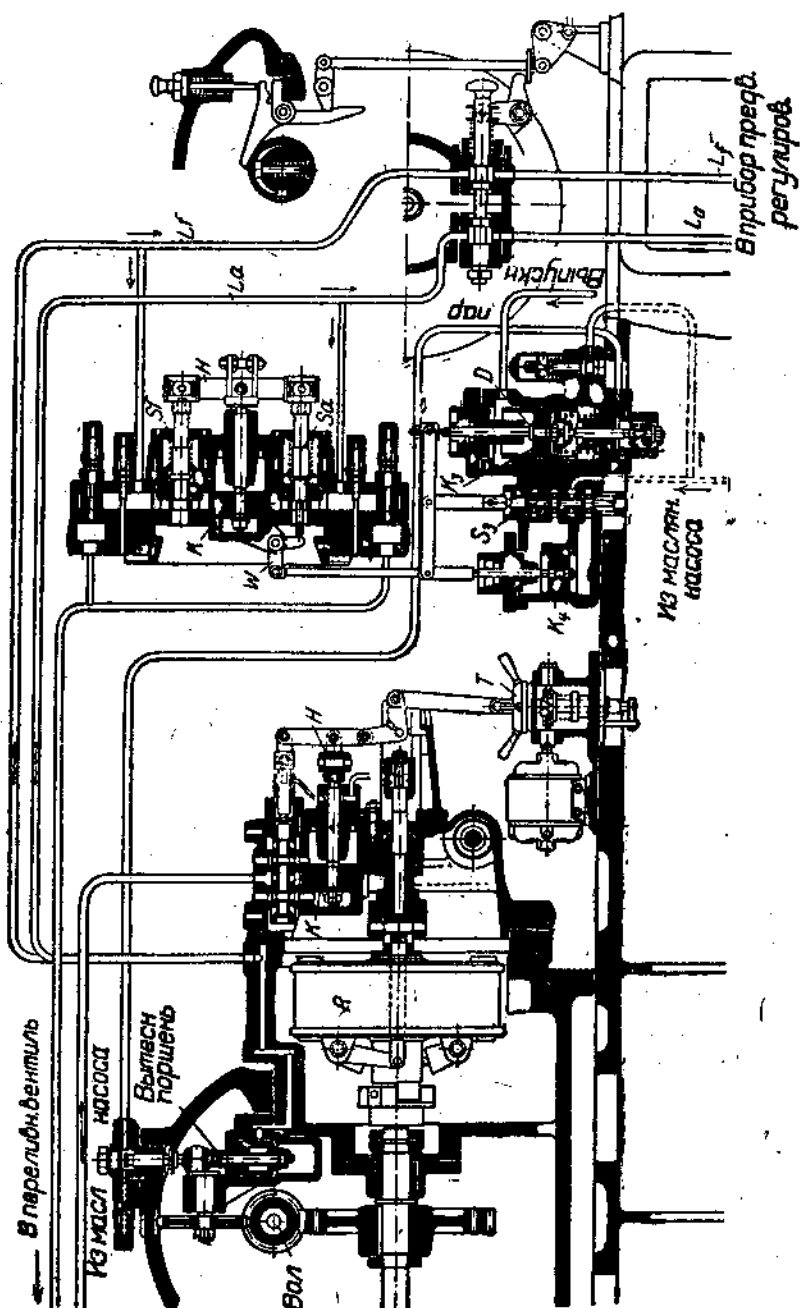


Рис. 462. Регулирование турбины двух давлений фирмы ОНН.

ствие чего изменяется пропускаемое количество регулировочного масла, т. е. давление под прибором предварительного регулирования. Поступающее из-под поршня 15 (рис. 314, стр. 292) сжатое масло течет через маслопроводы L_1 , L_2 и переключатель быстродействующего затвора под поршни предварительного регулирования у вентилей свежего и мягкого пара (рис. 463). Поршень K_1 , сообразно с давлением масла, перемещает распределительный золотник S_1 в силовом поршне K_2 , вследствие чего входящее через L сжатое масло при подъеме S_1 проникает сквозь отверстие c под поршень K_2 , поднимая его; при опускании же S_1 оно открывает сток через d , так что пу-

жина опускает поршень K_2 , причем одновременно происходит выключение, т. е. прекращается подвод масла. Поршень K_2 приводит в действие регулировочный клапан мятых пара.

Если, например, при неизменном количестве пара возникает разгрузка, то K перемещается вправо, рычаг H и золотники S_1, S_2 тоже перемещаются вправо, сток масла увеличивается, и притом сперва у S_1 , где пружина слабее; давление масла понижается, и сперва закрываются клапаны свежего пара (рис. 314, стр. 292), а затем в случае надобности также клапан мятых пара в описанной выше форме. При увеличении нагрузки совершается обратный процесс, причем движение S_2 ограничено регулятором давления в соответствии с количеством мятых пара.

Но давление масла еще поставлено в зависимость от регулятора давления D ; давление мятых пара действует на нагруженный пружиной поршень K_2 , который посредством распределительного золотника S_2 перемещает поршень K_1 . Этот последний, в свою очередь, при посредстве коромысла W открывает в большей степени клапан S_1 (или ограничивает его ход) и в то же время в большей степени закрывает клапан S_2 . Когда, например, давление мятых пара понижается, то K_1 движется вверх, K_2 — вниз, S_1 открывается в большей мере сток, давление в L_2 понижается, и клапан мятых пара закрывается, как это описано выше; в то же время S_1 под воздействием H в большей степени закрывается, давление в L_1 повышается, клапаны свежего пара в большей степени открываются, и убыль мощности в части низкого давления возмещается. При отсутствии мятых пара клапан его совершенно закрывается, и начинается работа одним только свежим паром. При вступлении в действие быстродействующего затвора масляный переключатель закрывает как клапан мятых, так и клапаны свежего пара.

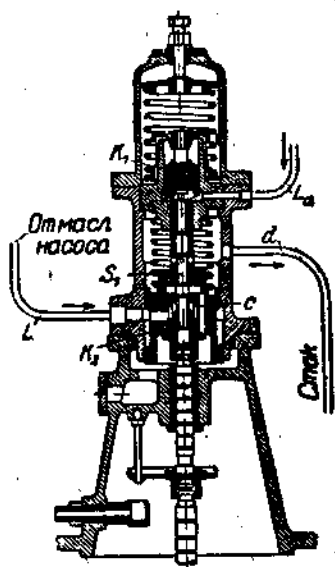


Рис. 463. Предварительная регулировка по конструкции ГНН.

Д. Конструкции турбин двух давлений.

От турбин свежего пара турбины двух давлений конструктивно отличаются только тем, что к ним подводится мятый пар. В виду меняющихся состояний пара обычно применяется немного ступеней.

На рис. 464 представлена турбина двух давлений в двухпоточном исполнении, системы Мельмс и Пфеннингер, построенная фирмой Breitfeld, Danek и К°.

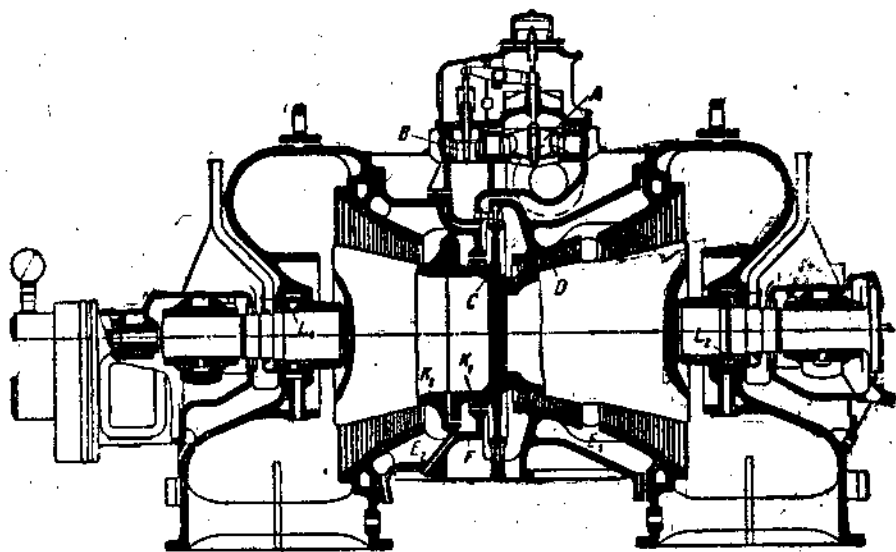


Рис. 464. Турбина двух давлений (системы Мельмс и Пфеннингер) фирмы Брейтфельд, Данек и К°.

лек & Co. Активная ступень *C* и реактивные ступени *D* перерабатывают только свежий пар, остальные — смешанный пар, причем мятый пар входит через E_1 и E_2 . Регулирующее устройство свежего пара находится вверху, на турбине, мятого пара — сбоку, рядом с турбиной.

На рис. 465 показана турбина двух давлений фирмы WUMAG.

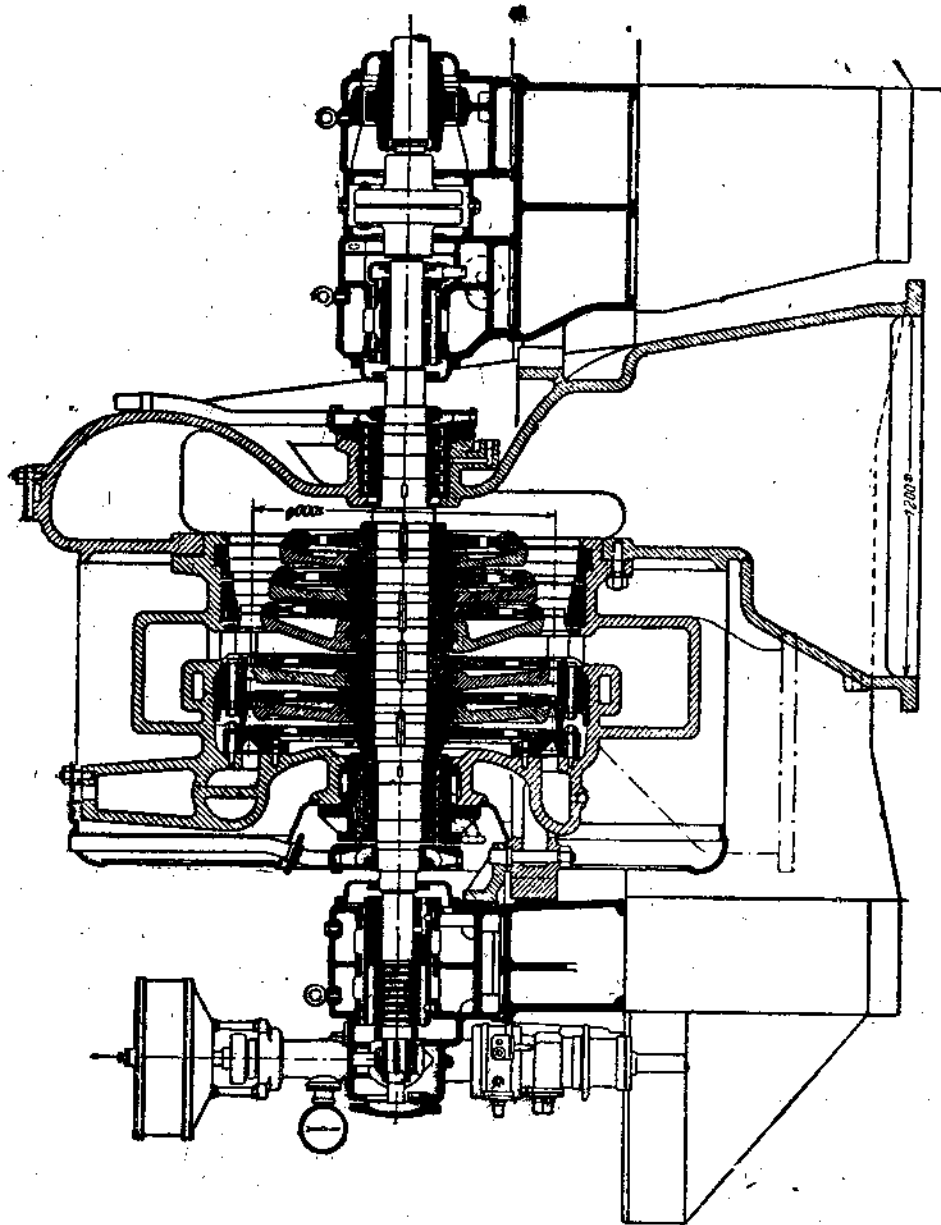


Рис. 465. Турбина двух давлений фирмы WUMAG.

IV. Аккумуляторы мятого пара.

Как уже упоминалось, мятый пар прерывисто работающих поршневых машин приходится аккумулировать, чтобы подводить его к турбине непрерывным потоком. Перед впуском в аккумулятор надо тщательно очищать от масла мятый пар, для чего служат особые маслоотделители различных конструкций. Применяются аккумуляторы мятого пара трех типов: 1) тепловые

аккумуляторы с водяным наполнением, 2) колоколообразные аккумуляторы (постоянного давления) и 3) аккумуляторы постоянного объема.

1. Тепловые аккумуляторы с водяным наполнением. По принципу Рато пар осаждается в них, и наполняющая аккумуляторы вода вновь испаряется, причем пар должен с водою смешиваться по возможности интенсивно, отдавая ей свою теплоту испарения r . Таким образом, при избытке пара температура и давление в аккумуляторе возрастают. При незначительном падении давления, вследствие превышающего подвод отбора пара, возникает испарение, пока не установится соответствующая давлению температура воды. С целью ускорить испарение устраиваются приспособления для циркуляции воды или же водою наполняются многочисленные плоские сосуды, омываемые паром.

Необходимое количество воды, наполняющее аккумулятор, W кг или, если оно задано, падение давления можно вычислить по тому количеству пара, которое должно быть осаждено в течение определенного промежутка времени.

Если в течение z_1 сек. к аккумулятору подводится G_1 кг/сек пара, а затем подвод прекращается на z_2 сек., и если из аккумулятора все время извлекается G_2 кг/сек пара, то

$$G_1 z_1 = G_2 (z_1 + z_2), \quad (1)$$

откуда можно вычислить G_2 , как располагаемое количество пара для турбины. Если приблизительно задаться средней теплотой испарения r_m кал/кг и если увеличение теплоты жидкости равно $i_2' - i_1'$, то его можно приравнять к разности температур $t_2 - t_1$ и спустя z_1 сек. получается

$$\begin{aligned} r_m (G_1 - G_2) &= W (i_2' - i_1') = \\ &= W (t_2 - t_1), \end{aligned} \quad (2)$$

откуда при заданном повышении давления (соответствующем повышению температуры) можно вычислить водосодержание аккумулятора или при заданном водосодержании — возникающую разность давлений.

Действительная разность температур при практически допущенной разности давлений 0,2 атм. составляет 4°C (теоретически 5°C).

Тепловой аккумулятор описанного типа фирмы Бальке представлен на рис. 466; это котел, разделенный горизонтальной переборкой на два про-

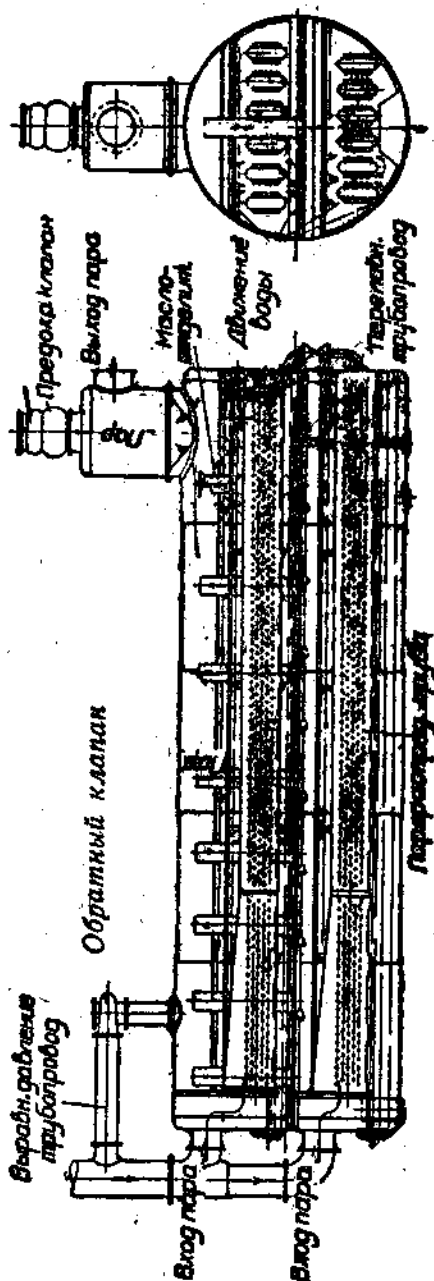


Рис. 466. Аккумулятор Рато.

странства, к которым пар подводится через дырчатые трубы, так что вода бурлит и хорошо смешивается с паром. Давление мягого пара составляет от 0,05 до 0,1 атм. изб. Неизменный уровень воды достигается в нижней части поплавковым клапаном, в верхней — одною или несколькими передвижными трубами.

Аккумулятор Рутса тоже наполнен водою; пар вводится в него через ряд смесительных сопел; но этот аккумулятор нормально служит не аккумулятором мягкого пара, а аккумулятором энергии при колеблющейся нагрузке

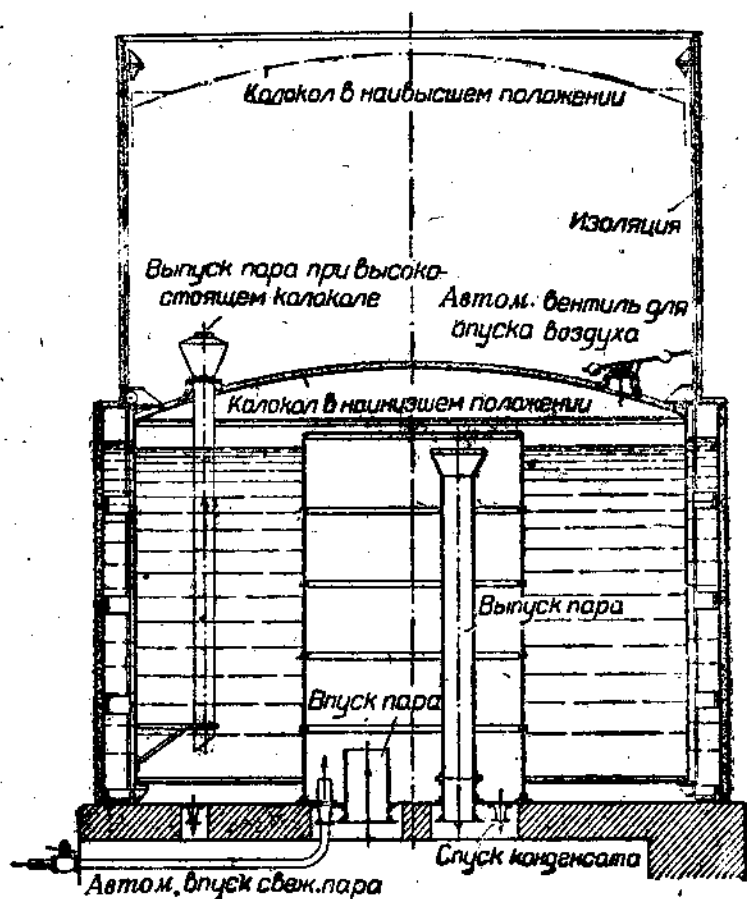


Рис. 467. Аккумулятор Бальке-Гарле.

в силовых или комбинированных отопительно-силовых установках и работает при высоком давлении и большой разности давлений, вследствие чего обладает большой аккумулярующей способностью (см. выноски на стр. 254).

2. Аккумуляторы постоянного давления. Эти аккумуляторы строятся наподобие газгольдеров и аккумулируют пар в первоначальной его форме, без конденсации и испарения; избыточный пар поднимает колокол, так что давление не изменяется. На рис. 467 показан такой аккумулятор системы Бальке-Гарле. Подверженные действию воздуха поверхности изолированы теплонепроницаемой массой. Когда подвод пара превышает емкость аккумулятора, то при наивысшем положении колокола открываются предохранительные клапаны или же пар получает возможность уходить через выпускную трубу, которая возвышается над водою, выступая в паровое пространство.

Наоборот, когда при недостаточном количестве мягого пара регулировочный вентиль у паровой турбины отказывается работать, то в виде добавочной защиты от опорожнения открывается сперва впускной вентиль свежего пара и, если свежего пара не хватает, еще воздухопускной вентиль, который приводит колокол в сообщение с наружным воздухом. Этот воздушный вентиль автоматически открывается также при малейшем вакууме. Вентиль мягкого пара у турбины управляется сжатым маслом в зависимости от движения колокола при посредстве масляного вентили, приводимого в движение колоколом. См. рис. 455 и 461.

Преимуществом колоколообразного аккумулятора является практически постоянное давление; емкость можно вычислить точно, но при необходимости аккумулировать большие количества мягкого пара эти аккумуляторы приобретают очень большие размеры¹⁾.

3. Аккумуляторы постоянного объема. Аккумуляторы постоянного объема накапливают пар под повышающимся давлением. Они должны быть по величине рассчитаны так, чтобы разность давлений не превосходила 0,2 атм. Сжатие при входе в аккумулятор можно считать адиабатическим с показателем $k=1,135$ для сухого пара, так что для одного периода наполнения:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

или, если G_1 и G_2 означают веса пара в начале и в конце подвода пара, V —объем аккумулятора, v_1 и v_2 —удельные объемы:

$$G_2 : G_1 = \frac{V}{v_2} : \frac{V}{v_1} = v_1 : v_2 = (p_2 : p_1)^{\frac{1}{k}}$$

или

$$(G_2 - G_1) : G_1 = (p_2 : p_1)^{\frac{1}{k}} - 1$$

и приблизительно

$$(G_2 - G_1) : G_1 = (p_2 - p_1) : kp.$$

Отсюда можно определить при среднем значении v объем аккумулятора $V=Gv$ для допущенной разности давлений и входящего в аккумулятор за один период количества пара $(G_2 - G_1)$.

На рис. 468 показан аккумулятор постоянного объема конструкции Эстнер—Ладевиц. Пар подводится снизу, а извлекается в сухом состоянии сверху; от избыточного давления и разрежения аккумулятор защищен предохранительными вентилями, вентилями для впуска воздуха и автоматическими, добавляющими пар вентилями.

Теплонепроницаемой изоляцией служат воздушная прослойка и кирпичная обмуровка. Обычно аккумулятор замуровывается в боров котельной установки таким образом, что дымовые газы обогревают аккумулятор, след-

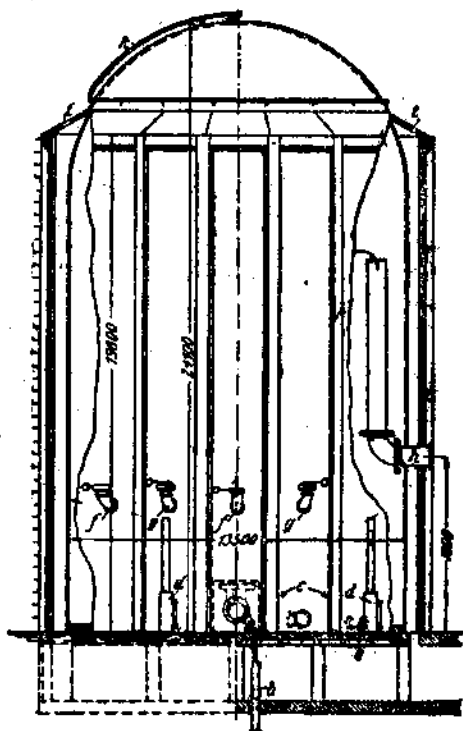


Рис. 468. Аккумулятор постоянного объема.

¹⁾ Об аккумуляторах постоянного давления см. Die Wärme, 1929, № 17, стр. 334; Arch. Wärmewirtsch. 1929, № 6, стр. 205 („Gesetze der Gleichdruckspeicherung“ von Kundt).

стане чего пар просушивается или даже немного перегревается и экономичность повышается.

Диаметр аккумулятора составляет от 8 до 14 м при толщине стенок от 7 до 9 мм, высота доходит до 22 м. Среднее давление в аккумуляторе составляет около 1,1 атм. абс.

Паровые турбины системы Метрополитэн-Виккерс¹⁾. Фирма Метрополитэн-Виккерс является преемницей английской фирмы Вестингауз, которая строила вначале реактивные турбины. Затем фирма перешла на систему Рато и в настоящее время продолжает строить турбины дисковые активные, усовершенствовав систему Рато и применив целый ряд оригинальных нововведений.

Турбины этой фирмы строятся одно- и двухцилиндровыми в зависимости от мощности и начального состояния пара. Турбины мощностью до 6000 kW строятся одноцилиндровыми так называемого бесподвального типа, описанного на стр. 412. Начиная с 12000 kW, при обычно применяемом в СССР начальном давлении пара в 29 атм. абс. и 400—425°С турбины этой системы строятся двухцилиндровыми.

Турбины малых мощностей (до 12000 kW) имеют в части высокого давления двухступенчатое колесо Кертиса, причем повышение мощности производится путем включения от руки или автоматически дополнительных сегментов сопел. В последнем случае автоматические клапаны являются дополнением к нормальному регуляторному клапану.

Турбины больших мощностей (12000 kW и выше) для повышения коэффициента полезного действия не имеют колес Кертиса. При экономической мощности весь пар поступает в пространство перед первым рядом сопел; при мощностях выше экономической начинает открываться автоматический клапан, сидящий обычно на цилиндре турбины, и впускает свежий пар в третью ступень давления.

Этот перепускной клапан управляется своим поршневым сервомотором и приподнимает клапан при помощи горизонтального рычага.

Стопорный клапан связан с масляной системой; он автоматически закрывается, если давление масла в системе падает ниже допускового. Также автоматически начинает работать пусковой масляный турбонасос, если давление в масляной системе понижается. Стационарный клапан является вместе с тем и быстрозапирающим на случай чрезмерного повышения числа оборотов турбины.

Турбины этой системы активные, но обычно все ступени работают с некоторой реакцией, сравнительно небольшой в части высокого давления (около 5%), и с большей степенью реакции в части низкого давления.

Диафрагмы в части высокого давления (вернее, в области высоких температур) стальные, наборные с фрезерованными соплами, входящими своими хвостами в тело диафрагмы и приклепанными к ней. В области более низких температур (ниже 200°С) диафрагмы чугунные с залитыми стальными лопатками.

Обращается большое внимание на расчет диафрагмы на прочность и на прогиб, причем этот последний для диафрагм новых размеров определяется опытным путем при помощи специального приспособления. Последняя диафрагма в части низкого давления делается из стальных листов, которые свариваются между собой. Уплотнение диафрагм вокруг вала простое; оно состоит из одного кольца или из небольшого количества плоских колец с заостренными внутренними краями. Лопатки обычно все фрезерованные с L-образными хвостами в части высокого давления, где благодаря малой

¹⁾ Турбины этой системы не описаны в оригинале, но так как они строятся почти всеми турбостроительными заводами СССР и на них ориентируются и проектирующиеся заводы, то здесь приводится их краткое описание и отмечаются их наиболее характерные стороны. Прим. ред.

высоте лопаток хвост не сильно нагружен. В части среднего и низкого давления хвост лопатки вилкообразный, причем число зубцов берется в среднем давлении два, в низком давлении — три и больше, в зависимости от длины лопатки.

Когда отношение расчетного диаметра колес к длине лопатки меньше 5, то входной угол лопатки делается переменным, вследствие чего фирма допускает указанное выше отношение до 3,5 (рис. 468а).

В части высокого и среднего давления лопатки связываются по периферии плоским бандажом, состоящим из небольших кусков лент, приклепанных к лопаткам. Стыки между концами бандажей служат температурными швами. У реактивных лопаток в последних ступенях части низкого давления бандажей нет; вместо бандажей имеются ряды бандажной прово-



Рис. 468а.



Рис. 468б.

локи, припаянной серебряным припоем к лопаткам. Но и у лопаток с бандажами иногда ставят бандажные проволоки для повышения числа свободных колебаний пакета лопаток, если этот пакет очутился слишком близко к области резонанса.

Наиболее характерными для турбин этой системы являются две последние ступени, сконструированные инж. К. Бауманом. В предпоследней диафрагме сопло разделено на две части. Наружная часть сопла имеет лопатки нормального профиля для расширения пара до давления в конденсаторе. Пар по выходе из этой части сопла попадает в наружную часть лопатки предпоследнего колеса и работает, как обычно. Затем пар идет в конденсатор. Другая часть пара, идущая по внутренней части сопла предпоследней диафрагмы, расширяется в этом сопле лишь незначительно и, проходя затем по внутренней части лопатки предпоследнего колеса, совершает лишь незначительную работу, после чего попадает в сопло последней диафрагмы. Здесь пар расширяется до давления в конденсаторе, если лопатка активная, или до некоторого промежуточного давления, если лопатка реактивная. После этого пар попадает на лопатку последнего колеса и здесь работает, как обычно.

Эта конструкция дает возможность:

- 1) или увеличить пропускную способность последней ступени турбины, т. е. увеличить максимальную мощность цилиндра при сравнительно небольших выходных потерях,
- 2) или при одинаковой мощности уменьшить выходные потери последней ступени,
- 3) или при одинаковой мощности и одинаковых выходных потерях уменьшить диаметр последней ступени.

С другой стороны, вводится некоторое усложнение в конструкцию турбины: предпоследняя лопатка получается двухэтажной с перемычкой посередине (рис. 468б), что представляет известные затруднения для изготовления: лопатки этой конструкции обычно штампуются и обрабатываются на шлифовальном круге. В последнее время выработан, однако, метод для получения такой лопатки при помощи резания.

Ступени такой конструкции, называемые ступенями Баумана, применяются фирмой во всех турбинах: в турбинах большой мощности — для повышения предельной мощности турбины, в турбинах малой мощности — для уменьшения диаметра дисков.

Так как турбина работает с некоторой реакцией во всех ступенях, то иногда в уплотнении высокого давления ставится уравнивающий поршень (думмис) небольшого диаметра и во всяком случае достаточно мощный упорный подшипник типа Мичеля. Такой подшипник ставится у каждого цилиндра.

Корпуса цилиндров отливаются из стали высокого давления и из чугуна в части, среднего и низкого давления. Болты горизонтальных фланцев цилиндра высокого давления делаются из специальной стали, мало подверженной явлению ползучести.

Цилиндр высокого давления имеет спереди и сзади лапы (продолжение горизонтальных фланцев), которыми он опирается на выступы подшипников. В стык между лапой и выступом подшипника врезаны горизонтальные шпонки, перпендикулярные к оси вала, дающие возможность расширяться лапам (и цилиндру) в радиальном направлении. Кроме того в вертикальной диаметральной плоскости с обоих концов (чаще снизу, а иногда и сверху) врезаны шпонки между торцевыми частями цилиндра и торцевыми частями подшипников. Вертикальные шпонки эти не препятствуют также расширению цилиндра в радиальном направлении вниз, а осевой зазор между шпонкой и подшипником позволяет расширяться нижней части цилиндра независимо от подшипника. Задний подшипник закреплен наглухо к раме; поэтому при нагреве цилиндр расширяется вперед и с помощью горизонтальных шпонок перемещает и передний подшипник, который направляется при этом осевой шпонкой, прикрепленной к раме переднего подшипника. Упорный подшипник тянет за собой и вал с дисками, вследствие чего осевые зазоры внутри турбины лишь мало меняются.

Цилиндр низкого давления перемещается при расширении примерно так же, причем неподвижной точкой его является место прикрепления к конденсатору.

Для того, чтобы роторы высокого и низкого давления могли перемещаться независимо друг от друга, между ними находится муфта системы Биби-Уэллман (см. стр. 224), допускающая такое относительное смещение.

Конденсатор в этих установках прибалчивается своей верхней частью непосредственно к патрубку турбины без каких-либо промежуточных компенсаторов. Лапы же конденсатора покоятся на пружинах, воспринимающих вертикальное перемещение конденсатора вследствие температурных расширений.

Уплотнение вала со стороны высокого давления делается лабиринтное (по рис. 236а на стр. 231), со стороны низкого давления — гидравлическое; иногда оба эти уплотнения комбинируются.

Обращает на себя внимание малый осевой размер вкладышей опорных подшипников: отношение диаметра вала к длине вкладыша обычно меньше 1. Вкладыши опорных подшипников имеют цилиндрическую наружную поверхность, но опираются на расточку подшипника не непосредственно ею, а помощью 4 колодок (по две на каждую половину вкладыша), врезанных в тело вкладыша. Подкладывая под эти колодки прокладки, можно при центровке турбины несколько смещать ось внутренней расточки вкладыша для компенсирования ошибок в сборке или обработке частей турбины.

Регулирующее устройство указано на схеме рис. 468с. Регулятор сидит на горизонтальном валу, на котором также находятся и оба масляных насоса (для смазки подшипников и для сервомоторов регулирующего устройства). Этот вал приводится во вращение посредством обычной червячной передачи.

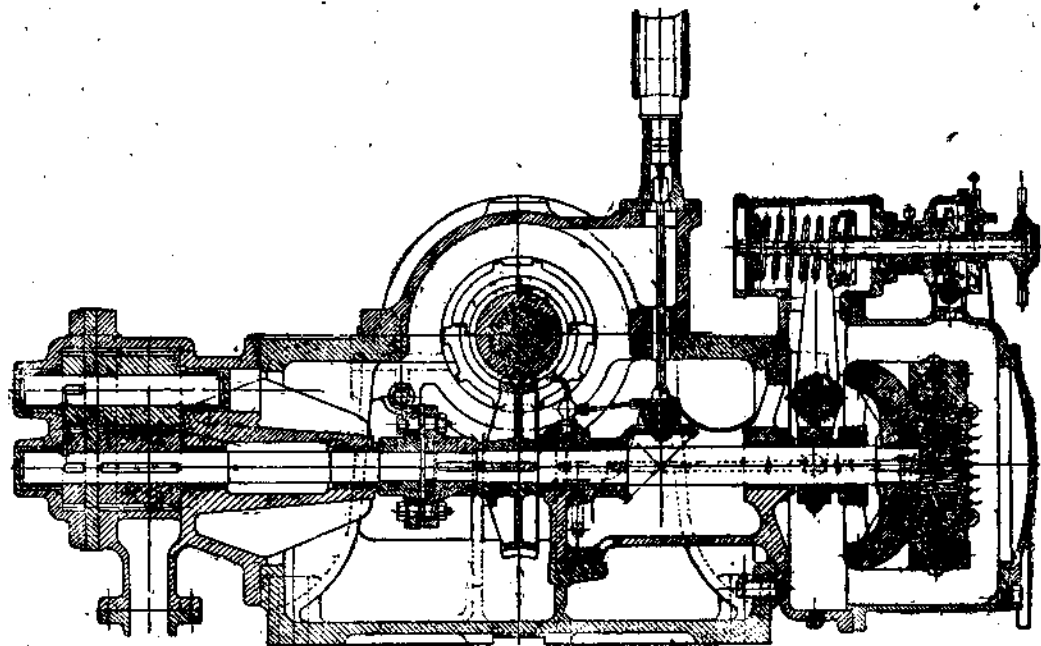
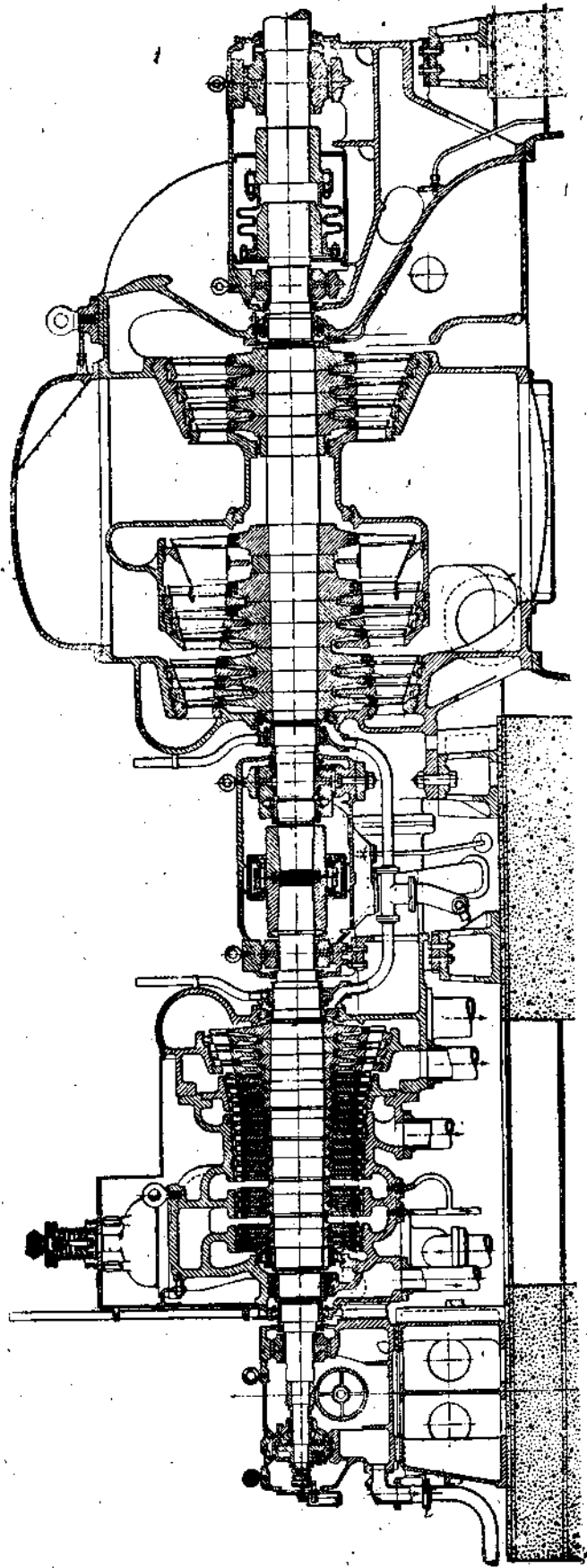


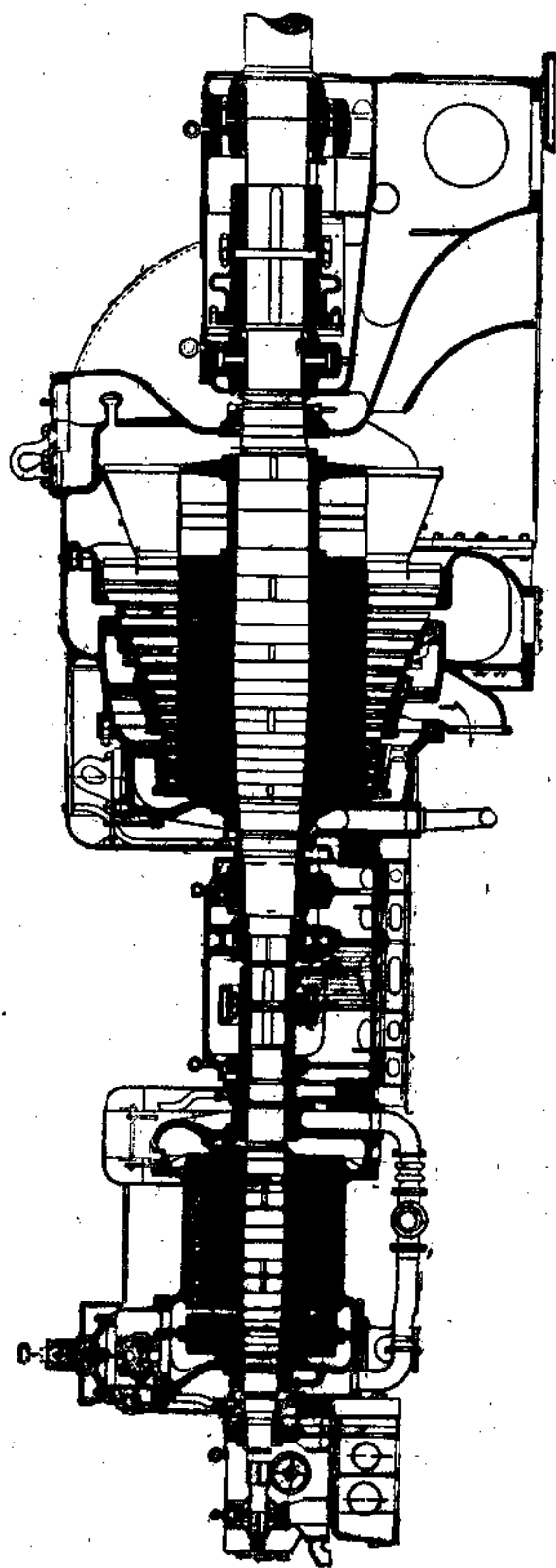
Рис. 468с.

На рис. 468д показан разрез турбины в 24 000 kW при 3000 обор. в мин. для давления пара в 29 атм. абс. В цилиндре низкого давления паровой поток разветвляется после третьей ступени на две части. Одна часть этого потока протекает по трем ступеням, причем здесь включена и ступень Баумана. Вторая часть потока подводится по каналам внутри цилиндра турбины к четырем ступеням давления, работающим параллельно с той частью турбины низкого давления, в которой работает первая часть потока пара. Таким образом часть низкого давления этой турбины двухпоточная, но пар все время течет в одном направлении.

На рис. 468е изображена турбина мощностью в 50 000 kW для 3000 обор. в мин., для тех же параметров пара. Турбина отличается от описанных выше лишь размерами и количеством ступеней, которое значительно увеличено, имея в виду малое число оборотов. В части низкого давления имеется ступень Баумана.

На ту же мощность (50 000 kW) сконструирована и будет строиться турбина на 3000 оборотов. Цилиндр высокого давления обычной конструкции; цилиндр низкого давления двухпоточный, причем поток пара сразу разветвляется в начале цилиндра низкого давления, и оба потока текут





в противоположных направлениях. В каждый поток включена ступень Баумана. Конденсатор для этой турбины запроектирован в двух вариантах: один для обоих потоков и по одному для каждого потока.

Так же запроектирована турбина на 200 000 kW при 1500 обор. в мин. Цилиндр низкого давления этой турбины также двухпоточный.

Турбины американской Всеобщей компании электричества (GEC). Турбины этой системы строятся в СССР Харьковским турбогенераторным заводом.

Турбины—дисковые, активные с небольшой степенью реакции. В части высокого давления ставится часто колесо Кертиса с двумя ступенями скорости.

Регулирование клапанное, сервомотор поршневой, приводящий в движение зубчатую рейку, вращающую кулачковый вал регулирующего устройства. Клапаны большой пропускной способности по типу Вентури.

Турбина этой системы имеет ряд особенностей, которыми она отличается от турбин других систем.

Фирма стремится поместить всю турбину даже при очень больших мощностях (100 000 kW и выше) в один цилиндр, не прибегая к разветвлению потока. В части высокого давления диски имеют сравнительно малый диаметр, который затем от ступени к ступени увеличивается, пока размеры его и рабочей лопатки не достигнут величины, необходимой для пропуска соответствующего объема пара при давлении в конденсаторе.

Исходя из этих соображений, фирма не стремится особенно повышать число оборотов турбины, и турбины в 50 000 kW строятся для 1500 обор. в минуту.

Необходимость уменьшить осевой размер втулок дисков приводит к тому, что диски имеют сравнительно низкое число свободных колебаний. Для того, чтобы не попасть случайно в резонанс с числом колебаний турбины (с числом оборотов ее), все диски подвергаются особому испытанию. Диски рассчитываются таким образом, чтобы рабочее число оборотов лежало посередине между двумя соседними числами свободных колебаний данного диска, т. е. между числами свободных колебаний, например, с 3 и 4 узловыми диаметрами. Делаются же диски сначала несколько толще. Затем диск с набранными лопатками ставится в специальную вибрационную машину, в которой и определяется точно его число свободных колебаний при вращении для колебаний с различным числом узловых диаметров. Затем диск утоняют на станке, чтобы рабочее число оборотов лежало посередине между двумя соседними числами свободных колебаний. В упомянутой машине диск приводится в колебание магнитом, а наступление резонанса и число узловых диаметров отмечается осциллографом.

Такому испытанию стали подвергать все диски после того, как произошел ряд тяжелых аварий с турбинами вследствие резонансных колебаний дисков.

Так как разность между рабочим числом оборотов и числом свободных колебаний доходит иногда до $\pm 15\%$ и ниже, то не рекомендуется с этими турбинами работать продолжительное время при пониженном числе периодов; в противном случае можно подойти слишком близко к резонансу.

Так же тщательно изучаются фирмой и явления вибрации лопаток; при этом размеры лопаток берутся такие, которые обеспечили бы их от появления усталости материала при колебаниях лопаток. Поэтому в турбинах этой фирмы встречаются не совсем обычные размеры (ширина) лопаток, в особенности в колесах Кертиса; сравнительно короткие лопатки этих колес имеют иногда ширину, достигающую до 50 мм.

На рис. 468i представлена двухцилиндровая турбина этой фирмы мощностью в 160 000 kW для 1800 обор. в минуту. В цилиндре высокого давления имеются одно двухступенчатое колесо Кертиса и 14 одноступенчатых активных колес. Цилиндр низкого давления—двухпоточного типа. По-

следняя лопатка имеет длину около 965 мм, а окружная скорость конца лопатки достигает 395 м в секунду. В цилиндре низкого давления, как видно из рисунка, имеются устройства для отвода влаги из пара. Устройство это состоит в том, что перед наружным ободом диафрагмы соответствующей ступени имеется радиальная щель, через которую капли воды, отбрасываемые центробежной силой, попадают в пазуху между диафрагмой и цилиндром. В этой пазухе вода может спокойно стечь вниз цилиндра, откуда она продвигается затем в конденсатор. На том же рисунке видны гребенчатые упорные подшипники для цилиндров как высокого, так и низкого давления. Гребенчатый упорный подшипник цилиндра высокого давления более развит, чем у цилиндра низкого давления, в котором ротор совершенно уравновешен двухпоточной конструкцией. Хотя и в цилиндре высокого

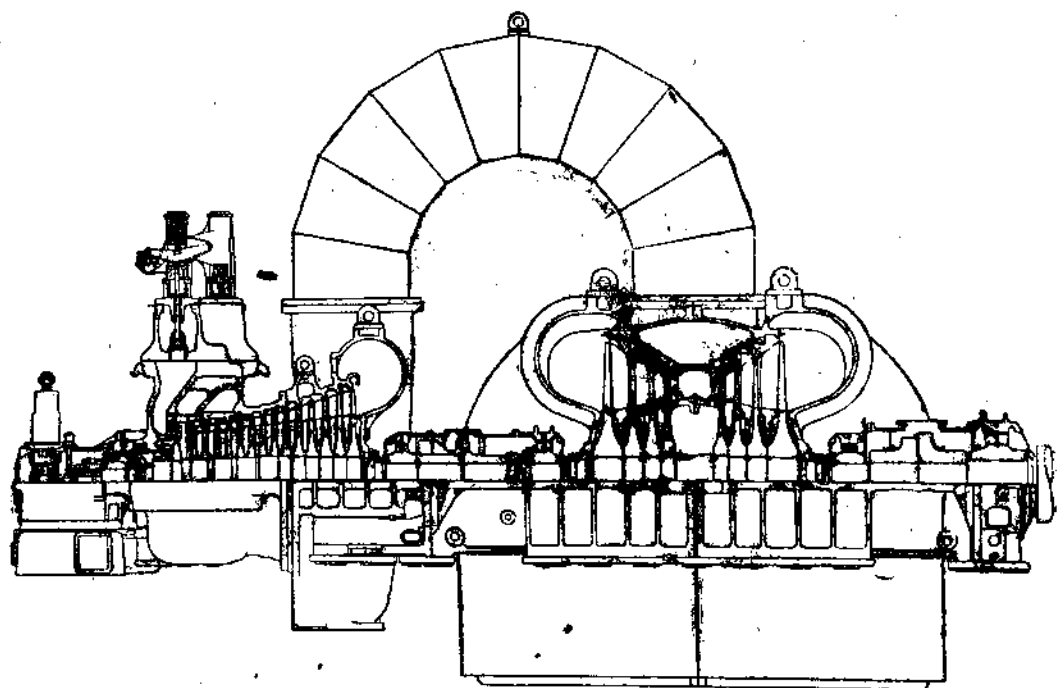


Рис. 468f.

давления устроен уравновешивающий поршень, который разгружает ротор от осевого давления, но все же фирма считает нужным ставить сильно развитый упорный подшипник, так как возможно появление осевого давления при засорении лопаток накипью из пара.

Перегрузка в этой машине достигается перепуском пара в камеру колеса Кертиса в обход этого колеса. Регулирование обычное — при помощи клапанов, приводимых в движение кулачками.

Перепуск пара из цилиндра высокого давления в цилиндр низкого давления производится посредством двух труб, сваренных из отдельных элементов, без каких-либо иных компенсирующих устройств.

Цилиндр высокого давления спереди опирается двумя лапами, служащими продолжением горизонтальных фланцев цилиндра, на соответствующие выступы переднего подшипника, причем в стык врезана горизонтальная шпонка, перпендикулярная к оси вала. Между роторами обоих цилиндров имеется кулачковая муфта, дающая возможность обоим роторам расширяться независимо в осевом направлении. Между цилиндром низкого давления и генератором муфта глухая.

На рис. 468g изображена установка такой турбины на станции Гудзон Авеню.

Фирма GEC в последнее время строит также турбины двухэтажного типа (steeple type), в котором турбина высокого давления со своим генератором находится над турбиной низкого давления. Этот тип турбин дает возможность уменьшить площадь пола машинного зала, увеличивая одновременно его высоту.

Возможно, что в американских условиях этот тип турбогенераторов получит распространение, в Европе же он вряд ли привьется из-за сложности разборки турбогенератора низкого давления.

Бесподвальный тип турбин (турбоблок). В последнее время все более получает распространение специальный тип турбин, или, вернее, специальный тип турбинной установки, которая в СССР полу-

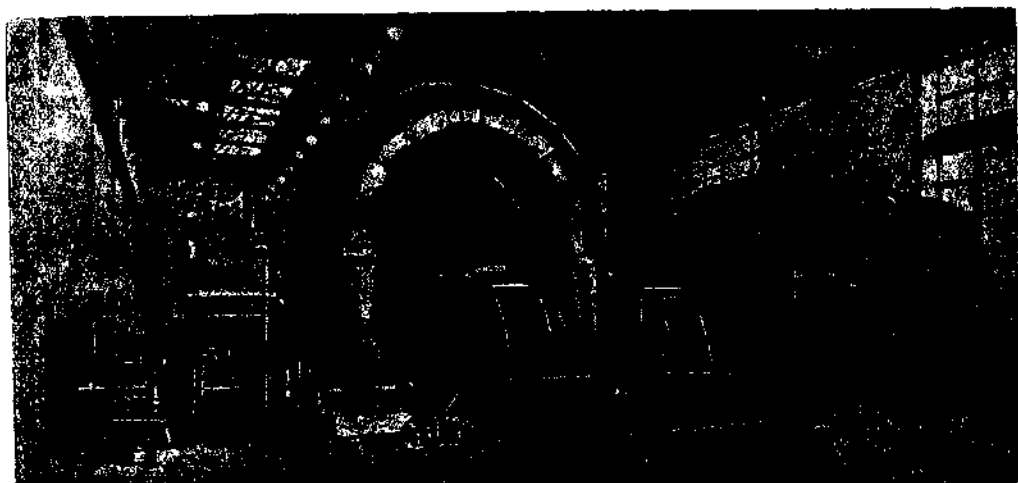


Рис. 468g.

чила название „бесподвальной“, а в Германии называется „турбоблок“. Характерными особенностями таких установок является:

1) увеличенное число оборотов турбины, вследствие чего уменьшаются вес и размеры ее, а для турбины малых мощностей повышается коэффициент полезного действия;

2) наличие зубчатой передачи, дающее возможность даже при увеличенном числе оборотов турбины значительно снизить число оборотов генератора;

3) сильное снижение числа оборотов генератора (например, до 1000 об/мин); это дает возможность обойтись естественной вентиляцией, что упрощает всю установку;

4) уменьшение числа оборотов вала генератора позволяет также осуществить привод циркуляционного и конденсатного насосов от вала генератора; в виду того, что вместо воздушного насоса ставится паровой эжектор, пуск в ход такого агрегата производится без применения стороннего тока, и не требуется пуска в ход турбины при работе в атмосферу, так как насосы начинают работать непосредственно при пуске в ход;

5) отсутствие электромоторов и надобности в токе для приведения в движение насосов позволяет дать в сеть полную мощность, вырабатываемую генератором;

6) наконец, стоимость здания и фундаментов под установку значительно снижается по сравнению с нормальной установкой.

Все эти преимущества настолько велики, что новый тип получил широкое распространение, и многие турбостроительные фирмы перешли на постройку этого типа турбин, во всяком случае для малой и средней мощности.

Ограничимся здесь описанием лишь того типа турбин, который строится на заводах СССР (в частности на заводе „Красный Путиловец“).

На рис. 468h представлен общий вид такой установки; Здесь видна турбина с конденсатором внизу, дальше идет зубчатая передача с передаточным числом 1:5 (1000:5000 об/мин). Слева от передачи при помощи конической пары шестерен приводится вертикальный вал вертикального конденсатного насоса, установленного поэтому достаточно низко по отношению

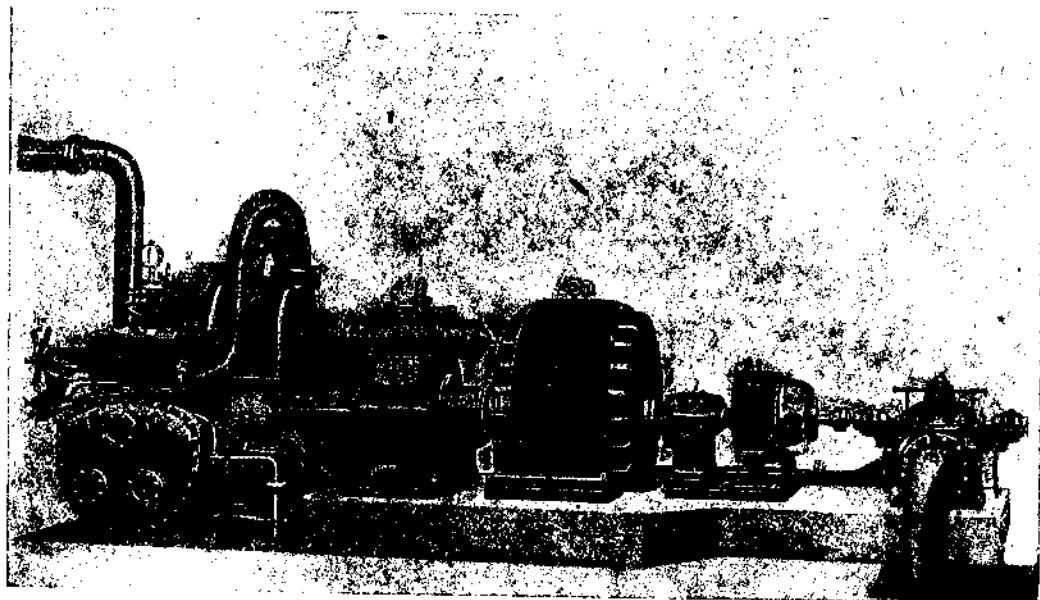


Рис. 468h.

к конденсатору; таким образом вполне обеспечено засасывание конденсата из конденсатора. С тем же валом большой шестерни сцеплен генератор, а дальше расположены возбудитель и циркуляционный насос. Воздух откачивается из конденсатора посредством парового эжектора.

На рис. 468i представлен продольный разрез такой турбины, конденсатора и зубчатой передачи. Турбина своим подшипником опирается и укрепена на корпусе зубчатой передачи. Конденсатор, поддерживающий заднюю часть турбины, опирается двумя рядами лап на податливые опоры. Средние опоры — в виде колонок с прутиками посредине, крайние — в виде вертикальной высокой балки, несколько податливой в осевом направлении турбины. При расширении турбина движется по направлению к конденсатору, так как ее передний подшипник связан неподвижно с корпусом зубчатой передачи; опоры конденсатора не препятствуют этому передвижению. Чтобы ось турбины не сбивалась в бок, имеются направляющие осевые горизонтальные шпонки.

Вес различных агрегатов этого типа, а также некоторые размеры указаны в нижеприводимой таблице (см. стр. 415).

Турбины описываемого типа строятся также и с отбором пара. В данной конструкции любопытна деталь, заменяющая перепускной клапан обыч-

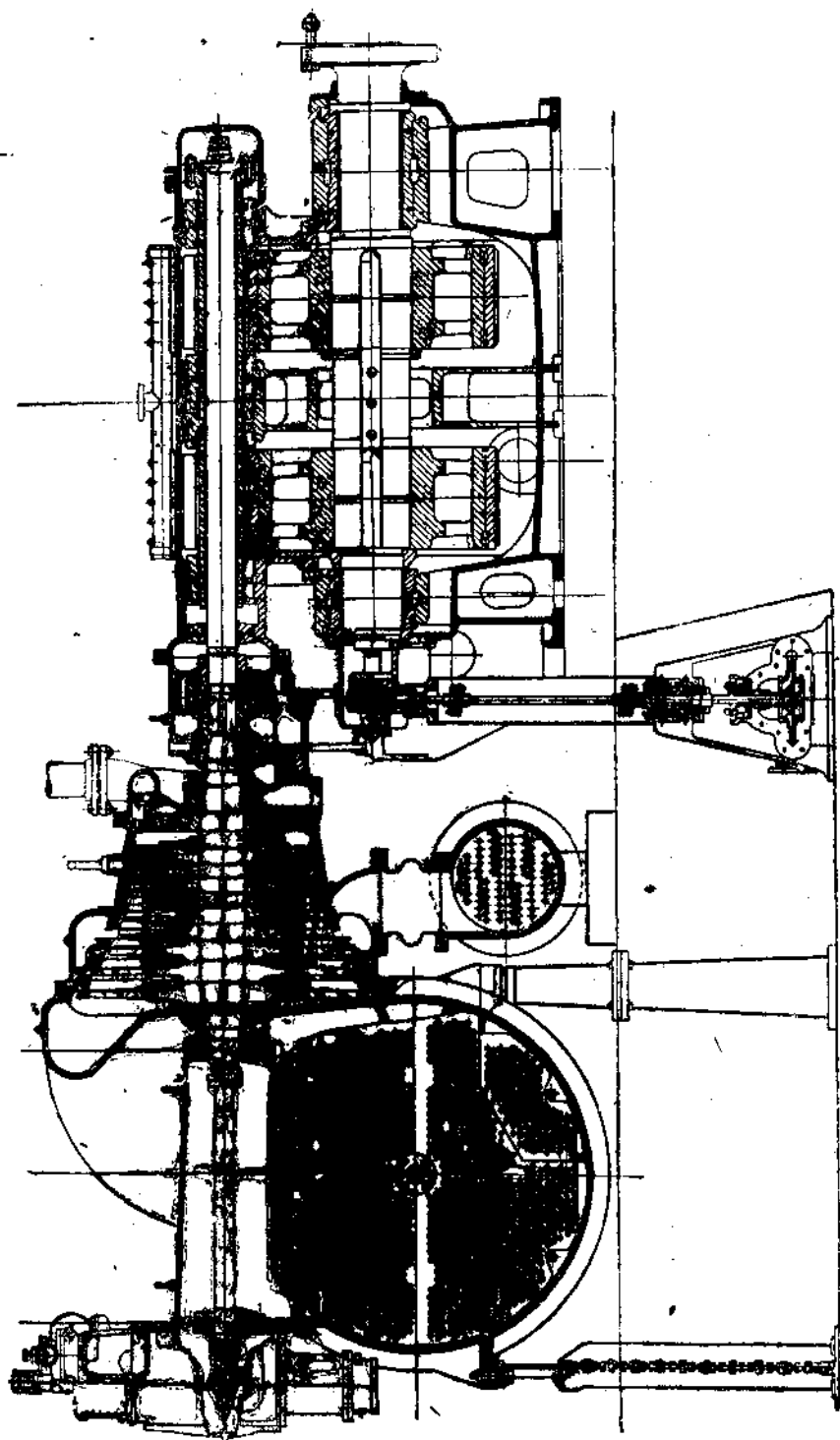
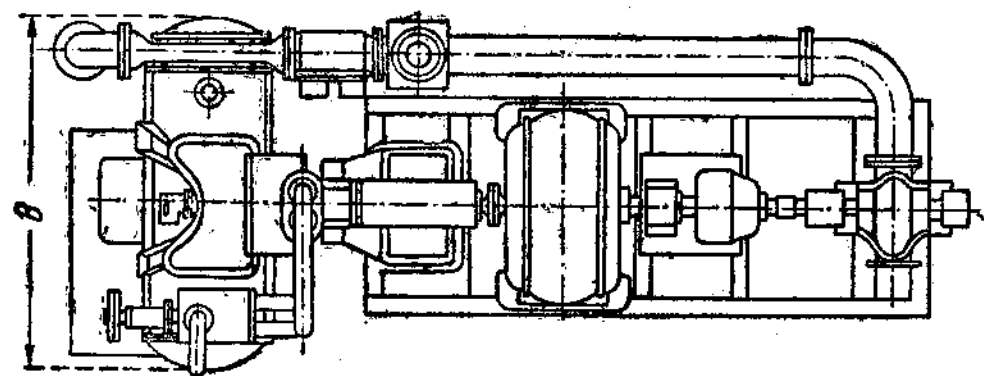
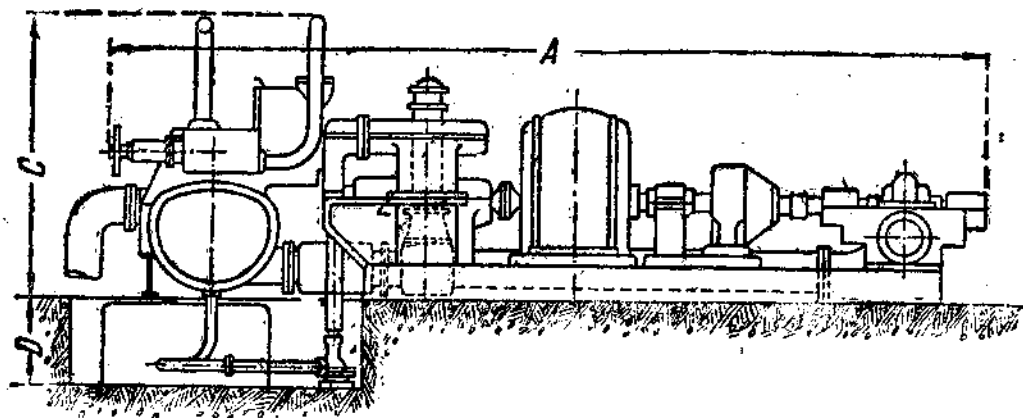


Рис. 4681.



Габаритные размеры турбогенераторов типа *CH*.

М. Д. М. турбины kW	Тип	Генераторы переменного тока				Генератор постоянного тока				Наимен. высота от ур. пола	Вес без ге- нератора нетто т
		A	B	C	D	A	B	C	D		
330	<i>CH₃</i>	5486	1905	1981	—	5029	1905	1981	—	3048	5,32
400	<i>CH₆</i>	5791	1905	2184	—	5182	1905	2184	—	3200	7,57
500	"	5791	1905	2184	—	5334	1905	2184	—	3200	7,57
625	"	5944	1905	2184	—	5486	1905	2184	—	3200	7,57
750	<i>CH₁₁</i>	6858	2972	2362	762	6553	2972	2362	762	3353	11,05
1000	"	7010	2972	2362	762	6553	2972	2362	762	3353	11,05
1250	"	7010	2972	2362	762	8382	2972	2362	762	3353	11,05
1500	<i>CH₁₁</i> ус. типа	7925	2972	2362	762	9449	2972	2362	762	3658	15,0
1875	" " "	8001	2972	2362	762	9601	2972	2362	762	3658	15,0
2000	<i>CH₂₆</i>	9449	3962	2388	1041	—	—	—	—	3658	19,55
2500	"	9601	3962	2388	1041	—	—	—	—	3658	19,55
3000	<i>CH₂₆</i> ус. типа	10058	3962	2388	1041	—	—	—	—	3658	23,80
3500	" " "	10363	3962	2388	1041	—	—	—	—	3658	23,80
3750	" " "	10363	3962	2388	1041	—	—	—	—	3658	23,80

ного типа. Вместо клапана установлена поворотная диафрагма с прорезами против сопел неподвижной диафрагмы, следующей за местом отбора ступени (рис. 468j). Прорезы расположены не по всей окружности, а лишь в виде дуг в количестве, равном числу групп сопел. Вращая диафрагму, можно открывать и закрывать соответствующие сопла полностью или частично. Поворот диафрагмы производится поршневым сервомотором, управляемым мембранным регулятором давления посредством распределительного золотника. Выключение сервомотора связано с передвижением поршня: наружу цилиндра выпущен валик с профильным кулачком, при перемещении поршня сервомотора валик с кулачком вращается и выключает сервомотор.

Поршень сервомотора сидит на штоке, а этот последний помощью серьги связан с ушком поворотной диафрагмы. Подобная диафрагма заменяет перепускные клапаны и, помимо простоты конструкции, дает возможность сократить длину турбины.

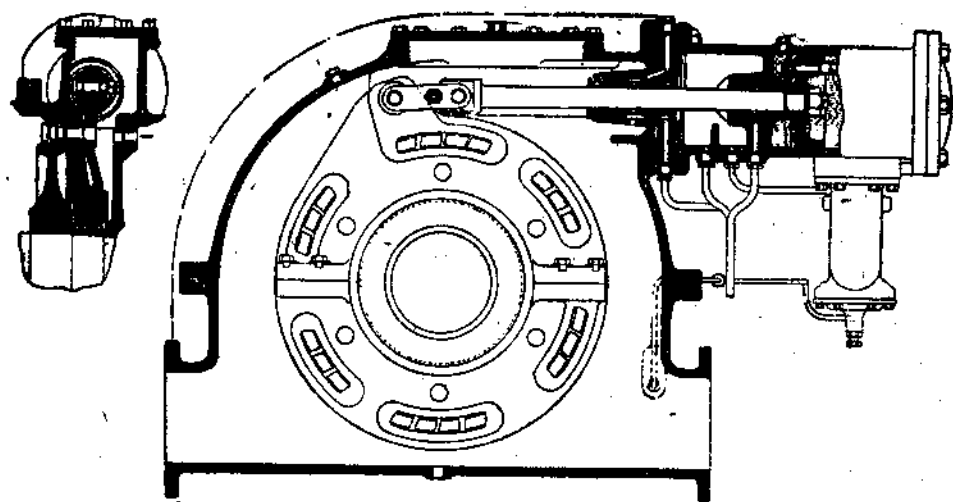


Рис. 468j.

Опыт показывает, что диафрагма эта работает надежно, несмотря на отсутствие смазки в трущихся частях. Для уменьшения трения трущиеся части натирают лишь графитом. Если не требуется автоматичности в поддержании давления отбираемого пара, то в таких турбинах ставят вместо регулятора давления и сервомотора ручной привод к поворотной диафрагме с маховичком. При испытаниях заедания не замечалось, и поворотная диафрагма вращалась свободно.

Для турбин мощностью в 6000 kW и выше оказывается уже невыгодно увеличивать число оборотов турбины свыше 3000. Поэтому установка бесподвального типа указанной мощности не имеет зубчатой передачи, а вспомогательные насосы снабжены электрическим приводом, так как нет вала с малым числом оборотов. Такая установка значительно теряет в своей простоте, хотя она все же проще и легче нормальной установки с подвалом, так как конденсатор составляет одно целое с частью низкого давления турбины. Такого рода установки (без зубчатой передачи) проектируются и на большую мощность — например, 12000 kW.

Таблица 1

НАСЫЩЕННЫЙ ВОДЯНОЙ ПАР ОТ $+10^{\circ}$ ДО $+50^{\circ}$ 1).

Темпера- тура °C	Давление		Удельный объем v'' $\text{м}^3/\text{кг}$	Удельный вес 1000 γ'' $\text{г}/\text{м}^3$	Теплота испарения r $\text{кал}/\text{кг}$	Полная теплота λ $\text{кал}/\text{кг}$
	мм Hg	$\text{кг}/\text{см}^2$				
10	9,21	0,0125	106,4	9,40	589,5	599,5
11	9,84	0,0134	99,7	10,03	589,0	600,0
12	10,52	0,0143	93,7	10,67	588,5	600,5
13	11,23	0,0153	87,9	11,38	588,0	601,0
14	11,99	0,0163	83,0	12,05	587,5	601,5
15	12,79	0,0174	77,9	12,83	586,9	601,9
16	13,64	0,0186	73,2	13,66	586,4	602,4
17	14,5	0,0197	69,0	14,49	585,9	602,9
18	15,5	0,0211	65,1	15,36	585,4	603,4
19	16,5	0,0224	61,4	16,29	584,9	603,9
20	17,5	0,0238	57,8	17,3	584,3	604,3
21	18,6	0,0254	54,4	18,3	583,8	604,8
22	19,8	0,0270	51,4	19,4	583,3	605,3
23	21,1	0,0287	48,6	20,6	582,8	605,8
24	22,4	0,0305	45,9	21,8	582,3	606,3
25	23,8	0,0324	43,4	23,0	581,7	606,7
26	25,2	0,0343	41,0	24,4	581,2	607,2
27	26,7	0,0363	38,8	25,8	580,7	607,7
28	28,3	0,0386	36,8	27,2	580,2	608,2
29	30,0	0,0408	34,8	28,7	579,7	608,7
30	31,8	0,0432	32,9	30,4	579,2	609,2
31	33,7	0,0458	31,2	32,0	578,7	609,7
32	35,7	0,0486	29,6	33,8	578,2	610,2
33	37,7	0,0513	28,0	35,7	577,7	610,7
34	39,9	0,0543	26,6	37,6	577,2	611,2
35	42,2	0,0573	25,2	39,6	576,6	611,6
36	44,6	0,0606	23,9	41,8	576,1	612,1
37	47,1	0,0641	22,7	44,0	575,6	612,6
38	49,7	0,0676	21,6	46,3	575,1	613,1
39	52,5	0,0715	20,5	48,8	574,6	613,6
40	55,3	0,0752	19,5	51,2	574,0	614,0
41	58,4	0,0795	18,6	53,8	573,5	614,5
42	61,5	0,0836	17,7	56,5	572,9	614,8
43	64,8	0,0882	16,8	59,5	572,4	615,3
44	68,3	0,0930	16,0	62,5	571,8	615,7
45	71,9	0,0978	15,3	65,5	571,3	616,2
46	75,7	0,103	14,6	68,5	570,7	616,6
47	79,6	0,108	13,9	71,9	570,2	617,1
48	83,7	0,114	13,2	75,8	569,6	617,5
49	88,0	0,120	12,6	79,4	569,1	618,0
50	92,5	0,126	12,0	83,2	568,5	618,4

1) Из Schüle, Techn. Thermodynamik, Bd. I, 4. Aufl. Berlin, Julius Springer, 1923.

Давление ата	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18
сух. нас. t''	639,0	646,9	654,9	659,3	662,3	664,4	665,9	667,0	667,8	668,3
200°	687,9	686,7	684,4	682,0	679,4	676,8	673,9	670,8	—	—
220°	697,4	696,4	694,4	692,3	690,3	688,0	685,7	683,3	680,7	677,6
240°	706,9	706,0	704,3	702,5	700,7	698,8	696,9	694,9	692,8	690,6
250°	711,7	710,9	709,2	707,6	705,9	704,1	702,4	700,5	698,6	696,7
260°	716,4	715,7	714,1	712,6	711,0	709,4	707,7	706,1	704,3	702,5
280°	725,9	725,2	723,9	722,5	721,1	719,7	718,3	716,9	715,4	713,9
300°	735,4	734,8	733,6	732,4	731,1	729,9	728,7	727,4	726,1	724,8
320°	744,9	744,3	743,3	742,2	741,1	740,0	738,9	737,8	736,7	735,5
340°	754,4	753,8	752,9	751,9	750,9	750,0	749,0	748,0	747,0	746,0
350°	759,0	758,6	757,7	756,8	755,8	754,9	754,0	753,1	752,1	751,2
360°			762,5	761,6	760,7	759,9	759,0	758,1	757,2	756,4
380°			772,0	771,3	770,5	769,7	768,9	768,1	767,2	766,5
400°			781,6	780,9	780,2	779,5	778,8	778,0	777,3	776,6
420°			791,1	790,5	789,8	789,2	788,6	787,9	787,3	786,6
440°			800,6	800,0	799,5	798,9	798,3	797,7	797,1	796,5
450°			805,4	804,8	804,3	803,7	803,2	802,6	802,0	801,5
460°			810,1	809,6	809,1	808,5	808,0	807,5	807,0	806,4
480°			819,6	819,1	818,7	818,2	817,7	817,2	816,7	816,2
500°			829,1	828,7	828,2	827,8	827,3	826,9	826,4	826,0

1) Вычислено по Молюе.

УДЕЛЬНЫЕ ОБЪЕМЫ m^3/kg

Давление ата	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18
сух. нас. v''	1,727	0,903	0,4718	0,3222	0,2454	0,1985	0,1668	0,1438	0,1264	0,1128
160°	2,025	1,003	0,4935	0,3241						
180°	2,121	1,053	0,520	0,3422	0,2529	0,1991				
200°	2,217	1,103	0,5456	0,3598	0,2668	0,2108	0,1734	0,1465		
220°	2,312	1,151	0,5706	0,3771	0,2802	0,2220	0,1832	0,1553	0,1352	0,1185
240°	2,408	1,1995	0,5954	0,3940	0,2933	0,2338	0,1925	0,1635	0,1422	0,1253
250°	2,455	1,224	0,6078	0,4025	0,2998	0,2381	0,1970	0,1676	0,1455	0,1283
260°	2,502	1,248	0,6200	0,4104	0,3063	0,2432	0,2015	0,1715	0,1489	0,1316
280°	2,598	1,296	0,6440	0,4270	0,3190	0,2536	0,2100	0,1790	0,1559	0,1379
300°	2,693	1,343	0,6688	0,4439	0,3314	0,2639	0,2189	0,1867	0,1626	0,1439
320°	2,788	1,392	0,6930	0,4602	0,3438	0,2741	0,2275	0,1941	0,1689	0,1499
340°	2,884	1,439	0,7170	0,4766	0,3562	0,2841	0,2359	0,2016	0,1754	0,1557
350°	2,930	1,463	0,7291	0,4846	0,3623	0,2889	0,2400	0,2051	0,1788	0,1585
360°	2,980	1,487	0,7410	0,4925	0,3685	0,2910	0,2442	0,2090	0,1820	0,1614
380°	3,072	1,535	0,7650	0,5087	0,3807	0,3038	0,2525	0,2160	0,1883	0,1673
400°	3,166	1,581	0,7890	0,5248	0,3928	0,3135	0,2607	0,2229	0,1946	0,1726
420°	3,262	1,630	0,8130	0,5405	0,4050	0,3232	0,2688	0,2302	0,2007	0,1783
440°	3,354	1,677	0,8370	0,5566	0,4171	0,3328	0,2769	0,2370	0,2069	0,1837
450°	3,403	1,700	0,8486	0,5648	0,4229	0,3378	0,2810	0,2405	0,2101	0,1864
460°	3,450	1,724	0,8604	0,5726	0,4290	0,3425	0,2850	0,2439	0,2130	0,1892
480°	3,544	1,770	0,8840	0,5886	0,4410	0,3523	0,2932	0,2508	0,2194	0,1947
500°	3,639	1,818	0,9080	0,6046	0,4529	0,3619	0,3012	0,2579	0,2254	0,2001

1) Вычислено по уравнениям Молюе.

ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА γ .

20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
668,7	669,0	668,6	667,8	666,6	663,4	659,5	655,3	650,6	645,6	640,5
674,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
688,3	682,0	674,8	—	—	—	—	—	—	—	—
694,6	689,0	682,7	675,6	—	—	—	—	—	—	—
700,7	695,7	690,2	684,0	677,0	—	—	—	—	—	—
712,3	708,2	703,8	699,0	693,7	681,5	666,6	—	—	—	—
723,5	720,1	716,5	712,6	708,4	699,1	688,1	675,2	660,1	—	—
734,4	731,4	728,4	725,2	721,7	714,3	705,9	696,2	685,2	672,6	658,1
745,0	742,4	739,8	737,0	734,2	728,1	721,3	713,9	705,5	696,1	685,6
750,2	747,8	745,4	742,8	740,2	734,6	728,4	721,8	714,4	706,2	697,1
755,4	753,2	750,9	748,5	746,0	740,9	735,3	729,3	722,7	715,5	707,5
765,7	763,7	761,7	759,6	757,4	753,0	748,3	743,3	738,0	732,2	725,9
775,9	774,1	772,3	770,4	768,5	764,7	760,6	756,4	751,9	747,1	742,1
786,0	784,3	782,7	781,0	779,4	775,9	772,4	768,7	764,9	760,9	756,6
796,0	794,5	793,0	791,5	790,0	786,9	783,8	780,6	777,2	773,8	770,2
800,9	799,5	798,1	796,7	795,3	792,4	789,4	786,3	783,2	780,0	776,7
805,9	804,5	803,2	801,8	800,5	797,7	794,9	792,1	789,1	786,1	783,0
815,7	814,5	813,3	812,1	810,8	808,3	805,8	803,2	800,5	797,9	795,1
825,5	824,4	823,2	822,2	821,1	818,8	816,5	814,2	811,8	809,4	807,0

Таблица III.

ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА γ .

20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
0,1017	0,0816	0,06802	0,05816	0,05069	0,04007	0,03289	0,02769	0,02371	0,02064	0,01815
0,1047	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,1118	0,0865	0,0702	—	—	—	—	—	—	—	—
0,1145	0,0894	0,07257	0,06030	0,05088	—	—	—	—	—	—
0,1175	0,0919	0,0749	0,0625	0,0532	—	—	—	—	—	—
0,1234	0,0970	0,07940	0,0665	0,0572	0,0435	0,03398	—	—	—	—
0,1288	0,1017	0,08360	0,07060	0,06079	0,04689	0,03738	0,03035	0,02485	—	—
0,1340	0,1062	0,0876	0,0740	0,0641	0,0500	0,04020	0,03324	0,02787	0,02441	0,01977
0,1395	0,1106	0,0913	0,0775	0,0672	0,0526	0,04270	0,03560	0,03020	0,02588	0,02233
0,1422	0,1128	0,09318	0,07916	0,06863	0,05383	0,04389	0,03672	0,03126	0,02694	0,02341
0,1447	0,1149	0,09500	0,08075	0,07020	0,05506	0,04500	0,03770	0,03220	0,02800	0,02450
0,1500	0,1191	0,0986	0,0840	0,07290	0,05745	0,04710	0,03965	0,03410	0,02975	0,02623
0,1550	0,1233	0,1021	0,08703	0,07567	0,05980	0,04918	0,04156	0,03583	0,03135	0,02773
0,1600	0,1274	0,1050	0,0900	0,07830	0,06200	0,05110	0,04327	0,03740	0,03285	0,02910
0,1650	0,1315	0,1090	0,0930	0,08090	0,06420	0,05303	0,04497	0,03895	0,03428	0,03045
0,1675	0,1335	0,1108	0,09454	0,08236	0,06533	0,05396	0,04582	0,03972	0,03496	0,03113
0,1700	0,1354	0,1124	0,0959	0,08360	0,06637	0,05483	0,04660	0,04045	0,03560	0,03180
0,1749	0,1394	0,1157	0,0988	0,08620	0,06850	0,05662	0,04820	0,04190	0,03690	0,03315
0,1799	0,1434	0,1192	0,1018	0,08880	0,07061	0,05846	0,04979	0,04338	0,03820	0,03415

СРЕДНИЕ ТЕПЛОЕМКОСТИ ДЛЯ

Давление ата	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18
Темп. кип. t_s °C	99,1	119,6	142,9	158,1	169,6	179,0	187,1	194,1	200,4	206,2
i'' кал/кг	639,0	646,9	654,9	659,3	662,3	664,4	665,9	667,0	667,8	668,3
$t = 200^\circ$	0,485	0,495	0,517	0,542	0,563	0,591	0,620	0,644	—	—
220°	0,483 ₅	0,493	0,512	0,534	0,553 ₅	0,576	0,602	0,623	0,654	0,696
240°	0,482	0,491	0,508 ₅	0,528	0,546	0,564	0,587	0,607	0,631	0,661
250°	0,482	0,491	0,507	0,525 ₅	0,542	0,559	0,580	0,599	0,621	0,648 ₅
260°	0,481	0,490	0,506	0,523	0,539	0,555	0,574 ₅	0,593	0,612	0,632
280°	0,480	0,488	0,503	0,519	0,533	0,547	0,569	0,581	0,597	0,618
300°	0,480	0,487	0,501	0,515	0,527 ₅	0,541	0,557	0,570	0,585	0,602
320°	0,479	0,486	0,449	0,512	0,523	0,536	0,549	0,562	0,575 ₅	0,590
340°	0,479	0,485	0,497	0,509	0,520	0,531	0,543	0,555	0,567	0,580 ₅
350°	0,479	0,485	0,497	0,508	0,518	0,529	0,541	0,552	0,563	0,576
360°	0,478 ₅	0,484	0,496	0,507	0,517	0,527 ₅	0,538	0,549	0,560	0,572
380°	0,478	0,483 ₅	0,494 ₅	0,505	0,514	0,524	0,534	0,544	0,554	0,565
400°	0,477 ₅	0,483	0,493	0,503	0,512	0,521	0,531	0,539	0,549	0,559
420°	0,477	0,482	0,492	0,501	0,509 ₅	0,518 ₅	0,527	0,535 ₅	0,544	0,553 ₅
440°	0,477	0,482	0,491	0,499	0,507	0,516	0,524	0,532	0,540	0,549
450°	0,477	0,481	0,490	0,499	0,506 ₅	0,515	0,522 ₅	0,530	0,538	0,547
460°	0,476	0,481	0,489 ₅	0,498	0,505 ₅	0,514	0,521	0,529	0,536	0,544
480°	0,476	0,481	0,488 ₅	0,497	0,504	0,511 ₅	0,518 ₅	0,526	0,532 ₅	0,540 ₅
500°	0,476	0,480	0,488	0,496	0,502	0,509	0,516	0,523	0,529 ₅	0,537

СЕКУНДНЫЙ РАСХОД $G_{сек}$ в г/сек ДЛЯ НАИМЕНЬШЕГО СЕЧЕНИЯ РАСХО

Начальное давление ата	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18
Критическое давление ата	0,547 ₅	1,095	2,190	3,285	4,380	5,475	6,570	7,665	8,760	9,855
сух. нас.	$G_{сек}$ 15,15 F_{min} 66,0	29,60 33,73	57,95 17,25	85,90 11,64	113,6 8,80	141,3 7,08	168,8 5,92	196,4 5,09	224,0 4,465	251,2 3,98
200°	$G_{сек}$ 14,04 F_{min} 71,24	28,14 35,54	56,60 17,67	85,40 11,71	114,4 8,74	143,9 6,95	173,9 5,75	204,3 4,89	—	—
220°	$G_{сек}$ 13,75 F_{min} 72,73	27,54 36,29	55,38 18,06	83,34 12,00	111,6 8,97	140,2 7,13	169,1 5,91	198,5 5,04	227,4 4,40	257,7 3,88
240°	$G_{сек}$ 13,47 F_{min} 74,20	27,18 36,78	54,20 18,46	81,54 12,27	109,1 9,16	137,0 7,30	165,0 6,06	193,5 5,16	221,9 4,506	250,5 3,99
250°	$G_{сек}$ 13,33 F_{min} 74,94	26,71 37,43	53,62 18,65	80,70 12,39	107,9 9,27	135,5 7,39	163,0 6,13	191,0 5,24	219,2 4,56	247,6 4,04
260°	$G_{сек}$ 13,21 F_{min} 75,70	26,44 37,80	51,12 18,84	79,92 15,52	106,8 9,38	133,9 7,47	161,3 6,20	188,8 5,30	216,9 4,61	244,5 4,09
280°	$G_{сек}$ 12,96 F_{min} 77,13	25,95 38,57	52,11 19,20	78,35 12,76	104,6 9,56	131,1 7,62 ₅	158,0 6,33	184,7 5,41	211,8 4,72	238,9 4,18 ₅
300°	$G_{сек}$ 12,73 F_{min} 78,52	25,51 39,19	51,10 19,56	76,78 13,03	102,7 9,74	128,5 7,781	154,7 6,46	180,9 5,53	207,2 4,83	233,9 4,27

¹⁾ Вычислено по теплосодержаниям согласно данным Молье.

ПРЕГРЕВА ОТ t_s до $t^{\circ}C$).

20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
211,4 668,7	222,9 669,0	232,8 668,6	241,4 667,8	249,2 666,6	262,7 663,4	274,3 659,5	284,5 655,3	293,6 650,6	301,9 645,6	309,5 640,5
0,717 0,687 0,671 0,658 0,631 0,618 ₅ 0,604 ₅ 0,593 0,588 0,583 0,575 0,569 0,562 0,557 0,554 ₅ 0,552 0,547 ₅ 0,543 ₅	— 0,760 0,738 0,719 ₅ 0,687 0,663 0,642 0,627 0,620 0,614 0,603 0,594 0,585 ₅ 0,578 0,575 0,572 0,566 0,561	— 0,851 0,820 0,792 0,747 ₅ 0,713 0,686 0,664 0,655 0,647 0,633 0,621 0,610 0,601 0,596 ₅ 0,592 ₅ 0,585 0,579	— — 0,907 0,870 0,810 0,765 0,730 0,702 0,690 0,680 0,662 0,647 0,634 ₅ 0,628 ₅ 0,618 0,614 0,605 0,597	— 1,000 0,957 — 0,888 0,823 0,779 0,744 0,730 0,716 0,694 0,676 0,661 0,647 ₅ 0,641 ₅ 0,636 0,625 ₅ 0,616	— — — 1,046 0,957 0,890 0,837 0,816 0,797 0,785 0,764 0,738 0,716 0,697 0,689 0,681 0,667 0,655	— — — 1,245 1,112 1,017 0,941 0,912 0,885 0,840 0,805 0,775 0,750 0,739 ₅ 0,729 0,729 0,712 0,696	— — 1,484 1,130 1,056 1,015 0,967 0,921 0,903 0,836 0,806 0,792 0,780 0,756 0,737	— — 1,507 1,302 1,176 1,133 1,085 1,011 0,954 0,903 0,865 0,845 0,832 0,804 0,827	— — 1,514 1,322 1,260 1,202 1,106 1,035 0,976 0,929 0,908 0,888 0,855 0,827	— — 1,707 1,478 1,397 1,326 1,220 1,123 1,050 0,995 0,970 0,947 0,908 0,875

Таблица V.

$F_{\min} = 1 \text{ см}^2$ И НЕОБХОДИМОЕ НАИМЕНЬШЕЕ СЕЧЕНИЕ $F_{\min}$ в $\text{см}^2/\text{кг}$ ДЛЯ СЕКУНДНОГО
ДА $G_{\text{сек}} = 1 \text{ кг/сек.}$

20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
10,95	13,69	16,42 ₅	19,16	21,90	27,37 ₅	32,85	38,32 ₅	43,80	49,27 ₆	54,75
279,0 3,58 ₅	348,3 2,87	418,0 2,39	488,0 2,049	559,5 1,787	702,5 1,423	850,0 1,177	1000 1,080	1155 0,866	1384 0,723	1477 0,677
279,6 3,58	355,4 2,81	432,4 2,31	—	—	—	—	—	—	—	—
276,1 3,62	349,5 2,86	425,3 2,35	503,7 1,98 ₅	586,0 1,706	—	—	—	—	—	—
272,8 3,66 ₅	344,9 2,90	418,4 2,39	494,5 2,02	573,2 1,74 ₅	—	—	—	—	—	—
266,2 3,75 ₅	335,5 2,98	406,2 2,46	479,4 2,09	552,5 1,81	708,6 1,41	878,2 1,14	—	—	—	—
260,5 3,84 ₅	327,7 3,05	396,0 2,52	465,3 2,15	532,8 1,88	682,2 1,466	837,4 1,19	1004 0,996 ₅	1185 0,844	—	—

СЕКУНДНЫЙ РАСХОД $Q_{сек}$ в г/сек ДЛЯ НАИМЕНЬШЕГО СЕЧЕНИЯ РАСХО

Начальное давление ата		1	2	4	6	8	10	12	14	16	18
Критическое давление ата		0,547 ₅	1,095	2,190	3,286	4,380	5,475	6,570	7,665	8,760	9,855
320°	$G_{сек}$	12,52	25,06	50,20	75,46	100,7	126,2	151,8	177,5	203,2	229,1
	F_{min}	79,84	39,90	19,93	13,26	9,93	7,424	6,587	5,630	4,92	4,36
340°	$G_{сек}$	12,32	24,64	49,28	74,16	99,10	123,9	149,0	174,1	199,6	224,9
	F_{min}	81,12	40,56	20,30	13,49	10,09	8,07	6,71	5,742	5,01	4,44 ₅
350°	$G_{сек}$	12,21	24,44	48,92	73,54	98,25	122,9	147,7	172,6	197,6	222,7
	F_{min}	81,87	40,93	20,45	13,60	10,17	8,13 ₆	6,77	5,79	5,06	4,49
360°	$G_{сек}$	12,12	24,25	48,58	72,93	97,35	121,8	146,5	171,1	195,9	220,9
	F_{min}	82,50	41,21	20,59	13,72	10,27	8,21	6,82 ₆	5,84	5,10	4,53
380°	$G_{сек}$	11,93	23,86	47,80	71,74	95,80	119,9	144,1	168,2	192,6	216,9
	F_{min}	83,80	41,91	20,94	13,95	10,44	8,34	6,94	5,94 ₅	5,19	4,63
400°	$G_{сек}$	11,75	23,51	47,08	70,67	94,30	117,9	141,8	165,6	189,5	213,5
	F_{min}	85,10	42,53	21,24	14,15	10,61	8,42	7,05	6,03	5,28	4,69
420°	$G_{сек}$	11,58	23,16	46,40	69,65	92,90	116,2	139,6	162,9	186,5	210,0
	F_{min}	86,35	43,17	21,56	14,36	10,77	8,60	7,16	6,13 ₅	5,36	4,76
440°	$G_{сек}$	11,41	22,84	45,70	68,60	91,50	114,5	137,6	160,6	183,7	206,8
	F_{min}	87,65	43,75	21,89	14,59	10,93	8,73	7,27	6,22 ₅	5,44	4,83 ₅
450°	$G_{сек}$	11,33	22,66	45,39	68,08	90,90	113,4	136,6	159,5	182,4	205,4
	F_{min}	88,24	44,12	22,06	14,69	11,00	8,81	7,33	6,37	5,48	4,87
460°	$G_{сек}$	11,25	22,52	45,08	67,68	90,22	112,9	135,6	158,5	181,1	203,9
	F_{min}	88,88	44,39	22,40	14,78	11,08	8,35 ₅	7,37	6,31	5,52	4,90
480°	$G_{сек}$	11,10	22,22	44,48	66,68	89,04	111,3	133,6	156,1	178,4	201,0
	F_{min}	90,07	44,99	22,50	15,00	11,23	8,98 ₅	7,48	6,40 ₅	5,60	4,97
500°	$G_{сек}$	10,95	21,93	43,90	65,88	87,80	109,7	129,5	154,0	176,1	198,3
	F_{min}	91,30	45,61	22,78	15,18	11,39	9,11	7,72	6,49	5,68	5,04 ₅

$\rho_{\text{min}} = 1 \text{ см}^3$ И НЕОБХОДИМОЕ НАИМЕНЬШЕЕ СЕЧЕНИЕ F_{min} в $\text{см}^2/\text{кг}$ ДЛЯ СЕКУНДНОГО
 $G_{\text{сек}} = 1 \text{ кг/сек.}$ Продолжение

20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
10,95	13,69	16,42 ₅	19,16	21,90	27,37 ₅	32,85	38,32 ₅	43,80	49,27 ₅	54,75
255,4 3,91	320,7 3,12	386,9 2,59	454,6 2,20	522,0 1,916	661,2 1,513	807,5 1,239	959,0 1,043	1 119 0,894	1 268 0,789	1 436 0,673
250,2 3,99 ₅	314,3 3,184	379,0 2,64	444,1 2,25	509,8 1,96	644,0 1,553	783,4 1,277	927,0 1,079	1 075 0,930	1 231 0,812	1 397 0,716
247,8 4,03 ₅	311,1 3,21	376,2 2,66	439,6 2,27	504,6 1,98	637,2 1,57	772,8 1,295	912,8 1,096	1 057 0,946	1 207 0,828	1 365 0,733
245,9 4,07	308,5 3,24	371,6 2,69	435,0 2,30	498,8 2,01	629,2 1,59	763,0 1,31	900,6 1,11	1 041 0,960	1 184 0,849	1 307 0,765
241,3 4,14	302,9 3,30	364,7 2,74	426,4 2,34 ₅	489,6 2,04 ₅	616,5 1,62	746,0 1,34	878,1 1,14	1 011 0,989	1 149 0,876	1 200 0,775
237,1 4,22	297,5 3,36	358,4 2,79	419,2 2,38 ₅	480,6 2,08	604,5 1,65 ₅	730,0 1,37	858,0 1,16 ₅	987,7 1,013	1 119 0,894	1 265 0,797
233,7 4,28	292,8 3,41	353,4 2,83	412,1 2,43	472,2 2,12	593,4 1,69	716,0 1,39 ₅	840,5 1,19	966,5 1,03 ₅	1 093 0,915	1 226 0,817
230,1 4,34	288,2 3,47	346,9 2,88	405,4 2,47	464,9 2,15	583,0 1,71 ₅	703,0 1,42	825,0 1,21	935,0 1,05 ₅	2 080 0,927	1 197 0,835
228,4 4,26	286,1 3,50	344,0 2,91	402,4 2,49	460,6 2,17	578,4 1,73	697,0 1,43 ₅	817,0 1,22	938,5 1,06 ₅	1 069 0,943	1 184 0,845
226,8 4,41	284,0 3,52	341,6 2,93	399,3 2,51	457,0 2,19	573,5 1,74	691,0 1,45	810,0 1,23 ₅	929,8 1,07 ₅	1 050 0,953	1 171 0,854
223,5 4,47	280,0 3,57	336,5 2,97	393,3 2,54	450,0 2,22	564,5 1,77	680,2 1,47	797,0 1,25 ₅	913,3 1,09 ₅	1 031 0,976	1 152 0,868
220,4 4,54	276,0 3,62	331,4 3,02	387,7 2,58	443,8 2,25	556,0 1,80	669,4 1,49	783,5 1,27 ₅	897,8 1,11	1 013 0,997	1 131 0,884

СОКРАЩЕННЫЕ НАЗВАНИЯ ФИРМ.

AEG = Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft Turbinenfabrik, Berlin NW 87.
 BBC = Brown, Boveri & Cie. Akt.-Ges. Mannheim-Käfertal.
 BEW = Bergmann Elektrizitäts-Werke, Berlin N 65, Seestr. 63—67.
 Бопар = A. Borsig, G. m. b. H., Berlin-Tegel.
 Beka = Bekawerk G. m. b. H., Maschinenfabrik, Leipzig-Taucha.
 Brückner = Brückner, Kanis & Co., Dresden-N. 15, Industriegelände.
 EBM = Erste Brüner Maschinenfabriks-gesellschaft, Brünn.
 EWC = Akt.-Ges. der Maschinenfabriken Escher, Wyss & Cie., Zürich.
 FMA = Frankfurter Maschinenbau-A.-G. vorm. Porkorny & Wittekind, Frankfurt a. M.
 GHH = Gutehoffnungshütte Oberhausen Aktiengesellschaft, Oberhausen/Rhld.
 GMA = s. WUMAG.
 Гумбольдт = Maschinenbauanstalt Humboldt, Köln-Kalk.
 KKK = A.-G. Kühnle, Kopp & Kausch, Frankenthal, Rhpf.
 Крупп = Fr. Krupp, A.-G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
 KTW = Kuhnert Turbowerke A.-G. Meissen, Sa.
 Maffei = J. A. Maffei A.-G., München.
 MAN = Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G., Nürnberg.
 Nacke = E. Nacke, Maschinenfabrik, Coswig i. Sa.
 Nema = Netzschkauer Maschinenfabrik Franz Stark & Söhne, Netzschkau i. Sa.
 Sch. & Kr. = Gewerkschaft Schlichtermann & Kremer, Maschinenfabrik, Dortmund.
 SSW (-Röder) = Siemens-Schuckert-Werke, Berlin-Siemensstadt.
 Сульцер = Gebr. Sulzer A.-G., Ludwigshafen a. Rh.
 Weise Söhne = Weise Söhne, Halle a. S.
 WUMAG = Waggon- u. Maschinenbau A.-G., Görlitz, Abt. Maschinenbau Görlitz.

СОДЕРЖАНИЕ.

Часть первая.

Основы.

	Стр.
I. Введение	5
II. Важнейшие соотношения для водяного пара	—
1. Давление, температура и объем (5). 2. Количество тепла (6). 3. Энтальпийные диаграммы (8). 4. Изменения состояния водяного пара (12). 5. Круговой процесс, работоспособность, тепловой перепад (14).	
III. Движение пара в каналах	17
A. Движение в прямолинейных каналах	—
B. Движение в криволинейных каналах	19
IV. Истечение пара из сопел	22
A. Истечение без потерь	—
B. Истечение с потерями	29
C. Истечение из косо срезаемых сопел	34
V. Превращение энергии в паровой турбине. Работа пара	41
A. Главные разновидности паровых турбин	—
B. Активные турбины	42
1. Отдаваемая энергия и мощность (42). 2. Коэффициент полезного действия на ободе (44). 3. Использование выходной скорости пара (46).	
C. Реактивные турбины	48
1. Отдаваемая энергия и мощность (48). 2. Коэффициент полезного действия на ободе (51).	
D. Радиальные турбины	53
VI. Способы понижения наивыгоднейшей окружной скорости	55
A. Классификация (типы) турбин	—
B. Ступени скорости	—
C. Ступени давления	58
1. Активные турбины (58). 2. Реактивные турбины (60).	
VII. Потери в паровых турбинах и коэффициенты полезного действия	62
1. Потери в соплах (62). 2. Потери в лопатках (63). 3. Потери при выходе (67). 4. Потери от трения колеса и вентиляционные (68). 5. Потери через зазоры (74). 6. Механические потери (80). 7. Потери вследствие охлаждения и излучения (84). 8. Обзор потерь; мощности и коэффициенты полезного действия (84). 9. Качественный коэффициент (92). 10. Возврат тепла (93).	
VIII. Расход пара и расход тепла	94
IX. Изменение распределения давлений и количества пара при изменении нагрузки	98

Часть вторая.

Расчет паровых турбин.

I. Выбор конструкции	102
II. Ход расчета	103
III. Расчет активных турбин	106
A. Одноступенчатые турбины	—
1. Одна простая ступень давления (турбина Лавалля) (106). 2. Одна ступень давления со ступенями скорости (колесо Кертиса) (106).	
B. Многоступенчатые турбины	108
1. Простые ступени давления (турбины Рато-Целли) (108). Ступени давления и ступени скорости (112).	
C. Расчет направляющих аппаратов	113
1. Расширяющиеся сопла (113). 2. Нерасширяющиеся направляющие каналы (114).	
D. Расчет длины рабочих лопаток	116

Е. Примеры расчета	117
1. Расчет одноступенчатой активной турбины (Лавалья) (117). 2. Расчет одноступенчатой активной турбины со ступенями скорости (121). 3. Расчет многоступенчатой активной турбины (Целли) (128). 4. Расчет активной турбины с противодавлением со ступенями скорости и давления (136).	
IV. Расчет реактивных турбин	142
А. Подразделение перепада, выбор диаметра	—
1. $u = \text{const}$ (147). 2. u изменяется от ступени к ступени (149).	
В. Расчет длины лопаток	151
С. Пример расчета. Реактивная турбина с предвключенной активной ступенью	153

Часть третья.

Конструкция и расчет отдельных частей.

I. Направляющие аппараты	163
А. Расширяющиеся сопла	—
В. Направляющие каналы нерасширяющиеся	165
1. Залитые направляющие лопатки (168). 2. Фрезерованные направляющие каналы (170). 3. Закрепление диафрагм (172).	
С. Промежуточные уплотнения в диафрагмах	174
Д. Материал диафрагм и расчет их на прочность	175
II. Рабочие лопатки	177
1. Активные лопатки (177). 2. Реактивные направляющие и рабочие лопатки (179). 3. Изготовление и конструкция лопаток (179). 4. Крепление лопаток и замок (181). 5. Уплотнение и укрепление лопаток (186). 6. Особые формы лопаток (187). 7. Материалы для рабочих лопаток (188). 8. Расчет рабочих лопаток на прочность (191).	
III. Рабочие колеса	193
А. Расчет рабочих колес	194
1. Обод колеса (194). 2. Диск подвижного колеса (197). 3. Ступица (203). 4. Материалы для рабочих колес (205).	
В. Конструкция и закрепление рабочих колес	207
IV. Барабаны	210
А. Расчет	—
В. Конструкция и закрепление барабанов	212
С. Уравновешивание осевого давления	213
V. Вала	215
А. Расчет	—
В. Материал в конструкции валов	220
VI. Муфты	222
VII. Балансировка роторов	226
VIII. Наружные уплотнения	227
А. Лабиринтные уплотнения	—
В. Угольные уплотнения	232
С. Гидравлические уплотнения	234
Д. Направление движения пара в уплотнениях	—
IX. Подшипники	235
А. Опорные подшипники	236
1. Размещение подшипников (236). 2. Конструкция подшипников (238). 3. Примеры исполненных конструкций (239)	
В. Упорные подшипники	241
X. Кожухи	246
1. Форма кожуха (246). 2. Расчет толщины стенок (248). 3. Материал (249). 4. Формы исполнения кожухов (252).	
XI. Фундаментные рамы (основные плиты)	256
XII. Масляные насосы	—

Часть четвертая.

Регулирование паровых турбин.

I. Виды регулирования	261
А. Регулирование торможением	—
1. Общие замечания (261). 2. Расчет дроссельных вентилей (265). 3. Изменение давления при частичных нагрузках (265). 4. Пример (267).	
В. Количественное (сопловое) регулирование	269
1. Общие замечания (269). 2. Расчет выключений при количественном регулировании (269). 3. Изменение давления при частичных нагрузках (270). 4. Пример (271).	
С. Комбинированное регулирование, сопловое и торможением	272
II. Устройство регулирования	—
А. Непосредственное регулирование	273

В. Регулирование посредством сервомотора	274
1. Принцип действия (274). 2. Изменение числа оборотов турбины (275).	
III. Формы исполнения регулирующих устройств	277
А. Регулирование торможением	—
В. Количественное регулирование и комбинированное регулирование торможением и соплами	282
IV. Перегрузка	302
А. Перегрузка с помощью включения сопел в первой ступени	—
В. Перегрузка посредством подвода свежего пара в одну из промежуточных ступеней	304
V. Регулирование давления	306
VI. Предохранительные приспособления	309
А. Предохранительный регулятор	310
В. Гидравлический быстродействующий затвор	313
С. Механический быстродействующий затвор	314

Часть пятая.

Конструкции турбин.

I. Малые турбины	318
II. Турбины средней и крупной мощности	330
III. Турбины высокого давления	344
IV. Паротурбинные установки	346

Часть шестая.

Турбины для специальных целей.

I. Турбины с противодавлением	350
А. Экономичность	—
В. Регулирование турбин с противодавлением	355
С. Конструкции турбин с противодавлением	358
II. Турбины с промежуточным отбором пара	362
А. Экономичность	—
В. Мощность и расход пара	364
С. Регулирование турбин с отбором пара	367
1. Требования (367). 2. Исполненные системы регулирования турбин с отбором пара (368).	
D. Конструкции турбин с промежуточным отбором пара	—
III. Турбины для использования мягкого пара	380
А. Турбина, перерабатывающая только мягкий пар	—
В. Турбина двух давлений	382
1. Системы подвода пара (382). 2. Расход пара (386).	
С. Регулирование турбин двух давлений	388
1. Требования (388). 2. Исполнение регулирования турбин двух давлений (390).	
D. Конструкции турбин двух давлений	399
IV. Аккумуляторы мягкого пара	400
1. Тепловые аккумуляторы с водяным наполнением (401). 2. Аккумуляторы постоянного давления (402). 3. Аккумуляторы постоянного объема (403).	
Паровые турбины системы Метрополитэн-Виккерс	404
Турбины американской Всеобщей компании электричества	410
Бесподвальный тип турбин	412

Приложения.

I. Таблица насыщенного пара для 10—50°	417
II. Теплоемкость перегретого пара	418
III. Удельные объемы перегретого пара	—
IV. Средние теплоемкости перегретого пара	420
V. Секундный расход и наименьшее сечение/кг пара	420



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

ПРОФ. В. С. НАУМОВ

МАШИНОВЕДЕНИЕ

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ. ТОПЛИВО, ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИКИ, ПАРОВЫЕ КОТЛЫ.
4-ое издание, 392 стр., 211 рис. 1932 г. Цена 3 р. переплет 1 р.

ПРОФ. В. С. НАУМОВ

МАШИНОВЕДЕНИЕ

ЧАСТЬ ВТОРАЯ. ПАРОВЫЕ МАШИНЫ, ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ И ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

4-ое издание. 412 стр. 334 рис. 1932 г. Цена 6 р. 60 к. переплет 1 р. 50 к

Э. ПРЕТОРИУС

ТЕПЛОВОЕ ХОЗЯЙСТВО КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

ПЕРЕВОД С НЕМЕЦКОГО ИНЖ. Д. М. ГОРДИНКИНА И ИНЖ. Д. Л. ОРШАНСКОГО.

Под редакцией проф. М. А. РАДЦИГА

316 стр. 153 рис. 1932 г. Цена 5 р. 50 к. переплет 1 р. 50 к

ИНЖ. А. В. ЩЕГЛЯЕВ

ИСПЫТАНИЕ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

56 стр., 20 рис. 1932 г. Цена 1 р.

ВСЕ ИЗДАНИЯ ЭНЕРГОИЗДАТА ВЫСЫЛАЕТ НАЛОЖЕННЫМ ПЛАТЕЖОМ
ОТДЕЛ КНИГА ПОЧТОЙ КНИГОСБЫТА ОНТИ

- 1) Москва 12, Ильинка, Рыбный пер. 2, помещ. 28.
- 2) Ленинград, внутри Гостиного двора, помещ. 100.