

ВСЕСОЮЗНЫЙ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ Ф. Э. ДЗЕРЖИНСКОГО

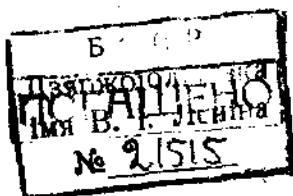
Инж. И. Н. КИРСАНОВ

РАБОТА И УСТРОЙСТВО ПАРОВЫХ ТУРБИН

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА

ГОСУДАРСТВЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1931 Декабрь ЛЕНИНГРАД

Редактор инж. С. М. ЛОСЕВ
Технический редактор Н. И. МОСКВИЧЕВА



П Е Р В А Я
ТИПОГРАФИЯ ОГИЗА РСФСР
«ОБРАЗЦОВАЯ».
МОСКВА, ВАЛОВАЯ, 28.

★

Уполномоченный Главлита
М В - 3529, ГИТИ № 2469,
НЗ-1, Виза № 2586.

Тираж 30 000.

Декабрь 1931.

Т/1, п. л. +2 вкл.

ПРЕДИСЛОВИЕ.

Предлагаемая книга рассчитана на читателя без высшей технической подготовки, преимущественно на заводской средний и младший технический персонал, и имеет целью в доступной и сжатой форме дать основные понятия о работе и устройстве паровых турбин. Соответственно с этим изложены сначала общие принципы работы и дана классификация паровых турбин, затем разобрано устройство отдельных частей турбины и приведено описание некоторых типичных конструкций. Вопросам экономичности паровой турбины, основным принципам регулирования, конденсации и турбинам специального назначения отведены отдельные главы. Первая глава посвящена главным образом основным понятиям термодинамики водяного пара.

Дано понятие о диаграмме $I-S$ и об ее применении в теории паровых турбин. В соответствующих местах книги изложение сопровождается несложными математическими расчетами и формулами, требующими знакомства только с элементарной математикой. Для иллюстрации дано несколько числовых примеров.

В соответствии с поставленной задачей, книга не содержит ни тепловых, ни конструктивных расчетов турбин.

Ограниченный объем книги позволил привести описание только нескольких, наиболее типичных конструкций турбин и коснуться турбин специальных типов только в самых общих чертах.

Чертежи и фотографии, помещенные в книгу, частично заимствованы из существующей литературы, частично изготовлены заново.

Москва,
апрель 1931 г.

И. Кирсанов.

ГЛАВА I.

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ.

§ 1. Свойства водяного пара. Чтобы превратить воду в пар, нужно подвести к ней известное количество теплоты. Если нагревать воду в открытом сосуде, то при достижении температуры около 100°C начинается выделение из воды отдельных пузырьков пара, вода закипает. При дальнейшем нагревании парообразование усиливается и продолжается до тех пор, пока вся вода не обратится в пар. При этом однако не происходит дальнейшего повышения температуры воды; она остается постоянной в продолжение всего процесса кипения. Температура, при которой происходит превращение жидкости в пар, называется температурой кипения.

Если испарение жидкости происходит не при атмосферном давлении (например в открытом сосуде), а при каком-нибудь другом, то температура кипения будет уже другая, но всегда всякому давлению будет соответствовать своя определенная температура. Именно, чем больше будет давление, при котором происходит образование пара, тем выше будет и температура кипения. В то время, как при атмосферном давлении вода кипит при температуре около 100°C , при давлении 10 атм ¹ температура кипения равна $178,9^{\circ}\text{C}$, а давлению 20 атм соответствует уже температура $211,3^{\circ}\text{C}$. Наоборот, если давление в сосуде ниже атмосферного и равно например $0,5\text{ атм}$, то вода закипает уже при температуре $80,9^{\circ}\text{C}$.

Если в сосуде испарилась только часть воды, то полученный пар называется насыщенным. При малейшем охлаждении сосуда, часть пара снова сгущается (конденсируется) в воду. Если же вода испарилась полностью, то полученный пар называется сухим насыщенным.

Насыщенный пар, находящийся над водой в так называемом паровом пространстве сосуда (например парового котла), всегда представляет собой смесь сухого пара и частиц воды, которые увлекаются вместе с частицами пара в процессе кипения жидкости. Весовое содержание сухого пара в 1 кг такой смеси называется

¹ Абсолютное давление, обозначаемое в дальнейшем *атм*, есть истинное давление, испытываемое какой-либо поверхностью. Избыточное давление, обозначаемое *ати*, представляет разность между абсолютным давлением и давлением атмосферы.

степенью сухости пара и обозначается буквой x . Количество жидкости в смеси в таком случае будет $(1 - x)$. В паровых котлах содержание воды в насыщенном паре не превышает нескольких процентов.

При обращении воды в пар весовое количество вещества остается постоянным, т. е. из 1 кг воды получается 1 кг пара. Объем же пара во много раз превышает объем воды, из которой он получен. Поэтому объем смеси частиц воды и пара (влажный пар) меньше объема сухого насыщенного пара и увеличивается вместе с повышением степени сухости пара.

Если объем 1 кг сухого пара обозначим v_n , то объем пара в данной смеси, при степени сухости x , будет xv_n , а объем жидкости будет $(1 - x)\sigma$, где σ — объем 1 кг жидкости при той же температуре. Таким образом 1 кг влажного пара занимает объем:

$$v = xv_n + (1 - x)\sigma = \sigma + (v_n - \sigma)x. \quad (1)$$

Объем воды сравнительно мало изменяется с повышением температуры; приближенно можно принять $\sigma \approx 0,001$, тогда:

$$v \approx xv_n + (1 - x)0,001.$$

На практике обычно степень сухости x близка к единице, и тогда величина $(1 - x)0,001$ очень мала по сравнению с xv_n и ею можно пренебречь. Таким образом с достаточной для практических подсчетов степенью точности можно принять для водяного пара:

$$v \approx v_n \cdot x. \quad (1a)$$

Если продолжать нагревание сосуда, наполненного сухим насыщенным паром, то пар становится перегретым. Температура перегретого пара уже не связана никакой зависимостью с его давлением и всегда выше температуры кипения воды при том же давлении. На практике перегрев насыщенного пара производится отдельно от сосуда, в котором происходит парообразование (паровой котел); для этого пар отводится из котла в так называемый пароперегреватель.

§ 2. Теплота пара. Количество теплоты измеряется калориями. Большая калория есть количество тепла, которое нужно затратить, чтобы нагреть 1 кг воды на один градус. Малая калория в 1000 раз меньше большой калории и представляет количество тепла, которое нужно затратить для нагревания 1 г воды на 1° .

Строго говоря, количество тепла, необходимое для повышения температуры воды на 1°Ц , неодинаково для различных температур, но разница эта настолько невелика, что для технических расчетов можно ею пренебречь. Для технических расчетов всегда пользуются большими калориями.

Количество калорий тепла, которое нужно затратить для повышения температуры 1 кг какого-нибудь вещества на 1°Ц , назы-

вается теплоемкостью этого вещества. Теплоемкость воды равна 1, так как количество тепла, необходимое для нагревания 1 кг воды на 1°C , как раз и есть большая калория.

Теплоемкость водяного пара довольно сильно меняется в зависимости от температуры и давления пара, а также от того, происходит ли нагревание или охлаждение тела при постоянном давлении, или при неизменяющемся объеме пара. Различают теплоемкость при постоянном давлении и при постоянном объеме.

Тепло, которое нужно затратить, чтобы превратить воду с температурой 0°C в пар с давлением p и температурой t , складывается из следующих величин:

1) теплоты жидкости — это есть то количество тепла, которое необходимо для нагревания 1 кг воды при 0°C до температуры кипения, соответствующей давлению p ;

2) теплоты парообразования r (она называется скрытой теплотой, так как во время парообразования не происходит повышения температуры) — это есть то количество тепла, которое нужно подвести, чтобы превратить воду в насыщенный пар; это количество тепла будет тем больше, чем больше степень сухости пара;

3) если пар перегретый, то сюда нужно добавить еще теплоту перегрева.

Теплоту жидкости обозначим через i' .

$$i' = c \cdot t_n$$

где c — теплоемкость воды ($c \leq 1$), t_n — температура насыщенного пара, т. е. температура, при которой происходит парообразование.

Теплота парообразования не может быть выражена точной формулой. Существуют приближенные формулы, которых мы не будем касаться. Обозначим полную теплоту парообразования (сухого насыщенного пара) через i'' . Значения i'' для различных давлений, найденные из опыта, сведены в так называемые паровые таблицы. В паровых таблицах помещены все основные величины, характеризующие состояние пара при различных давлениях и температурах. Распространенными являются таблицы, составленные Моллье (Mollier) или Кноблаухом (Knoblauch) ¹.

Теплота, необходимая для перегрева сухого насыщенного пара, может быть выражена следующим образом:

$$i_p = c_p(t - t_n),$$

где c_p — теплоемкость перегретого пара при постоянном давлении, находящаяся из паровых таблиц, t_n — температура насыщенного пара, t — температура перегретого пара.

¹ См. например „Известия Теплотехнического Института“ за 1928 г., № 5 (18).

Сумма всех вышеуказанных величин, т. е.

$$i = i' + r + c_p(t_n - t_n) \quad (2)$$

называется полным теплосодержанием пара.

Пример 1. Найти теплосодержание водяного пара при давлении 10 *атм* и температуре 250° Ц. По таблице (Моллье) находим, что температура насыщенного пара при давлении 10 *атм*, $t_n = 178,9^\circ \text{Ц}$. Нам задан пар с температурой 250° Ц, значит этот пар перегрет на $250 - 178,9 = 71,1^\circ \text{Ц}$. Непосредственно из таблицы находим теплосодержание сухого насыщенного пара при 10 *атм*, $i' = 666,1 \text{ кал/кг}$. По другой таблице берем теплоемкость перегретого пара при давлении 10 *атм* и температуре 250° Ц (это средняя теплоемкость при перегреве пара 10 *атм* со 178,9° до 250° Ц) $C_p = 0,553$. По формуле (2) полное теплосодержание перегретого пара будет:

$$i = i_n + c_p(t_n - t_n) = 666,1 + 0,553(250 - 178,9) = 705,4 \text{ кал/кг}.$$

Если пар сухой насыщенный, то третий член в формуле (2) отпадает. Теплосодержание сухого насыщенного пара находится непосредственно по таблице.

Теплосодержание влажного пара будет меньше полного теплосодержания сухого насыщенного пара. Действительно 1 кг влажного пара состоит из x кг сухого пара и $(1 - x)$ кг частиц воды. На образование x кг сухого насыщенного пара затрачено $(i' + r)x$ кал тепла, остальное же количество $(1 - x)$ кг воды не обращено в пар, а только нагрето до температуры кипения, на что пошло $(1 - x)i'$ кал тепла. Следовательно теплосодержание 1 кг влажного пара равно:

$$i = (i' + r)x + (1 - x)i' = rx + i' \text{ кал/кг}. \quad (3)$$

Пример 2. Давление влажного пара $p = 2 \text{ атм}$; степень сухости $x = 0,9$. Найти теплосодержание этого пара. По таблице находим теплоту парообразования при давлении 2 *атм*, $r = 525,7 \text{ кал/кг}$ и теплоту жидкости $i' = 119,9 \text{ кал/кг}$. По формуле (3) искомое теплосодержание будет:

$$i = rx + i' = 592,9 \text{ кал/кг}.$$

§ 3. Энергия. Энергией тела называется способность его производить работу; за меру энергии принимается количество работы, которое тело может произвести¹. В природе существует несколько видов энергии: механическая, химическая, электрическая, тепловая, лучистая (световая) и др. Всякая энергия в природе может быть отнесена к одному из двух основных видов энергии — кинетической и потенциальной.

Кинетической энергией, или энергией движения, обладает движущееся тело (падающий камень, капли дождя, летящая

¹ Величина работы зависит от величины действующей силы и длины пути, который прошло тело под действием этой силы, и равна произведению силы на путь. За единицу работы принимают работу, которую нужно совершить, чтобы поднять груз в 1 кг на высоту в 1 м. Эта единица называется килограммометром (сокращенно *кгм*).

пуля и т. п.). Мерой кинетической энергии служит живая сила тела.

Тело, находящееся в покое, обладает потенциальной энергией, или энергией положения; так например камень, поднятый на высоту и связанный с землей силой земного притяжения, обладает запасом потенциальной энергии, так как при своем падении может совершить работу; в данном случае количество потенциальной энергии зависит от массы тела и от расстояния его от земли (по вертикальному направлению).

К кинетической энергии относятся:

- 1) энергия видимого движения тела,
- 2) тепловая энергия, которая есть результат скрытого движения мельчайших частиц тела — атомов и молекул,
- 3) электрическая энергия,
- 4) лучистая (световая) энергия,

К потенциальной энергии относятся:

- 1) энергия тела, зависящая от положения его относительно других тел, с которыми оно связано какими-нибудь силами,
- 2) энергия упруго измененного тела (сжатая пружина, пар, находящийся в котле под известным давлением). Эта энергия представляет запас сил упругости, связывающих частицы тела.

Всякое тело, в каком бы состоянии оно ни находилось, обладает совершенно определенным запасом энергии.

Если тело, обладающее определенным запасом энергии, производит работу, то его способность к работе уменьшается, т. е. уменьшается запас энергии в нем. Если внешняя сила, приложенная к телу, производит работу, то получается приращение энергии тела. Так например при образовании пара в котле, запас энергии в воде, обращаемой в пар, постепенно увеличивается, а запас тепловой энергии топлива, которое сжигается под котлом, уменьшается.

Энергия не может быть ни уничтожена, ни создана вновь; количество энергии в природе неизменно. Этот важный закон называется законом сохранения энергии.

Если количество энергии какого-нибудь вида уменьшается, это значит, что она переходит в другой вид энергии. Например потенциальная энергия пара, заключенного в котле, преобразуется в паровой машине в энергию движения поршня и связанного с ним механизма.

Таким образом из закона сохранения энергии вытекает, что энергия обладает способностью превращения из одного вида в другой при наличии определенных условий.

§ 4. Тепловые диаграммы. Тепловые процессы различных двигателей очень наглядно изображаются в тепловых диаграммах. Из них особенное значение для паровых турбин имеет так называемая *IS*-диаграмма. В этой диаграмме по горизонтальной оси (оси абс-

цисс) нанесены различные значения *энтропии* водяного пара¹. По вертикальной оси (оси ординат) *IS*-диаграммы отложено тепло-содержание пара в калориях. Все остальные величины, характеризующие состояние пара (давление, температура, степень сухости и иногда удельные объемы пара), изображаются в *IS*-диаграмме целым рядом кривых.

Все поле диаграммы (фиг. 1) разделяется на две части жирной линией *AB*. Это так называемая пограничная кривая. Ниже пограничной кривой лежит область влажного пара, выше кривой — область перегретого пара. Сама пограничная кривая *AB* характеризует состояние сухого насыщенного пара при различных давлениях.

Если не считать кривых постоянного объема, которые не всегда наносятся на *IS*-диаграмме и которыми сравнительно не часто приходится пользоваться, в области влажного пара мы находим два рода кривых: кривые постоянного давления ($p = \text{const}$) и кривые постоянного паросодержания (x — степень сухости).

Кривые постоянной температуры в этой части диаграммы отсутствуют, так как всякому давлению насыщенного пара соответствует определенная температура и температурные кривые; следовательно совпадают с кривыми постоянного давления.

В области перегретого пара имеются кроме кривых давления и кривые температуры перегретого пара ($t = \text{const}$).

При помощи *IS*-диаграммы можно находить теплосодержание пара i , зная его давление p и температуру t , или степень сухости (паросодержание) x , или, наоборот, по данному теплосодержанию находить давление и т. п. Покажем это на примерах.

Пример 3. Найти по *IS*-диаграмме, приложенной в конце книги, теплосодержание сухого насыщенного пара при давлении $p = 8 \text{ атм}$. Искомая точка лежит на пограничной кривой. Находим точку пересечения пограничной кривой с кривой, помеченной 8 атм (точка *C* на фиг. 1). Из этой точки идем по горизонтали до пересечения с ближайшей вертикальной линией сетки и измеряем при помощи масштабной линейки расстояние найденной точки от ближайшей нижней горизонтали (линии постоянного теплосодержания). Это расстояние составляет $12,3 \text{ кал}$ (масштаб диаграммы: $1 \text{ кал/кг} = 1 \text{ мм}$). Ближайшая нижняя горизонталь имеет пометку 650 кал/кг . Следовательно искомое теплосодержание пара $i = 650 + 12,3 = 662,3 \text{ кал/кг}$.

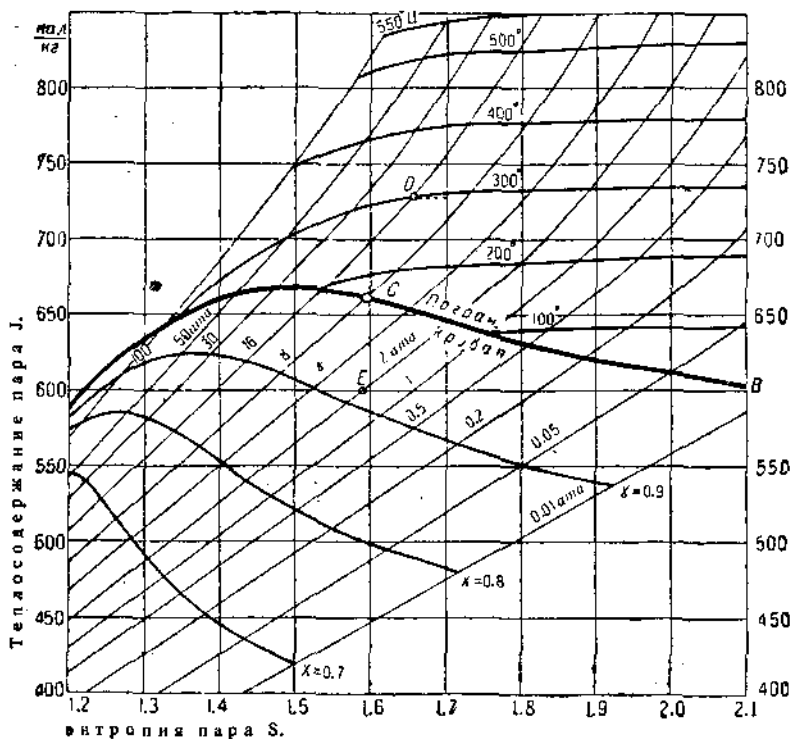
Пример 4. Найти на *IS*-диаграмме теплосодержание перегретого пара при давлении $p = 16 \text{ атм}$ и температуре $t = 300^\circ$. Находим точку пересечения кривой 16 атм с кривой температуры 300° и подобно предыдущему определяем теплосодержание пара, которое равно в данном случае 726 кал/кг (на фиг. 1 этому примеру соответствует точка *D*).

¹ Эта величина, связанная известной зависимостью с количеством теплоты и абсолютной температурой тела ($T = t + 273^\circ \text{Ц}$), не поддается элементарному определению. Ввиду небольшого объема книги, мы не будем специально касаться вопроса об энтропии. Ограничимся указанием на то, что этой величиной пользуются в тепловых (или энтропийных) диаграммах ради удобства графического изображения тепловых процессов.

Пример 5. Теплосодержание пара $l = 600 \text{ ккал/кг}$, давление $p = 2 \text{ атм}$. Найти степень сухости пара.

В точке пересечения горизонтали 600 ккал и линии давления 2 атм , искомая степень сухости $x = 0,911$ (точка E на фиг. 1).

На употребляемых обычно техниками диаграммах- IS изображается только часть полной IS -диаграммы, ограниченная с одной стороны влажностью примерно 50% ($x = 0,5$), а с другой стороны температурой перегретого пара $500\text{--}550^\circ \text{Ц}$. В нижней части пол-



Фиг. 1. IS -диаграмма.

ной IS -диаграммы имеется еще вторая пограничная кривая, отделяющая область влажного пара (смеси пара и воды) от области жидкой воды. Нижняя пограничная кривая характеризует начало парообразования.

§ 5. Общее понятие о паровой турбине. Паровая турбина представляет собой тепловой двигатель, превращающий заключенную в пар тепловую энергию в механическую работу.

При входе в турбину пар обладает давлением p_1 , и определенным запасом тепловой энергии, определенным теплосодержанием, которое обозначим l_1 . В турбине пар теряет часть заклю-

ченной в нем тепловой энергии и покидает турбину с некоторым меньшим теплосодержанием i_2 , и соответственно пониженным давлением p_2 . Количество теплоты, теряемое при этом паром, превращается турбиной в механическую работу.

Разность между начальным теплосодержанием пара i_1 и конечным i_2 называется перепадом тепла и обозначается обычно буквой h , т. е.

$$i_1 - i_2 = h.$$

Опытами и вычислениями установлено, что при превращении тепловой энергии в механическую каждая калория дает 427 килограмметров работы, или, как говорят, 1 кал эквивалентна 427 кгм. Этот закон открыт в 1842 г. Робертом Майером (Mayer) и называется первым законом термодинамики (механической теории тепла). Коэффициент $A = \frac{1}{427}$, выражающий соотношение между теплотой и работой, называется тепловым эквивалентом работы. Если обозначим величину механической работы для 1 кг пара через L , то

$$L = \frac{1}{A} (i_1 - i_2) = 427 (i_1 - i_2) \text{ кгм.} \quad (4)$$

Превращение теплоты в работу в паровой турбине разделяется на два последовательных процесса.

I. Пар с некоторым давлением p_1 подводится к турбине, поступает в неподвижные каналы особой формы, называемые соплами, и, проходя по этим каналам, постепенно расширяется в них. При этом давление пара падает до некоторой величины p_2 , вместе с тем понижается теплосодержание пара от начального i_1 до конечного i_2 . Вследствие расширения пара в сопле частицы пара приобретают ускорение своего движения и по мере расширения скорость пара возрастает. Таким образом в сопле турбины энергия давления пара (потенциальная энергия) преобразуется в скоростную (кинетическую) энергию.

II. Струя пара, вытекающая с большой скоростью из сопла, направляется на изогнутые лопатки, укрепленные по всей окружности турбинного диска.

Вследствие изогнутой формы лопаток струя пара, проходя между ними, изменяет свое направление. Возникающая при этом центробежная сила частиц пара производит давление на лопатки, заставляя колесо вращаться. При этом пар отдает колесу часть своей кинетической энергии и покидает его с меньшей скоростью.

Таким образом на лопатках турбинного диска кинетическая энергия пара преобразуется в механическую работу.

Турбины, работающие по такому принципу, называются активными или турбинами равного давления. Процесс работы так на-

зываемой реактивной турбины отличается от описанного тем, что расширение пара происходит не только в соплах, но и на лопатках турбины.

В соплах реактивной турбины пар расширяется только частично; поступая на лопатки, пар продолжает расширяться между ними. Вследствие постепенного расширения пара между лопатками происходит падение его давления по направлению от входа в междулопаточное пространство к выходу из него. Изменение давления пара при протекании его между лопатками обуславливает появление силы реакции, действующей в сторону, противоположную направлению выхода пара из лопаток и вызывающей вращение турбинного диска. Кроме того так же, как в активных турбинах, используется и кинетическая энергия пара, полученная при расширении в сопле.

Подробнее оба принципа будут рассмотрены в следующей главе.

Сравнивая паровую турбину с поршневой машиной, можно отметить следующее.

1. В отличие от паровой турбины, в поршневой машине потенциальная энергия пара непосредственно преобразуется в механическую работу на коренном валу; поршень паровой машины движется непосредственно под давлением расширяющегося пара.

2. Пар в цилиндр поршневой машины поступает отдельными порциями через определенные промежутки времени, так что процесс расширения пара и преобразования энергии давления в механическую работу происходит периодически, с перерывами. В те моменты, когда происходит выталкивание отработавшего пара из цилиндра, паровая машина, если это машина простого действия, не производит работы.

3. Наличие в поршневой машине тяжелых попеременно-возвратно движущихся частей требует применения массивного махового колеса для поддержания равномерности вращения коренного вала.

4. Процесс работы пара в паровой турбине есть процесс непрерывный: свежий пар непрерывно подается к соплам турбины и непрерывной струей вытекает на лопатки. Паровая турбина не требует выравнивающего приспособления — маховика и отличается спокойным ходом. Клапаны паровой турбины приводятся в движение (открываются или закрываются) только при изменении на-
грузки.

ГЛАВА II.

ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН.

§ 6. Преобразование энергии в сопле. Сопла паровой турбины, в которых происходит расширение пара и превращение потенциальной энергии пара в кинетическую, представляют собой трубки прямоугольного или круглого сечения и могут иметь одинаковое поперечное сечение по всей длине, либо расширение или сужение по направлению движения пара.

Как показали опыты и теоретические исследования, в соплах с постоянным сечением, так называемых простых насадках, расширение пара происходит, независимо от длины насадка, только до некоторого давления, равного 0,58 начального давления пара, т. е. отношение давления в конце расширения к начальному давлению пара:

$$\frac{p_2}{p_1} = 0,58. \quad (5)$$

Это отношение называется критическим отношением давлений. Соответствующая скорость, приобретенная паром за счет расширения в простом насадке, называется критической скоростью. Если давление окружающей среды меньше критического, то, выходя из сопла с критическим давлением, пар начинает клубиться, давление его продолжает падать, но уже за счет простого рассеяния, не вызывая дальнейшего увеличения скорости. Аналогично этому в суживающихся соплах также не может быть достигнута скорость выше критической.

Таким образом в соплах или каналах с постоянным или суживающимся сечением может быть использован ограниченный перепад тепла, соответствующий расширению пара до критического давления, равного 0,58 начального.

Свойство пара расширяться в простых насадках только до так называемого критического давления вначале тормозило развитие паровых турбин, которые не могли использовать большого перепада тепла, в частности в области низких давлений, особенно ценной для работы турбины.

Поворотным пунктом в истории паровых турбин послужило изобретение шведским инж. Лавалем (Laval) в 1883 г. конического,

расширяющегося сопла, в котором расширение пара (при надлежащей конструкции) могло быть доведено до любого давления (фиг. 2).

Процесс расширения пара в сопле Лавала происходит следующим образом. Из распределительной коробки пар попадает в самое узкое сечение сопла (горло), где достигаются критическое давление и критическая скорость. Далее пар поступает в расширяющуюся часть сопла, препятствующую рассеянию пара. В этой части пар продолжает расширяться до некоторого давления, ниже критического, в связи с чем развивается скорость больше критической. Конечное давление расширения в сопле Лавала зависит от его профиля. Профиль сопла находится из специального расчета.

Если известен тепловой перепад в сопле, т. е. начальное и конечное теплосодержание пара, то скорость пара, достигнутая при выходе из сопла, может быть найдена по формуле:

$$c_1 = 91,5 \sqrt{i_1 - i_2}. \quad (6)$$

Эту формулу можно вывести следующим образом:

В теоретической механике доказывается, что живая сила (кинетическая энергия), которой обладает движущееся тело, равна массе тела, умноженной на скорость движения в квадрате и деленной на два, т. е.

$$J = \frac{mc^2}{2} \text{ кгм},$$

где m — масса тела, c — скорость движения.

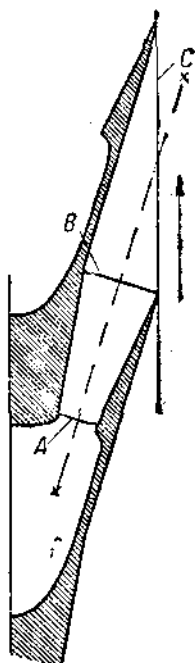
Но масса тела равна его весу, деленному на ускорение силы тяжести g . Поэтому для тела весом в 1 кг:

$$J = \frac{1}{g} \cdot \frac{c^2}{2} = \frac{c^2}{2g} \text{ кгм}.$$

Пусть пар при входе в сопло турбины обладает скоростью c_0 , а при выходе из сопла — скоростью c_1 . Тогда живая сила 1 кг пара

при входе в сопло будет $\frac{c_0^2}{2g}$, а при выходе из сопла $\frac{c_1^2}{2g}$. При прохождении через сопло, вследствие расширения пара, его живая сила возросла на величину:

$$\frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_0^2}{2g} \text{ кгм}.$$



Фиг. 2.
Сопло Лавала.

А — горло сопла, В — выходное сечение, С — осевой срез, X X — ось сопла.

Этому приращению живой силы соответствует величина работы L , которая может быть получена от 1 кг пара при его расширении от давления p_1 до давления p_2 , т. е.

$$\frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_0^2}{2g} = L \text{ кгм.}$$

Начальная скорость пара c_0 очень мала сравнительно со скоростью при выходе из сопла c_1 и ею можно пренебречь. Тогда живая сила 1 кг пара выразится в таком виде:

$$L = \frac{c_1^2}{2g}. \quad (7)$$

С другой стороны, как было показано выше, работа 1 кг пара при падении его теплосодержания от i_1 до i_2 равна:

$$L = \frac{1}{A} (i_1 - i_2).$$

Отсюда получаем зависимость между падением теплосодержания пара и его скоростью при выходе из сопла:

$$\frac{1}{A} (i_1 - i_2) = \frac{c_1^2}{2g}.$$

Зная начальное и конечное теплосодержание пара в сопле, можно из этого уравнения определить скорость, с которой струя пара будет вытекать из сопла на лопатки турбинного колеса:

$$c_1 = \sqrt{\frac{2g}{A} (i_1 - i_2)}.$$

Величина $A = \frac{1}{427}$; ускорение силы тяжести g есть также величина постоянная и равна 9,81 м/сек. Поэтому:

$$c_1 = 91,5 \sqrt{i_1 - i_2}.$$

Пусть например начальное теплосодержание насыщенного пара при давлении $p_1 = 12 \text{ атм}$ равно $i_1 = 666 \text{ кал/кг}$. Теплосодержание пара при выходе из сопла при давлении $p_2 = 0,05 \text{ атм}$, $i_2 = 476 \text{ кал/кг}$. Отсюда скорость струи пара, вытекающей из сопла:

$$c_1 = 91,5 \sqrt{666 - 476} = 1263 \text{ м/сек.}$$

Формула для скорости струи пара, вытекающей из сопла, выведена в предположении идеальной работы сопла, т. е. в предположении, что протекание пара через сопло не сопровождается ника-

ами вредными потерями энергии. На самом деле истечение пара сопровождается трением его о стенки сопла, образованием вихревых вихрений частиц пара. Работа, которая требуется для преодоления этих сопротивлений, вновь превращается в тепло, повышает теплоудержание выходящего из сопла пара, в связи с чем действительная скорость истечения меньше теоретической и обычно составляет, в среднем, 95% таковой.

Как уже было сказано, в суживающихся соплах не может быть достигнута скорость пара выше критической. Но если узкий конец сопла срезать наискось, то, как показывают опыты и теоретические изображения, в этом косом срезе может быть получено добавочное расширение пара и выходящая скорость выше критической. В паровых турбинах применяются сопла с косым срезом, так как пар подводится к лопаткам почти всегда под острым углом.

§ 7. Действие пара на лопатки активной турбины (активный принцип). Мы уже знаем, что лопатки паровой турбины имеют изогнутую форму, которая и обуславливает передачу кинетической энергии от пара колесу. Какова же должна быть кривизна лопатки, или, как говорят, ее профиль, чтобы отдача энергии колесу была наиболее полной?

Как показывают исследования, наиболее совершенная передача энергии пара лопатке происходит в том случае, когда струя, проходя по лопатке, меняет свое направление на прямо противоположное, т. е. делает поворот на 180°.

Разберем этот случай подробнее. Под действием струи пара, колесо турбины вращается с известной скоростью. Скорость на окружности турбинного диска, т. е. скорость движения лопатки, обозначим через u , а скорость, с которой струя пара входит на лопатки, через c_1 ; c_1 есть скорость пара абсолютная, т. е. скорость его относительно неподвижных предметов. Скорость его относительно лопатки (относительная скорость пара), ввиду того, что струя пара и лопатка движутся в одну сторону, будет меньше на величину скорости движения лопатки; обозначая относительную скорость через w_1 :

$$w_1 = c_1 - u.$$

Так как между лопатками активной турбины не происходит расширения пара, т. е. состояние пара при проходе между лопатками не изменяется, то скорость пара относительно стенок канала, образованного лопатками, должна оставаться постоянной; таким образом относительная скорость пара при входе на лопатку должна быть равна относительной скорости при выходе. Отсюда относительная скорость вытекающего пара:

$$w_2 = w_1 = c_1 - u.$$

Абсолютная же скорость пара (скорость его относительно неподвижных предметов) при выходе из колеса вследствие того, что

вытекающая струя движется в сторону, обратную движению лопатки, будет равна ¹:

$$c_2 = w_2 - u$$

или, подставляя сюда $w_2 = c_1 - u$,

$$c_2 = c_1 - u - u = c_1 - 2u.$$

Чем меньше будет абсолютная скорость пара при выходе из лопатки, тем большая часть кинетической энергии пара будет передана колесу. Если выходная скорость будет равна нулю, то очевидно вся кинетическая энергия пара будет передана колесу, использование энергии будет полным. В этом случае:

$$c_2 = c_1 - 2u = 0,$$

откуда

$$c_1 = 2u$$

или

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2}.$$

Следовательно для наиболее совершенного использования кинетической энергии пара нужно, чтобы скорость на окружности турбинного диска (сокращенно — окружная скорость) была равна половине абсолютной скорости струи пара при вступлении ее в лопатки.

Конструктивное осуществление турбины, в которой пар входил бы на лопатки и выходил бы из них параллельно плоскости вращения диска, невозможно, но в практике угол, который образует направление струи пара при входе на лопатки с плоскостью вращения колеса стараются делать небольшим, и в действительной турбине наиболее выгоднейшее отношение скоростей $\frac{u}{c_1}$ близко к $\frac{1}{2}$.

Теперь легко понять, почему паровые турбины делают громадное число оборотов (несколько тысяч оборотов в минуту): при конструировании турбин стараются достичь возможно большей экономичности, наиболее же совершенное использование энергии пара связано с определенным отношением скоростей $\frac{u}{c_1}$.

Абсолютная скорость истечения пара из сопла, вычисленная в § 6, была равна $c = 1\,263$ м/сек. Учитывая потери в сопле, помножим c_1 на 0,95, тогда действительная скорость истечения пара будет:

$$c_1 = 1\,263 \cdot 0,95 = 1\,200 \text{ м/сек.}$$

¹ Относительная скорость пара при выходе $w_2 = c_2 + u$, откуда $c_2 = w_2 - u$.

При полном использовании кинетической энергии пара скорость на окружности диска должна быть равна половине абсолютной скорости пара, т. е.

$$u = \frac{1}{2} c_1 = \frac{1}{2} \cdot 1200 = 600 \text{ м/сек.}$$

Если диаметр колеса турбины обозначим через D , то длина окружности, по которой расположены лопатки, будет $\pi \cdot D$. Если число оборотов турбины равно n оборотов в минуту, то лопатка, укрепленная на окружности диска, в течение минуты обернется n раз вокруг оси турбины и при этом пройдет путь, равный $\pi \cdot D \cdot n$, а в секунду — путь в 60 раз меньше, т. е. $\frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$. Путь, который проходит лопатка в течение секунды, и есть окружная скорость турбины u , т. е.

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad (8)$$

Отсюда число оборотов турбины:

$$n = \frac{60u}{\pi \cdot D} \text{ об/мин.} \quad (9)$$

Пусть диаметр диска $D = 0,5 \text{ м}$. Тогда число оборотов турбины при окружной скорости $u = 600 \text{ м/сек}$ должно быть:

$$n = \frac{60 \cdot 600}{3,14 \cdot 0,5} = 22930 \text{ об/мин.}$$

Однодисковые турбины Лаваля развивают число оборотов порядка нескольких десятков тысяч (до 30 000 об/мин.). Но такое громадное число оборотов принуждает для возможности соединения турбины с потребителями ее энергии применять зубчатую передачу, что понижает коэффициент полезного действия установки и делает ее громоздкой (зачастую размеры зубчатой передачи значительно превосходят размеры самой турбины). При таком большом числе оборотов во вращающихся частях (в диске и лопатках) турбины под влиянием центробежной силы возникают опасные напряжения, что создает большие трудности при конструировании турбин. Отметим кстати, что полученная окружная скорость $u = 600 \text{ м/сек}$ чрезмерно высока. При действительных расчетах турбин окружная скорость $u = 400 \text{ м/сек}$ является предельной. Независимо от этого экономичность однодисковых турбин невелика.

Учитывая все вышеизложенное, для понижения числа оборотов турбины, с одной стороны, и для улучшения коэффициента полезного действия ее, с другой стороны, существуют два способа:

¹ Диаметры дисков турбин, вообще говоря, ограничиваются известными пределами по конструктивным соображениям и по условиям прочности.

- 1) применение ступеней давления,
- 2) применение ступеней скорости.

§ 8. **Ступени давления.** Идея деления рабочего процесса турбины на части посредством ступеней давления была высказана в 1837 г. англичанином Гильменом, но конструктивное ее осуществление принадлежит изобретателю реактивной турбины английскому инж. Парсонсу (Parsons). Вслед за тем этот принцип был применен благодаря работам проф. Рато (Rateau) в активных турбинах. В этом параграфе речь будет идти именно о последних.

По своей схеме турбина со ступенями давления состоит из ряда простых одноступенчатых турбин, поставленных последовательно друг за другом; каждая из этих элементарных турбин представляет собой одну ступень давления и имеет свой сопловой аппарат и диск с лопатками. Все диски закреплены на общем валу. Расширение пара в первом ряду сопел происходит только частично, т. е. не до конечного давления в выпускном патрубке турбины, а до некоторого промежуточного давления. Скорость пара, полученная при этом, используется в первом ряду лопаток.

Обладая еще некоторым запасом давления, пар поступает во второй ряд сопел, снова расширяется и полученная при этом скорость используется во втором ряду лопаток. Этот процесс повторяется затем в третьей, четвертой и т. д. ступени турбины, до тех пор, пока не будет достигнуто желаемое давление выпуска.

Таким образом весь процесс работы пара в турбине может быть разделен на любое число частей. При большом числе ступеней давления частные перепады давления, соответствующие теплопадения и абсолютные скорости пара невелики. Вследствие этого в многоступенчатых турбинах отношение давлений до и после расширения в соплах одной ступени может быть выше критического, и необходимость применения расширяющихся сопел Лаваля отпадает. Вместо них применяют насадки с постоянным или суживающимся сечением, тем более, что и в последних имеет место некоторое расширение пара в косом срезе (§ 6).

§ 9. **Ступени скорости.** Другой способ уменьшения окружной скорости, предложенный инж. Кертисом (Curtis), заключается в том, что скорость, приобретенная паром при полном расширении его в сопле (от начального давления до давления выпуска из турбины) используется не на одном венце рабочих лопаток, а по частям — на двух или трех венцах, называемых ступенями скорости и отделенных друг от друга направляющими лопатками. Больше трех (и очень редко четырех) ступеней скорости обычно не делают, так как дальнейшее дробление скоростного напора оказывается невыгодным, вызывая сильное ухудшение коэффициента полезного действия (сокращенно КПД) турбины.

В идеальном случае при двух ступенях скорости, окружная скорость и будет вдвое, а при трех ступенях скорости — втрое

меньше, чем при использовании всего располагаемого скоростного напора в одной ступени.

Выше было выведено, что абсолютная скорость пара при выходе из рабочих лопаток:

$$c_2 = c_1 - 2u.$$

Предположим, что абсолютная скорость пара по выходе из первого ряда рабочих лопаток (обозначим ее через c'_2) еще достаточно велика; тогда ее можно использовать во втором венце лопаток. После прохода через второй ряд лопаток, скорость пара снова уменьшится на величину $2u$, т. е.

$$c''_2 = c'_2 - 2u.$$

Подставляя сюда $c'_2 = c_1 - 2u$, получим:

$$c''_2 = c_1 - 2u - 2u = c_1 - 4u.$$

Если имеется всего две ступени скорости, то для полного использования кинетической энергии пара необходимо, чтобы абсолютная скорость пара по выходе из второй ступени была равна нулю, т. е.

$$c''_2 = c_1 - 4u = 0,$$

откуда:

$$c_1 = 4u \quad \text{и} \quad \frac{u}{c_1} = \frac{1}{4}.$$

Следовательно здесь для наиболее совершенного использования энергии пара необходимо, чтобы окружная скорость была в четыре раза меньше абсолютной скорости пара по выходе из сопла.

Если есть еще третья ступень, то, рассуждая подобно предыдущему, получим скорость при выходе пара из третьей ступени:

$$c'''_2 = c_1 - 6u,$$

и наиболее благоприятный случай — при отношении:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{6}.$$

Сравнивая между собой полученные значения $\frac{u}{c_1}$ для разного числа ступеней скорости, замечаем, что наимыгоднейшее отношение $\frac{u}{c_1}$ обратно пропорционально числу ступеней скорости, т. е.

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2z},$$

где z — число ступеней скорости.

В действительной турбине наивыгоднейшие отношения $\frac{u}{c_1}$ не- сколько отличаются от выше найденных и находятся при проектировании турбины из специального расчета, но общий принцип остается неизменным.

Ступени скорости помещаются на одном общем диске друг за другом. В кольцевом пространстве между ними находятся неподвижные направляющие лопатки (или направляющие аппараты), которые служат для поворачивания струи пара, так как к рабочим лопаткам пар должен подводиться под строго определенным углом. Ни давление, ни скорость пара (не считая небольших потерь на трение) при проходе его через направляющие аппараты не изменяются. Из направляющих лопаток пар попадает на рабочие лопатки второй ступени скорости и т. д.

Степень использования скорости пара на рабочих лопатках турбины зависит от профиля лопаток (от углов входа и выхода струи пара и т. п.), который подбирается таким образом, что в каждой ступени скорости используется определенная, заданная наперед часть общего скоростного напора.

Паровые турбины, состоящие из одного ряда сопел и нескольких ступеней скорости, получили название турбин Кертиса. В первые годы после появления этого типа турбин, они строились с несколькими ступенями давления, разбитыми на ступени скорости. Теперь эта конструкция совершенно оставлена.

§ 10. Реактивный принцип. Отличие реактивного принципа от активного заключается в том, что при работе по первому принципу в движущихся лопатках турбины происходит одновременно как преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую (путем расширения пара между лопатками), так и использование кинетической энергии для вращения турбины, т. е. превращения кинетической энергии в механическую. Таким образом два процесса преобразования энергии, которые в активной турбине протекают раздельно (первый в соплах, второй на рабочих лопатках), здесь соединены в одном месте на движущихся лопатках реактивной турбины.

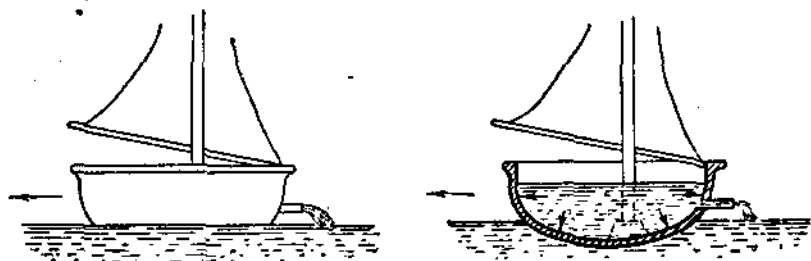
Чисто реактивными можно назвать те турбины, которые состоят исключительно из движущихся лопаток, работающих по вышеуказанному принципу, и совершенно не имеют сопел. Однако турбины такого типа не строятся; исключение составляет радиальная турбина Юнгстрема (Ljungström), получившая распространение в последнее время.

В практике название реактивных присвоено турбинам, в которых процесс преобразования потенциальной энергии пара в кинетическую совершается наполовину на рабочих лопатках, наполовину же в соплах, по принципу работы не отличающихся от сопел активных турбин.

Преобразование энергии в сопле было описано в начале этой главы; здесь мы рассмотрим работу пара на реактивных лопатках. Она складывается из двух частей: во-первых, на лопатке используется скорость, приобретенная паром при расширении его в сопле; во-вторых, вследствие расширения пара между самими лопатками (профиль которых образует суживающиеся каналы с косым срезом) возникает так называемая сила реакции, которая также используется для движения лопаток.

Когда струя жидкости (воды, пара, газа) выходит из какого-либо сосуда (канала) с большей скоростью, чем вступает в него, возникает сила реакции. Примером могут служить: „отдача“ ружья или орудия после выстрела, когда скорость вылета газов из ствола очень велика, а начальная скорость равна нулю, полет ракеты и т. п. Для лучшего уяснения этого явления рассмотрим еще такой пример.

Вероятно многим известна детская игрушка — кораблик, который движется под действием вытекающей из отверстия на корме струйки воды (фиг. 3)



Фиг. 3. Иллюстрация реактивного принципа.

Кораблик наполнен до краев водой. В корме имеется отверстие со вставленной в него трубкой. Если отверстие закрыто пробкой, то давление воды, налитой в кораблик, равномерно распределяется во все стороны, т. е. на все стенки (в том числе на переднюю и заднюю) действуют одинаковые силы p_1 , величина которых зависит от количества налитой водой. Если удалить пробку, вода начнет вытекать через отверстие и равновесие сил нарушается — сила, действующая на переднюю стенку, уже не уравновешивается противоположной ей силой p_2 , так как давление на заднюю стенку стало меньше. Теперь на переднюю стенку действует разность сил $p_1 - p_2$, которая заставляет кораблик двигаться. Это и есть сила реакции; она будет тем больше, чем больше будет скорость вытекающей струйки воды и чем следовательно больше будет разность давлений $p_1 - p_2$.

На лопатках реактивной турбины происходит аналогичный процесс. Вследствие расширения пара между лопатками в выходном

сечении междупоперечных каналов устанавливается давление более низкое, чем при входе. Скорость пара (относительно стенок движущихся лопаток, следовательно относительная скорость w) возрастает от входа к выходу и на изогнутую поверхность лопатки действует сила реакции в направлении, противоположном направлению вытекающей струи.

Чтобы использование энергии на лопатках было полным, нужно чтобы (как и в случае активной турбины) абсолютная скорость пара при выходе из лопатки равнялась нулю. Так же как и для активной турбины, можно написать (если вытекающая струя направлена в сторону, прямо противоположную направлению вращения):

$$c_1 = w_2 - u.$$

Если при полном использовании энергии $c_2 = 0$, то

$$w_2 = u,$$

т. е. в невыгоднейшем случае окружная скорость должна быть равна относительной скорости пара при выходе его из лопаток. Это обстоятельство вызывает применение большого числа ступеней давления в целях достижения высокого КПД.

§ 11. Классификация паровых турбин. Соответственно принципу работы все существующие типы турбин могут быть разбиты на несколько основных групп.

Первую группу составляют однодисковые турбины, работающие по активному принципу. В этих турбинах вся кинетическая энергия, полученная при расширении пара, используется в одном венце рабочих лопаток. Эти турбины строятся на небольшую мощность, делают обычно большое число оборотов и применяются в настоящее время для приведения в движение вентиляторов, насосов, для освещения поездов и т. п. Экономичность этих турбин невысока и в крупных установках применяются более экономичные многоступенчатые турбины. Одноступенчатые активные турбины строятся многими турбинными фирмами как крупными, так и мелкими. По имени первого конструктора однодисковых активных турбин они получили название турбин Лавалля.

Ко второй группе относятся однодисковые активные турбины со ступенями скорости, так называемые турбины Кертиса. Эти турбины строятся на небольшие мощности и часто служат для вспомогательных целей при крупных агрегатах. В последнее время они находят себе применение в небольших промышленных установках с использованием отработанного тепла, являясь там весьма уместными ввиду их дешевизны и простоты конструкции.

В третью группу входят активные турбины со ступенями давления, но без ступеней скорости (типа Целли). Турбины этого типа, также изготавливаемые многими крупными фирмами, обладают высокой экономичностью, причем экономичность их возрастает с увеличением числа ступеней (до известного предела). Турбины со

ступенями давления применяются главным образом в области больших мощностей.

Четвертая группа. Активные турбины с комбинацией ступеней давления и скорости. В этой конструкции каждая из ступеней давления разделена еще на несколько ступеней скорости (от двух до четырех). Это дает возможность при сравнительно небольшом числе ступеней давления и компактности всего аппарата получать небольшие окружные скорости КПД этих турбин (представляющих собой первоначальную конструкцию Кертиса) значительно ниже, чем у многоступенчатых турбин с чистыми ступенями давления. Для больших мощностей их строить невыгодно. Одно время они были особенно распространены в Америке, но теперь эта конструкция оставлена в связи с тенденцией повышения КПД турбин.

К этой же группе должны быть отнесены и турбины, состоящие из диска Кертиса только в первой ступени и нескольких чистых ступеней давления. Эта конструкция является очень распространенной и охватывает агрегаты всевозможных мощностей, от самых мелких до самых крупных, на десятки тысяч киловатт. Активные турбины с диском Кертиса в первой ступени дают хороший КПД, мало уступающий таковому в турбинах с чистыми ступенями давления, сравнительно дешевы и надежны в работе, так как диск Кертиса путем переработки большого теплового перепада в нем значительно снижает давление и температуру пара, поступающего в корпус турбины.

Пятая группа — реактивные турбины, строятся только многоступенчатыми (со ступенями давления). Под реактивными турбинами обычно понимают такие турбины, в которых расширение пара происходит и в соплах, и на рабочих лопатках; последние работают частью по реактивному принципу (см. выше). Строго говоря такие турбины правильнее называть *комбинированными* и *активно-реактивными*, так как в них преобразование энергии обычно только наполовину происходит по реактивному принципу (как говорят, степень реакции равна половине); но название „комбинированные турбины“ упрочилось за турбинами, состоящими частью из активных, частью из реактивных ступеней. Турбины же строго реактивного типа, т. е. без неподвижных сопел и направляющих аппаратов, не строятся, не считая оригинальной конструкции турбины Юнгстрема. Реактивные турбины строятся для больших мощностей и обладают высоким КПД. Вследствие больших потерь на пропуски пара через зазоры, возрастающих с увеличением давления, реактивные ступени предпочтительно применять в области низких давлений пара. Поэтому реактивные ступени части комбинируют с активными, причем часть высокого давления турбины работает по активному принципу, а часть низкого давления по реактивному.

Шестая группа — комбинация активных и реактивных ступеней. Активная часть высокого давления может состоять только

из ступеней давления или же из диска Кертиса и нескольких ступеней давления. Часть низкого давления представляет ряд реактивных ступеней. Иногда турбина состоит из диска Кертиса, за которым следует ряд реактивных ступеней.

Промежуточное место между активными и реактивными турбинами занимают так называемые турбины с небольшой степенью реактивности, когда главная часть общего теплового перепада используется в соплах, а небольшая часть (5—15% от общего перепада) — на рабочих лопатках, так что лопатки работают отчасти по реактивному принципу. Во многих случаях такой принцип работы является целесообразным из конструктивных и иных соображений. В смысле классификации такие турбины относят к активным.

Наконец в особую седьмую группу нужно выделить радиальные турбины Юнгстрема, работающие по чисто реактивному принципу. В то время как в описанных выше аксиальных турбинах поток пара движется параллельно оси вращения турбины, в турбине Юнгстрема движение пара происходит в направлении, перпендикулярном к оси турбины, по радиусам, откуда она и получила название „радиальной“. По принципу работы турбина Юнгстрема является чисто реактивной, в ней отсутствуют неподвижные сопла и направляющие аппараты и каждый венец рабочих лопаток является направляющим для следующего за ним венца.

По своему назначению в общей работе теплосиловой установки паровые турбины делятся на чисто конденсационные, которые служат исключительно для получения механической (электрической) энергии, и турбины специального назначения, либо использующие отбросы тепла в каком-либо производстве, либо являющиеся сами источниками отработавшего тепла для различных потребителей. В последнюю группу входят: турбины, работающие паром низкого давления (мяты паром), турбины, работающие без конденсации пара и обычно с давлением выше атмосферного, так называемые турбины с противодавлением, турбины с отводом части пара на производство, из промежуточных ступеней и турбины двойного давления. Сюда же могут быть отнесены турбины, работающие паром особенно высокого давления, включаемые перед обычными турбинами.

Особенности работы и регулирования и области применения турбин специального назначения разобраны в отдельной главе.

По расположению главного вала паровые турбины разделяются на вертикальные и горизонтальные; по направлению движения пара — на аксиальные и радиальные. По роли паросиловой установки турбины делятся на стационарные и нестационарные; последние устанавливаются на судах (морские паровые турбины) и паровозах (которые в этом случае называются турбовозами). Здесь мы будем рассматривать только стационарные турбины.

РАБОТА И ЭКОНОМИЧНОСТЬ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ.

§ 12. Графическое изображение процесса расширения пара.

Расширение пара в сопле паровой турбины очень удобно изображать при помощи *IS*-диаграммы (§ 4).

Пусть в сопла турбины поступает перегретый пар с давлением $p_1 = 20 \text{ ата}$ и температурой $t_1 = 300^\circ \text{Ц}$, а давление при выходе из сопла, т. е. в конце расширения, должно быть равно $p_2 = 1 \text{ ата}$. Соответствующая точка легко отыскивается на *IS*-диаграмме (фиг. 4), на пересечении двух кривых с пометками $p = 20 \text{ ата}$ и $t = 300^\circ \text{Ц}$ (точка А). В этой точке начинается расширение пара. Самый процесс расширения изобразится в *IS*-диаграмме некоторой линией (линия расширения пара). Так как давление

пара в конце расширения по заданию равно $p_2 = 1 \text{ ата}$, то конечная точка линии расширения должна

лежать где-то на кривой постоянного давления $p = 1 \text{ ата}$.

На *IS*-диаграмме такой идеальный процесс расширения пара (без потерь) изобразится вертикальной прямой, проведенной из точки А до пересечения с линией давления $p_2 = 1 \text{ ата}$ в точке В.

Процесс расширения пара без потерь (без сообщения или отня-



Фиг. 4. Изображение теплового процесса активной турбины в *IS*-диаграмме.

тия тепла) называется адиабатическим расширением, а линия AB — адиабатой. Отрезок прямой AB , измеренный в калориях (в масштабе диаграммы), представляет адиабатический перепад тепла при расширении пара от 20 *ата* и 300°Ц до 1 *ата*. В идеальном случае все это количество тепла должно быть превращено на лопатках турбины в механическую работу.

Теплосодержание пара в начале расширения составляет 723,5 *кал*, а в конце адиабатического расширения 588 *кал*. Следовательно адиабатический перепад тепла

$$h_{ад} = 723,5 - 588 = 135,5 \text{ кал/кг.}$$

Но в действительном сопле имеют место потери энергии, так что не весь адиабатический перепад тепла (от точки A до точки B) используется для превращения в скорость, а только часть его. Вследствие этого теплосодержание пара по выходе из сопла будет выше. Обычно в сопле используется 85—95% адиабатического теплопадения. Для нашего случая примем среднюю цифру — 90%. Это значит, что 10% располагаемого теплового перепада остается неиспользованным, что составляет $135,5 \cdot 0,1 \approx 13,5$ *кал*.

Эту величину потери в сопле нужно отложить на адиабате от точки B вверх. Получим точку C , в которой теплосодержание пара равно $588 + 13,5 = 601,5$ *кал*.

Конечная точка действительного процесса в сопле должна лежать на кривой давления $p_1 = 1$ *ата*. Положение этой точки получим, проведя горизонталь через точку C до пересечения с линией $p_1 = 1$ *ата* в точке D . Кривая, проведенная между точками A и D , изображает действительный процесс расширения пара в сопле. Точное протекание этой кривой неизвестно, но нас интересуют только начальная и конечная точки процесса.

§ 13. Мощность. Как известно, мощность двигателя есть количество работы, которое он способен совершить в единицу времени. За единицу времени принимается одна секунда

Выше мы видели, что работа 1 кг пара, выраженная в килограммометрах, равна:

$$L = 427(i_1 - i_2).$$

Отсюда следует, что величина работы в идеальной машине, т. е. в машине, работающей без потерь и использующей полностью весь располагаемый перепад тепла ($i_1 - i_2$), зависит только от располагаемого теплопадения, так что при различных начальных и конечных давлениях величина работы двух турбин может быть одинакова. Пусть например одна турбина работает с начальным давлением пара 20 *ата*, температурой 250°Ц и конечным давлением 1,3 *ата*, а другая — с начальным давлением 10 *ата*, температурой 250°Ц и конечным давлением в конденсаторе 0,5 *ата*. В первом случае располагаемый тепловой перепад (по IS -диаграмме) будет равен

724 — 597 = 127 кал, а во втором: 704 — 577 = 127 кал, т. е. тепловые перепады в обоих случаях будут одинаковы.

Если часовой расход пара турбиной равен D_q , то количество килограммов, выработанное за один час, будет:

$$427(i_1 - i_2)D_q,$$

а количество лошадиных силочасов:

$$\frac{427(i_1 - i_2)D_q}{75}.$$

(Одна лошадиная сила равна 75 кгм). Чтобы получить мощность турбины N (количество работы, совершенное турбиной в 1 сек), нужно последнее выражение разделить на $60 \cdot 60 = 3\,600$ сек:

$$N = \frac{427(i_1 - i_2)D_q}{75 \cdot 3\,600}$$

или, деля числитель и знаменатель на 427:

$$N = \frac{D_q(i_1 - i_2)}{632} \text{ л. с.} \quad (10)$$

По формуле (10) часовой расход пара турбиной:

$$D_q = \frac{632 N}{i_1 - i_2}. \quad (11)$$

Если разделить обе части уравнения на N , то получим расход пара на 1 л. с. в 1 час, так называемый удельный расход пара (его обозначают обычно через d):

$$d = \frac{D_q}{N} = \frac{632}{i_1 - i_2} \text{ кг/лсч.} \quad (12)$$

Число 632 называется тепловым эквивалентом силочаса и означает количество калорий, которое нужно затратить в идеальной машине, чтобы получить мощность в 1 л. с.

Чтобы выразить мощность в формуле (10) в киловаттах, нужно разделить обе части уравнения на 1,36 (так как 1 кВт = 1,36 л. с.). Тогда получим:

$$N_{\text{квт}} = \frac{D_q(i_1 - i_2)}{860} \text{ квт,} \quad (10a)$$

и соответственно:

$$D_q = \frac{860 N}{i_1 - i_2},$$

$$d = \frac{D_q}{N} = \frac{860}{i_1 - i_2},$$

причем в последних двух формулах N выражено в *квт*. Число 860 называется тепловым эквивалентом киловатт-часа.

Пример 6. Найти мощность в л. с. и удельный расход пара идеальной машины, если начальное давление пара 10 *атм*, начальная температура 250° С, давление в конденсаторе 0,5 *атм*, часовой расход пара 5000 кг. По iS -диаграмме находим начальное теплосодержание пара $i_1 = 704$ *кал* и конечное $i_2 = 577$ *кал*. По формуле (10):

$$N = \frac{D_q(i_1 - i_2)}{632} = \frac{5000(704 - 577)}{632} = 1000 \text{ л. с.}$$

Удельный расход пара:

$$d = \frac{632}{704 - 577} = 4,98 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Выведенные формулы для мощности и расхода пара справедливы для идеальной машины, работающей без потерь. Рабочий процесс действительной машины сопровождается целым рядом потерь энергии, иными словами, действительная машина использует только часть всего располагаемого количества энергии.

§ 14. Потери в паровой турбине. В паровой турбине имеют место следующие потери.

1. Потеря в соплах, о которой уже упоминалось выше, возникает вследствие трения частиц пара о стенки сопла, вихревых движений пара, ударов. Работа, которая требуется для преодоления этих сопротивлений, вновь обращается в тепло и повышает теплосодержание пара, выходящего из сопла. Вместе с тем абсолютная скорость пара при выходе из сопла понижается.

2. Потеря на рабочих лопатках. При вступлении пара на лопатки происходит удар струи пара о спинку или о рабочую поверхность лопатки. Чтобы избежать удара струи также и о торцы лопатки, последний всегда делается острым. При прохождении пара через лопатки вследствие криволинейной формы междуплопачечных каналов образуются вихревые движения частиц пара. Эти два обстоятельства и кроме того трение частиц пара о стенки лопаток и трение отделенных слоев при повороте струи обуславливают потерю энергии на лопатках.

3. При выходе из лопаток последней ступени турбины пар еще обладает некоторой скоростью c_2 и соответствующим запасом кинетической энергии $\frac{c_2^2}{2g}$. Эта выходная скорость, оставаясь неиспользованной, вызывает удары частиц пара о неподвижные части турбины, причем повышается теплосодержание уходящего из турбины пара. Этим обуславливается так называемая выходная потеря.

4. Потеря вентиляционная и на трение диска в паре зависит от целого ряда явлений в корпусе турбины: тре-

ния дисков в паре, ударов частиц пара, засасывания пара лопатками при парциальном подводе пара и т. п. Работа, затрачиваемая на преодоление этих потерь, обрывается в тепло и повышает теплосодержание выходящего из турбины пара.

5. Потери на пропуски пара через уплотнения турбины, через неплотности между отдельными камерами активных турбин, через зазоры между лопатками и неподвижными частями турбины.

6. Потери механические — трение в подшипниках и в механизме регулирования, расход энергии на вспомогательные устройства (конденсационные насосы, масляный насос), потери в зубчатой передаче, если таковая имеется.

7. Наконец, если мы рассматриваем мощность, получаемую на клеммах электрического генератора, то нужно к перечисленным выше потерям прибавить потери в генераторе.

§ 15. Коэффициенты полезного действия. Все перечисленные потери учтываются коэффициентом полезного действия турбины. Коэффициент полезного действия принято обозначать греческой буквой η . Помножив выражение (10) на этот коэффициент получим действительную эффективную мощность турбины N_e ¹ (без учета потерь в генераторе):

$$\left. \begin{aligned} N_e &= \eta_{\text{го}} \cdot \frac{D_q(i_1 - i_2)}{632} \text{ л. с.} \\ \text{или} \\ N_e &= \eta_{\text{го}} \cdot \frac{D_q(i_1 - i_2)}{860} \text{ квт} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Коэффициент $\eta_{\text{го}}$, показывающий отношение мощности, полученной на валу действительной машины, к теоретической мощности идеальной машины, называется относительным эффективным КПД². Так как этот коэффициент относится к мощности на валу турбины, то потери в электрическом генераторе сюда не входят.

Мощность, полученная на клеммах генератора, называется электрической мощностью. Если генератор сидит на одном валу с турбиной, то электрическая мощность равна эффективной мощности (на валу) за вычетом потерь в генераторе. Отношение электрической мощности к мощности идеальной машины называется относительным электрическим КПД турбины и обозначается $\eta_{\text{эо}}$. Если эффективную и электрическую мощность отнести ко всему количеству затраченного тепла, то получим абсолютные КПД $\eta_{\text{аб}}$ и $\eta_{\text{за}}$.

¹ Эффективной мощностью называется мощность, развиваемая на валу турбины.

² Все обозначения сделаны по нормам, принятым IV теплотехническим съездом.

Отношение мощности на валу турбины к внутренней мощности, т. е. мощности без учета механических потерь, называется механическим КПД (η_m). Этот коэффициент меньше для мелких турбин и выше для крупных. Для мелких мощностей примерно до 250 л. с. $\eta_m = 0,8—0,9$; для крупных турбин порядка нескольких тысяч и десятков тысяч л. с. $\eta_m = 0,95—0,985$. Разделив относительно эффективный КПД на механический КПД получим внутренний КПД.

Потери в генераторе учитываются КПД генератора, представляющим отношение мощности на клеммах генератора к мощности на валу турбины. Этот коэффициент обозначается η_g и колеблется приблизительно от 0,93 (для мелких агрегатов) до 0,97 (для крупных машин).

Относительный эффективный КПД турбины может колебаться в больших пределах в зависимости от мощности турбины, начального и конечного давлений и температуры пара, отношения $\frac{u}{c_1}$ и пр.

КПД может быть получен из формулы (10):

$$\eta_{eo} = \frac{632 N_e}{D_q (i_1 - i_2)},$$

или, так как $\frac{D_q}{N_e} d_e$ (удельный расход пара на одну эффективную силу/час):

$$\eta_{eo} = \frac{632}{d_e (i_1 - i_2)}. \quad (14)$$

Если мощность дана в *квт*, то в формулу (14) вместо числа 632 следует подставить 860:

$$\eta_{eo} = \frac{860}{d_e (i_1 - i_2)}, \quad (14a)$$

причем d_e есть в данном случае удельный расход пара *кг* на *квт.ч*.

Для относительного электрического КПД совершенно таким же образом получается:

$$\eta_{eo} = \frac{860}{d_e (i_1 - i_2)}. \quad (15)$$

Чтобы получить абсолютные эффективный и электрический КПД, нужно в формулах (14) и (15) подставить вместо разности $i_1 - i_2$ теплосодержание свежего пара i_1 , тогда:

$$\eta_{ea} = \frac{860}{d_e \cdot i_1}, \quad (16)$$

$$\eta_{ea} = \frac{860}{d_e \cdot i_1}, \quad (17)$$

где d_e и d_g суть удельные расходы пара на 1 *квтч*;

$$d_e = \frac{D_q}{N_e},$$

$$d_g = \frac{D_q}{N_g}.$$

Отношение всего располагаемого перепада тепла в турбине ($i_1 - i_2$) к полному теплосодержанию свежего пара (считая от 0°Ц) называется абсолютным термическим КПД.

$$\eta_{\text{от}} = \frac{i_1 - i_2}{i_1}. \quad (18)$$

Как видно из этой формулы, термический КПД зависит только от состояния пара перед и за турбиной.

Чтобы получить КПД паросиловой установки в целом (включая котельную и паропроводы), т. е. отношение полученной энергии на валу турбины (или на клеммах генератора) к теплу в затраченном топливе, нужно умножить абсолютный КПД турбины на КПД котельной установки с паропроводами. Именно:

$$\eta_{\text{еа}}^{\text{эк}} = \eta_{\text{еа}} \cdot \eta_{\text{лк}} = \frac{860 \cdot \eta_{\text{лк}}}{d_e \cdot i_1}, \quad (19)$$

или

$$\eta_{\text{еа}}^{\text{эк}} = \eta_{\text{еа}} \cdot \eta_{\text{лк}} = \frac{860 \cdot \eta_{\text{лк}}}{d_g \cdot i_1}. \quad (20)$$

Пример 7. Мощность на валу турбины АЭГ 4500 *квт*, давление пара перед стопорным клапаном турбины $p_1 = 13 \text{ атм}$, начальная температура пара $t_1 = 280^\circ \text{Ц}$. Давление в конденсаторе $p_2 = 0,05 \text{ атм}$. Часовой расход пара $D_q = 27\,000 \text{ кг/час}$. КПД генератора $\eta_{\text{г}} = 0,91$. Найти относительные и абсолютные КПД турбины ($\eta_{\text{го}}$ и $\eta_{\text{га}}$) и всего турбогенератора в целом ($\eta_{\text{го}}$ и $\eta_{\text{га}}$), идеальный термический КПД и экономический КПД всей теплосиловой установки, принимая КПД котельной (и паропроводов) $\eta_{\text{лк}} = 0,80$. Теплосодержание свежего пара при $p_1 = 13 \text{ атм}$ и $t_1 = 280^\circ \text{Ц}$, $i_1 = 718 \text{ кал/кг}$ (по *IS*-диаграмме). Теплосодержание в конце адиабатического расширения $i_2 = 504$. Адиабатический перепад тепла:

$$h = i_1 - i_2 = 718 - 504 = 214 \text{ кал/кг}.$$

Удельный расход пара на 1 *квтч*:

$$d_e = \frac{D_q}{N_e} = \frac{27\,000}{4\,500} = 6,0 \text{ кг/квтч}.$$

Относительный эффективный КПД турбины:

$$\eta_{\text{го}} = \frac{860}{d_e(i_1 - i_2)} = \frac{860}{6,0 \cdot 214} = 0,67.$$

Абсолютный эффективный КПД:

$$\eta_{\text{еа}} = \frac{860}{d_e \cdot i_1} = \frac{860}{6,0 \cdot 718} = 0,20.$$

Относительный электрический КПД (принимая во внимание КПД генератора $\eta_r = 0,94$):

$$\eta_{\text{эо}} = \frac{860}{d_e (i_1 - i_2)} \cdot \eta_r = 0,63.$$

Удельный расход пара:

$$d_e = \frac{860}{\eta_{\text{эо}} (i_1 - i_2)} = \frac{860}{0,63 \cdot 214} = 6,38 \text{ кг/квт.ч.}$$

Абсолютный электрический КПД:

$$\eta_{\text{эа}} = \frac{860}{d_e \cdot i_1} = \frac{860}{6,38 \cdot 718} = 0,188.$$

Экономический КПД паросиловой установки в целом:

$$\eta_{\text{эа}}^{\text{эк}} = \eta_{\text{эа}} \cdot \eta_k = 0,188 \cdot 0,80 = 0,15 = 15 \%.$$

Абсолютный термический КПД:

$$\eta_{\text{оа}} = \frac{i_1 - i_2}{i_1} = \frac{214}{718} = 0,298.$$

Пример 8. Вычислить расход пара турбиной 10 000 *квт*, работающей на конденсацию. Начальное давление пара $p_1 = 20 \text{ атм}$, начальная температура $t_1 = 350^\circ \text{C}$, давление в конденсаторе $p_2 = 0,04 \text{ атм}$.

Относительный эффективный КПД турбины $\eta_{\text{эо}} = 0,75$.

По *IS*-диаграмме находим адиабатический перепад тепла:

$$h = i_1 - i_2 = 750 - 502 = 248 \text{ ккал/кг.}$$

Из уравнения (13) находим:

$$D_q = \frac{N_e \cdot 860}{\eta_{\text{эо}} (i_1 - i_2)} = \frac{10\,000 \cdot 860}{0,75 \cdot 248} = 46\,250 \text{ кг/час.}$$

Удельный расход пара на эффективную силу/час:

$$d_e = \frac{D_q}{N_e} = \frac{46\,250}{10\,000} = 4,625 \text{ кг/л. с. ч.}$$

§ 16. Изображение теплового процесса турбины в *IS*-диаграмме. Для наглядности разберем графическое построение теплового процесса турбины на примере.

Пусть дана одноступенчатая активная турбина; требуется построить тепловой процесс турбины в *IS*-диаграмме. Такая турбина состоит из одного ряда сопел и одного лопаточного венца. Пусть начальное давление пара $p_1 = 20 \text{ атм}$ и температура $t_1 = 300^\circ \text{C}$; давление в конце расширения $p_2 = 1 \text{ атм}$.

Процесс расширения пара в сопле при этих условиях изображен на фиг. 4 и разобран в § 12. Точка *D* на фиг. 4 представляет конечное состояние пара в сопле. Далее, с известной скоростью, приобретенной при расширении, пар поступает на лопатки. На рабочих лопатках пар отдает часть своей кинетической энергии, другая часть энергии тратится на преодоление вредных сопротивлений в лопатках (удары, образование вихрей, трение), не производя полезной работы превращается в тепло и повышает теплосодержание выходящего из лопаток пара.

Эту потерю в калориях на фиг. 4 нужно отложить от точки C вверх по адиабате (точка E). Проведя через точку E горизонталь (линию постоянного теплосодержания) до пересечения с линией давления 1 ага , получим точку F , которая характеризует состояние пара при выходе из лопаток.

Остаток энергии, которой обладает пар при выходе из турбины, остается неиспользованным и вследствие образования ударов и вихрей (§ 14) также обращается в тепло и повышает теплосодержание отработавшего пара. Отложив и эту потерю, вверх от точки E , аналогично предыдущему и добавив еще потерю на вентиляцию и трение диска в паре, найдем конечную точку H рабочего процесса турбины. Эта точка, как и точка E , должна лежать на линии давления $p_2 = 1 \text{ ага}$, так как работа пара на лопатках активной турбины протекает при постоянном давлении.

Как видно из диаграммы, в рассматриваемом случае вследствие повышения теплосодержания пар при выходе из турбины даже несколько перегрет.

Итак тепловой процесс одноступенчатой активной турбины, построенный на IS -диаграмме, изображается кривой ADH . Состояние пара в турбине по фиг. 4 изменяется следующим образом: перед поступлением в сопла пар имеет давление 20 ага и температуру 300°Ц . Расширение пара в соплах протекает частью в области перегретого и частью в области влажного пара; в конце расширения давление пара составляет 1 ага при степени сухости пара $x \approx 0,93$. Из рабочих лопаток пар выходит слегка перегретым. Теплосодержание пара при выходе из турбины характеризуется точкой H и составляет 642 кал/кг .

Разность между начальным теплосодержанием пара в точке A и теплосодержанием в конце адиабатического расширения (точка B) представляет адиабатический перепад тепла $h_{ад}$. Разность между начальным теплосодержанием и теплосодержанием пара при выходе из турбины представляет действительно использованный турбиной перепад тепла h . Разделив использованный перепад тепла на располагаемый адиабатический получим внутренний КПД турбины ($\eta_{ио}$). В нашем случае:

$$\eta_{ио} = \frac{h}{h_{ад}} = \frac{723,5 - 642}{723,5 - 588} = 0,6.$$

Чтобы получить относительный эффективный КПД, нужно умножить внутренний КПД на механический КПД. Если принять $\eta_{м} = 0,9$, то:

$$\eta_{ео} = \eta_{ио} \cdot \eta_{м} = 0,6 \cdot 0,9 = 0,54.$$

Зная располагаемый перепад тепла и КПД турбины $\eta_{ео}$, мы можем вычислить удельный расход пара на эффективную л. с. ч.

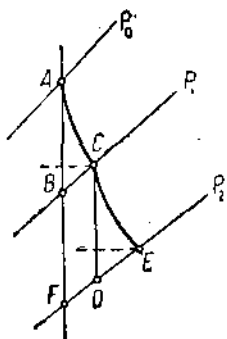
$$d_e = \frac{632}{\eta_{ео} \cdot h_{ад}} = \frac{632}{0,54 \cdot 135,5} = 8,65 \text{ кг/л с. ч.},$$

или на эффективный киловатт/час:

$$d_e = \frac{860}{\eta_{\text{то}} \cdot h_{\text{ал}}} = 11,75 \text{ кг/е катч.}$$

Построение теплового процесса турбины с одной ступенью давления, разделенной на ступени скорости, мало отличается от вышеприведенного построения. Таким же образом, как в вышеописанном примере, на IS -диаграмму наносится адиабата расширения пара в сопле, и на ней от точки B вверх откладываются потери энергии: в сопле, на лопатках первой ступени скорости, при выходе из первой ступени, на лопатках второй ступени скорости и т. п.

В турбине со ступенями давления вышеописанное построение производится отдельно для каждой ступени, причем конечная точка теплового процесса первой ступени служит начальной точкой процесса второй ступени и т. д. При этом потери энергии в каждой ступени (в процентах от располагаемого перепада тепла в одной ступени) будут меньше, чем в одноступенчатой турбине вследствие более благоприятных основных соотношений. Поэтому и суммарный использованный перепад тепла будет больше, чем в одноступенчатой турбине, работающей между теми же давлениями пара. Общий располагаемый перепад тепла будет несколько больше перепада тепла по основной адиабате (от начальной точки процесса турбины до линии давления выпуска) вследствие того, что кривые давлений образуют на IS -диаграмме слегка расходящийся пучок по направлению в верх и вправо.



Фиг. 5. Изображение теплового процесса реактивной турбины в IS -диаграмме.

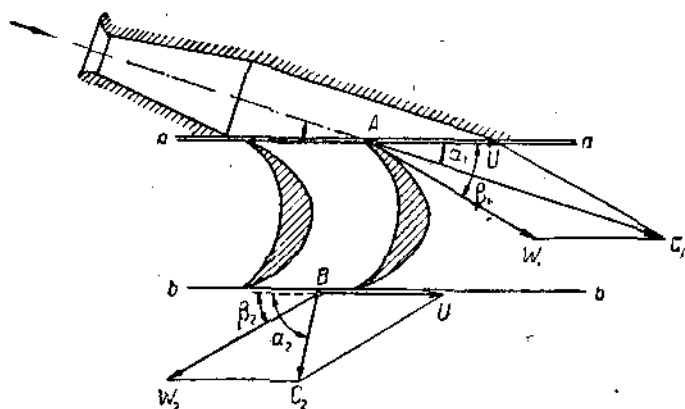
По указанным причинам относительный КПД турбины со ступенями давления выше чем у одноступенчатой турбины, а КПД в целом выше, чем КПД отдельной ступени, причем под КПД отдельной ступени понимают отношение использованного в данной ступени перепада тепла к частному располагаемому перепаду.

Иначе выглядит в IS -диаграмме тепловой процесс реактивной турбины. На фиг. 5 изображен тепловой процесс одной реактивной ступени. Расширение пара в сопле происходит вышеописанным образом, от начального давления p_1 (точка A) до давления p_2 (точка C). Точку C находим, откладывая на основной адиабате AB величину потерь в сопле. Скорость, приобретенная паром в результате расширения, используется на рабочих лопатках, на которых в то же время происходит дальнейшее расширение пара до давления p_2 (точка E). Точку E находим, откладывая на адиабате CD потери в рабочих лопатках.

Обычно общий располагаемый перепад тепла в одной ступени реактивной турбины (при расширении пара от давления p_1 до p_2) делят поровну между соплами и рабочими лопатками. Профили их выполняются совершенно одинаково.

Отношение перепада тепла на рабочих лопатках ко всему перепаду тепла в ступени называется степенью реактивности. Если общий перепад тепла делится пополам между соплами и рабочими лопатками, то следовательно степень реактивности в реактивной турбине равна половине, т. е. $\rho = \frac{1}{2}$.

§ 17. Треугольники скоростей. В действительной турбине струя пара направлена под некоторым небольшим углом к плоскости вращения диска (фиг. 6). Скорость движения какого-нибудь тела (в нашем случае — водяного пара) принято изображать графически отрезками прямых или векторами. Длина вектора выражает в



Фиг. 6. План скоростей одноступенчатой турбины.

заранее принятых единиц величину скорости, с которой движется данное тело, а направление вектора на чертеже соответствует направлению движения тела относительно какой-нибудь определенной плоскости.

На фиг. 6 горизонтальная линия $a-a$ показывает плоскость вращения диска турбины, перпендикулярную к плоскости чертежа (если смотреть на окружность диска сверху). Ось сопла, а следовательно и направление движения струи пара, входящей на лопатки, образует с плоскостью вращения диска угол α_1 .

Абсолютную скорость пара можно изобразить в виде вектора AC_1 , направленного под углом α_1 к плоскости $a-a$. На лопатках турбины происходит разложение абсолютной скорости пара c_1 на две составляющие скорости: окружную скорость u и скорость движения пара относительно лопаток, т. е. относитель-

ную скорость w_1 . Вектор окружной скорости AU должен быть направлен по линии $a-a$ вправо. Так как направления скоростей c_1 и u , а также и w_1 , как мы увидим дальше, не совпадают, то абсолютная скорость c_1 не может быть алгебраической суммой составляющих скоростей u и w_1 . Как известно из элементарной физики, сумма двух векториальных величин (в данном случае — двух скоростей), образующих друг с другом некоторый угол, выражается диагональю параллелограмма, сторонами которого служат две слагаемые величины, и называется геометрической суммой.

В нашем случае мы имеем суммарную величину — абсолютную скорость c_1 , и хотим разложить ее на окружную скорость u и относительную скорость w_1 . Абсолютная скорость пара известна из теплового расчета сопла, окружную скорость находят, выбирая наиболее благоприятное отношение $\frac{u}{c_1}$. Для одноступенчатой турбины это отношение выбирают в пределах от 0,25 до 0,33.

Выше мы нашли, что в теоретически наивыгоднейшем случае отношение $\frac{u}{c_1}$ должно быть равно $\frac{1}{2}$, причем угол абсолютной скорости с плоскостью вращения $\alpha_1 = 0$. При этом условии мы получим максимальный КПД на окружности диска. Если струя пара направлена под некоторым углом к плоскости вращения, угол α_1 не равен 0, то наиболее благоприятное отношение $\frac{u}{c_1}$ будет лежать несколько ниже, обычно около 0,45.

Но в конечном счете нам важно иметь максимальный КПД не на окружности диска, а на валу турбины. Как показывают соответствующие исследования, максимальный эффективный КПД однодисковой турбины получается примерно при $\frac{u}{c_1} = 0,3$.

Правильный выбор отношения скоростей $\frac{u}{c_1}$ является основой расчета турбины.

Вернемся к нашему построению.

Если соединить прямой точки U и C_1 , то получим треугольник AC_1U . Проведя из точек A и C_1 прямые, параллельные сторонам треугольника AU и UC_1 , получим так называемый параллелограм скоростей или план скоростей. Сторона AW_1 этого параллелограмма представляет по величине и направлению относительную скорость пара w_1 . Из параллелограмма скоростей мы находим кроме того, что сторона $W_1C_1 = AU$, т. е. равна по величине и направлению окружной скорости u .

Обычно при вычерчивании плана скоростей ограничиваются построением одного из треугольников, из которых состоит парал-

делограм скоростей, именно нижнего из них. Для этого из точки A проводят вектор абсолютной скорости AC_1 и из точки C_1 откладывают по горизонтали, в направлении обратном вращению диска, отрезок C_1W_1 , численно равный окружной скорости u (так как сторона C_1W_1 параллелограмма равна и параллельна стороне AU). Соединяя точки A и W_1 , получают вектор относительной скорости w_1 .

Как мы уже знаем из предыдущего изложения, проходя через лопатки турбины пар отдает часть своей энергии колесу и покидает его с меньшей скоростью — уменьшается относительная и абсолютная скорость пара. Уменьшение относительной скорости w учитывается коэффициентом потерь на лопатках, который по Польгаузену колеблется в пределах $\varphi_s \approx 0,7-0,9$. Если скорости при выходе из лопаток отметить значком 2, то:

$$w_2 = \varphi_s \cdot w_1.$$

Задаваясь коэффициентом потерь и углом относительной скорости при выходе с плоскостью вращения, находят относительную скорость при выходе w_2 и на скоростях w_2 и u строят параллелограм скоростей BW_2C_2U , диагональ которого BC_2 дает по величине и направлению абсолютную скорость пара при выходе из лопаток c_2 . И здесь можно ограничиться построением треугольника BW_2C_2 , начиная с вектора BW_2 и откладывая окружную скорость точки W_2 вправо.

При расчете активной турбины со ступенями давления треугольники скоростей вычерчиваются отдельно для каждой ступени и имеют в общем такой же вид, как и в случае одноступенчатой турбины. Наивыгоднейшее отношение $\frac{u}{c_1}$ (для достижения максимального относительно эффективного КПД $\eta_{\text{то}}$) в многоступенчатых турбинах несколько выше, чем в одноступенчатых, и его выбирают обычно в пределах $\frac{u}{c_1} = 0,3 \div 0,5$.

Для турбин со ступенями скорости наивыгоднейшее отношение $\frac{u}{c_1}$, как мы уже видели (§ 9), значительно ниже, чем в других турбинах. При этом для обычно применяемых углов входа и выхода пара употребительны следующие значения $\frac{u}{c_1}$:

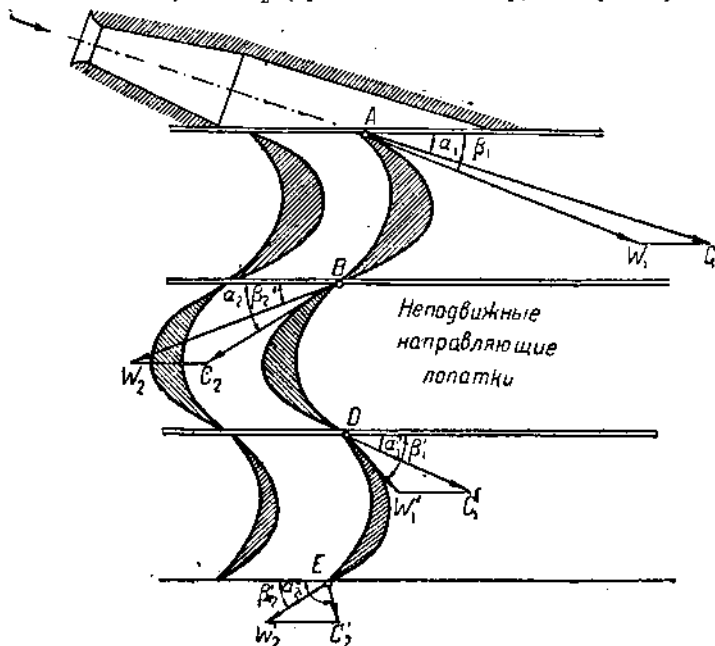
для двухступенчатого диска Кертиса $\frac{u}{c_1} = 0,21 \div 0,14$,

для трехступенчатого диска Кертиса $\frac{u}{c_1} = 0,14 \div 0,10$.

При этих значениях $\frac{u}{c_1}$ достигается оптимальный КПД турбины со ступенями скорости.

Построение плана скоростей в принципе не отличается от вышеизложенного, с той только разницей, что один и тот же скоростной напор используется не в одной, а последовательно в нескольких ступенях скорости, соответственно чему построение состоит не из двух, а из четырех или шести треугольников.

На фиг. 7 построен план скоростей для двухвечного диска Кертиса. Струя пара из сопла поступает на лопатки первой ступени скорости с абсолютной скоростью c_1 . Путем построения треугольников AC_1W_1 и BW_2C_2 находится относительная скорость w_1 и абсолютная скорость c_2 (при выходе из первой ступени).



Фиг. 7. Треугольники скоростей турбины Кертиса.

Далее пар поступает в направляющие лопатки, в которых не происходит никакого преобразования энергии, но имеют место потери в общем того же порядка, что и в рабочих лопатках. Так как направляющие лопатки неподвижны, то при построении третьего треугольника нужно исходить из абсолютной скорости пара. Теоретически эта скорость при прохождении пара через направляющие лопатки должна оставаться постоянной, но на самом деле вследствие потерь она несколько уменьшается, так что абсолютная скорость пара при входе на лопатки второй ступени скорости $c'_1 < c_2$.

Построение треугольников $DC'_1W'_1$ и $EW'_2C'_2$ для второй ступени скорости производится аналогично предыдущему.

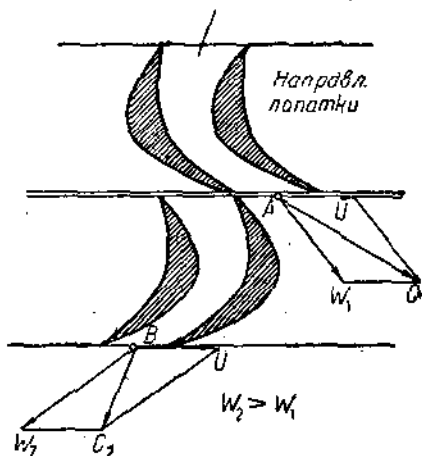
Углы, образуемые скоростями c и w с направлением вращения, разумеется, не произвольны; при проектировании углы выбирают, руководясь целым рядом теоретических и конструктивных соображений.

Несколько иначе выглядят треугольники скоростей для реактивной турбины. На фиг. 8 изображен план скоростей одной реактивной ступени. Пар из сопла или направляющего аппарата (не следует смешивать с направляющими лопатками диска Кертиса, в которых не происходит преобразования энергии) вступает на рабочие лопатки с абсолютной скоростью c_1 . Обычным образом строится параллелограмм AUC_1W_1 или треугольник AC_1W_1 и определяется скорость w_1 . Относительная скорость w_2 определяется аналитически (путем вычисления). В противоположность активной турбине здесь скорость $w_2 > w_1$, так как на рабочих лопатках также происходит расширение пара, за счет чего и возрастает относительная скорость w_2 . Когда найдена относительная скорость w_2 , абсолютная скорость выхода c_2 определяется обычным образом путем построения параллелограмма BW_2C_2U .

§ 18. Расход пара в паровых турбинах при разных условиях работы. Расход пара в паровых турбинах зависит от конструкции и размеров машины (расход пара меньше для крупных мощностей и многоступенчатых конструкций), от параметров рабочего процесса,

т. е. начального давления и температуры, конечного давления, числа обоготов, мощности. При тех или иных изменениях основных параметров изменяется и расход пара. Колебания давлений и температур обычно бывают невелики и не оказывают большого влияния на расход пара и КПД турбины. Наиболее интересной является зависимость между расходом пара и нагрузкой турбины.

Если взять прямоугольные оси координат и отложить по горизонтальной оси (оси абсцисс) мощность турбины в л. с. или *квт*, а по вертикальной (оси ординат) — часовой расход пара турбиной, то, как показывают опыт и теория, зависимость между расходом пара и мощностью выразится прямой линией (фиг. 9). Эта прямая пересекает ось ординат в точке A , отсекая на ней (считая от начала координат) отрезок OA , который представляет так называемый холостой расход турбины. В точке A , лежащей на



Фиг. 8. План скоростей реактивной турбины.

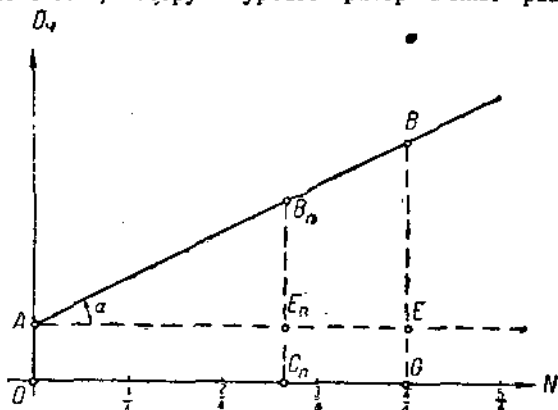
оси ординат, мощность, развиваемая на валу турбины, равна нулю. Некоторое количество пара, затрачиваемое при холостом ходе, идет исключительно на преодоление сопротивлений в самой турбине и вспомогательных устройствах.

Отношение часового расхода пара при холостом ходе турбины к часовому расходу пара при полной мощности называется коэффициентом холостого хода и обычно обозначается буквой x .

Если точка B соответствует полной мощности, то коэффициент холостого хода:

$$x = \frac{AO}{BC} = \frac{D_x}{D_n} \quad (21)$$

При этом под полной мощностью¹ нужно понимать ту максимальную мощность, которую турбогенератор может развивать не-



Фиг. 9. График часового расхода пара.

прерывно в течение долгого времени. Мощность большая, чем полная, называется перегрузочной мощностью. Если же турбина, наоборот, не развивает полной мощности, то она работает с недогрузкой. Частичная нагрузка или мощность часто дается в долях от полной.

Зависимость между часовым расходом пара и мощностью, представленную графически на фиг. 9, можно выразить формулой:

$$D_q = D_x + N \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где N — мощность, соответствующая какой-нибудь точке B_n графика, а

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B_n E_n}{A E_n}.$$

¹ Полную мощность турбины называют также номинальной мощностью.

$$D_x = D_n \cdot x,$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D_n - D_x}{N_n} = (1 - x) \frac{D_n}{N_n} = (1 - x) d_n.$$

(d_n — удельный расход пара на единицу мощности при полной нагрузке). Поэтому часовой расход пара при любой нагрузке турбины можно представить в следующем виде:

$$D_q = D_n \cdot x + (1 - x) d_n \cdot N. \quad (22)$$

По этой формуле вычисляется часовой расход пара при любой нагрузке турбины, если известны удельный расход пара при полной нагрузке и коэффициент холостого хода. У конденсационных турбин холостой расход составляет от 5 до 12% полного часового расхода пара.

Пример 9. Удельный расход пара конденсационной турбины при номинальной мощности 5 000 *квт* составляет 5,5 *кг/квтч*; коэффициент холостого хода $x = 0,08$. Найти часовой расход пара при $\frac{3}{4}$ нагрузки. Полная мощность $N_n = 5\,000$ *квт*, следовательно при $\frac{3}{4}$ нагрузки турбина должна развивать мощность:

$$N = 0,75 N_n = 0,75 \cdot 5\,000 = 3\,750 \text{ квт}$$

Часовой расход пара при полной нагрузке:

$$D_n = d_n \cdot N_n = 5,5 \cdot 5\,000 = 27\,500 \text{ кг/час.}$$

Часовой расход пара при $\frac{3}{4}$ нагрузки, по формуле (22):

$$D_q = 27\,500 \cdot 0,08 + (1 - 0,08) 5,5 \cdot 3\,750 = 21\,200 \text{ кг/час.}$$

Если известен часовой расход пара при какой-нибудь нагрузке, то легко найти и удельный расход пара при той же нагрузке, разделив D_q на N . Удельный расход пара растет с уменьшением нагрузки и тем быстрее, чем меньше нагрузка турбины.

КПД при полной или частичной нагрузке можно определить по формуле:

$$\eta = \frac{860}{h_{22} \cdot d}.$$

В зависимости от нагрузки КПД турбины изменяется, понижаясь при уменьшении нагрузки тем сильнее, чем ниже нагрузка. В пределах нагрузки приблизительно от полной до $\frac{3}{4}$, КПД изменяется незначительно.

Действительная характеристика современной турбины не изображается строго прямой линией. Обычно около 75—80% полной

мощности имеется перелом, и участок от 75% до полной мощности идет более круто, причем часто в этих пределах КПД сохраняет некоторую постоянную величину. В других случаях КПД имеет максимальное значение около 75—80% мощности, несколько снижаясь при дальнейшем увеличении нагрузки. Мощность, при которой КПД турбины имеет максимальное значение (следовательно расход пара наименьший), называется экономической мощностью.

ГЛАВА IV.

УСТРОЙСТВО ПАРОВЫХ ТУРБИН.

Основные части паровой турбины суть:

- 1) вал с рабочими дисками или барабаном (так называемый ротор),
- 2) корпус с укрепленными в нем неподвижными соплами и направляющими аппаратами (часто его называют статором по аналогии с электрическими машинами),
- 3) уплотнения,
- 4) подшипники,
- 5) фундаментная плита,
- 6) органы регулирования,
- 7) масляное хозяйство,
- 8) конденсационная установка.

Движущиеся части турбины.

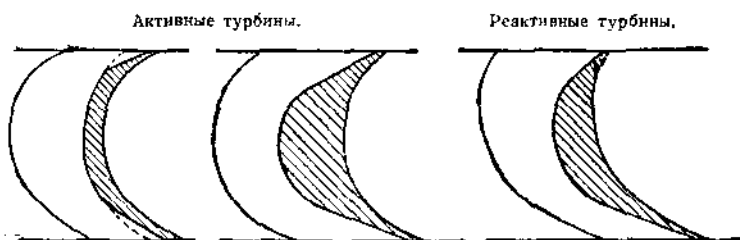
§ 19. Лопатки. Профиль и основные размеры рабочих лопаток паровой турбины находятся путем специального расчета. При конструировании и изготовлении стремятся добиться хорошего КПД лопаток и по возможности уменьшить потери энергии в них. Изготовление лопаток требует особой тщательности. Лопатки активных турбин изготавливаются либо прокаткой или фрезеровкой из отдельных кусков металла, либо из металлических листов одинаковой толщины путем штамповки. Кромки и ножки штампованных лопаток также фрезеруются. Лопатки реактивных турбин изготавливаются исключительно профильные, так как междуплощадочные каналы, в которых происходит расширение пара, должны иметь определенное сечение.

Типичные профили активных и реактивных лопаток изображены на фиг. 10.

Во время работы турбины движущиеся части ее в связи с большим числом оборотов испытывают очень высокие напряжения. Поэтому рабочие лопатки должны быть изготовлены из высококачественных материалов и достаточно надежно и тщательно закреплены на ободе турбинного диска. Наиболее ответственным местом является так называемая ножка лопатки, при помощи которой лопатка укрепляется на диске или барабане.

Материалом для рабочих лопаток служат: латунь, медь, бронза, никелевая и хромистая (нержавеющая) сталь. В Америке в последние годы получил распространение так называемый монель-металл, представляющий естественный сплав меди и никеля.

Наиболее употребительный материал для лопаток — никелевая сталь, хорошо сопротивляющаяся действию высоких напряжений и высоких температур пара. Латунь применяется при невысоких окружных скоростях (в реактивных турбинах) и при температурах пара не более 200°C . Для длинных лопаток (в последних ступенях турбины) латунь не рекомендуется, так как плохо переносит сотрясения. Медь хорошо сопротивляется перегретому пару и находит применение в ступенях высокого давления реактивных турбин. Нержавеющая сталь обладает высокими качествами, но вследствие



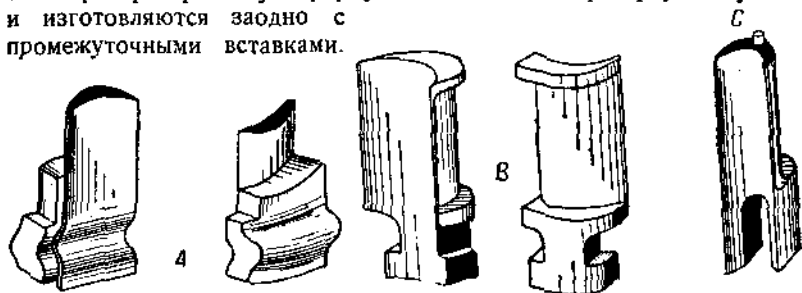
Фиг. 10. Профили лопаток и междулопаточных каналов.

своей относительно высокой стоимости применяется обычно только в особо ответственных случаях.

Форма ножек и способы укрепления и сборки лопаток весьма разнообразны. Очень часто ножка лопаты делается в форме перевернутой буквы *T* (фирма АЭГ, Шкода — фиг. 11 и 12) и вводится в фигурную канавку, проточенную в ободе диска. В одном месте на ободе делается боковое отверстие, в которое при сборке вводятся лопатки одна за другой. Когда собран полный комплект лопаток, это отверстие закрывается особым „замком“, препятствующим ослаблению креплений. Между отдельными лопатками закладываются специальные вставки для сохранения постоянного расстояния между лопатками. Иногда вставки фрезеруются заодно с лопатками. С наружной стороны лопатки покрываются стальным бандажом, или скрепляются проволокой. Некоторые фирмы выполняют ножки лопатки в форме вилки; в таком случае лопатки насаживаются „верхом“ на наружное ребро диска, причем каждая лопатка в отдельности приклепывается к ободу. Таковы например лопатки заводов Бергмана и Вестингауза (фиг. 11 и 12).

На фиг. 11 и 12 изображены типичные конструкции лопаток, фиг. 11а — лопатка Брюннского завода. Оригинальная конструкция этого завода отличается тем, что сечение лопатки в самом ответ-

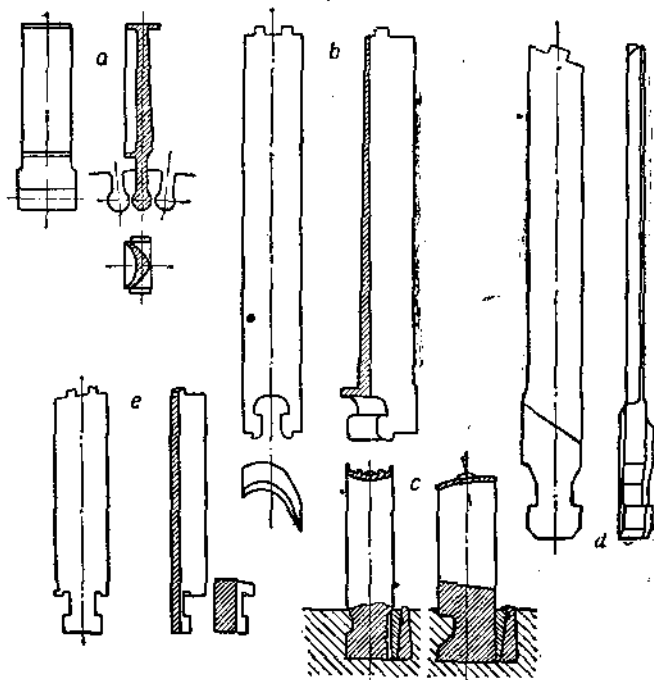
ственном месте не ослабляется вырезами. Лопатки завода Шкода *в* имеют очень распространенную форму ножки в виде перевернутой буквы *Т* и изготавливаются заодно с промежуточными вставками.



Фиг. 11. Конструкции лопаток:

А — Брюссельского завода, *В* — завода Шкода, *С* — завода Вестингауз.

Лопатки завода Вестингауза (фирма Метрополитен-Виккерс) также изготавливаются заодно с промежуточными вставками. Ножка имеет



Фиг. 12. Конструкции лопаток:

а — Лаваля, *б* — Бергмана, *с* — Маффей Шварцкопф (MSW), *д* — АЭГ, *е* — Вуамг.

форму вилки и лопатка насаживается „верхом“ на обод диска. Прикрепление лопаток к ободу производится при помощи заклепок,

которые служат вместе с тем для обеспечения расстояния между лопатками (фиг. 11с).

Лопатки турбины Лавалья (фиг. 12а) имеют ножку в виде цилиндра, расположенного в направлении оси турбины. Аналогичны вышеописанным лопатки завода Бергмана (b) с вильчатой формой ножки, Маффей-Шварцкопф (MSW), имеющие вырез в ножке с одной стороны, с другой стороны укрепление производится особыми вставками (с), лопатки фирмы АЭГ (фиг. 12а) и Вумаг (фиг. 12е).

§ 20. Диски и барабаны. Диски применяются главным образом в активных турбинах с их сравнительно небольшим числом ступеней давления и значительными окружными скоростями. В реактивных турбинах в соответствии с небольшими окружными скоростями последних и требованиями очень жесткой конструкции ротора (в реактивных турбинах очень большое значение имеет величина зазоров между подвижными и неподвижными частями турбины; эти зазоры стараются делать по возможности меньше) находят применение барабаны либо составляющие одно целое с валом, либо полые внутри и соединенные с валом тем или иным способом. В крупных активно-реактивных турбинах в части высокого давления ставят диск Кертиса, или несколько одновечных дисков, а часть низкого давления выполняется в виде барабана. Наконец несколько последних ступеней реактивных турбин часто выполняются из конструктивных соображений в виде отдельных дисков.

Рабочие диски паровых турбин являются очень ответственной деталью и изготавливаются из самых высокосортных материалов. В качестве материала для изготовления рабочих дисков служит никелевая, хромо-никелевая и — в менее ответственных случаях — мартеновская сталь.

Профиль диска зависит от окружной скорости, с которой диск должен работать. Чем больше окружная скорость, тем больше толщина диска, особенно возле втулки. Особенно массивную конструкцию имеют диски турбин Лавалья с их громадными числами оборотов. Для этих турбин рабочий диск часто изготавливается в виде сплошного тела, без отверстия для вала. Вал же состоит из двух частей и скрепляется с диском при помощи болтов.

Диски насаживаются на вал в горячем состоянии. Отверстие для вала делается такого диаметра, что по остывании втулка диска плотно охватывает вал и в этом месте остается определенное напряжение. Последнее необходимо для того, чтобы во время работы, под действием центробежной силы, растягивающей диск, между диском и валом не получился зазор и плотность соединения частей ротора не нарушилась бы ¹. Так как при горячей насадке диска

¹ Это может послужить причиной возникновения опасных вибраций ротора.

он может покособиться, некоторые фирмы применяют способ посадки при помощи гидравлического пресса.

Непосредственная посадка дисков на вал затрудняет разборку турбины. Поэтому чаще всего колеса насаживаются на специальные кольца или бронзовые слегка конические втулки. Вал делается с небольшими уступами, в которые упираются кольца. Последний диск закрепляется при помощи гайки. Для передачи вращения от дисков к валу, между втулкой и валом ставят шпонки.

На лопатках активных турбин не происходит заметного расширения пара, но все-таки может иметь место небольшая разность давления пара перед и за рабочим диском. Так как эта разность давлений действует на большую поверхность диска, то в результате возникает нежелательное сдвигающее усилие по оси турбины, которое будет тем больше, чем больше число рабочих дисков. Для выравнивания давления пара по обе стороны диска в активных турбинах просверливают от четырех до восьми отверстий в каждом диске.

В некоторых случаях, при небольших диаметрах дисков, они вытачиваются заодно с валом.

Барабаны реактивных турбин и реактивной части комбинированных турбин изготавливаются обычно из мартеновской стали, а при больших напряжениях — из никелевой стали (3% никеля). При небольших диаметрах барабан представляет собой утолщенную часть вала, при значительном же диаметре, для облегчения ротора, барабан делается полым.

Барабан обычно изготавливается с несколькими уступами с увеличением диаметра по направлению движения пара. Большие барабаны состоят из отдельных частей. При этом часть меньшего диаметра отковывается заодно с валом и соединяется с остальными частями на болтах, либо барабан надевается на утолщенную часть вала в горячем состоянии. В мощных тихоходных турбинах барабан с обеих сторон соединяется с частями вала на болтах или прессованием в горячем состоянии.

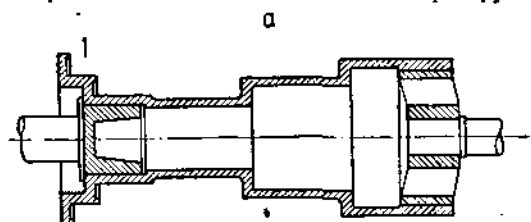
Барабан, полученный отковыванием или высверливанием из целого куска, тщательно обрабатывается изнутри и, после соединения с валом, — снаружи. Это необходимо для равномерности распределения массы металла. Затем на поверхности барабана прорезываются пазы для укрепления лопаток.

Типичные конструкции барабанов изображены на фиг. 13. См. также ниже описания отдельных конструкций турбин.

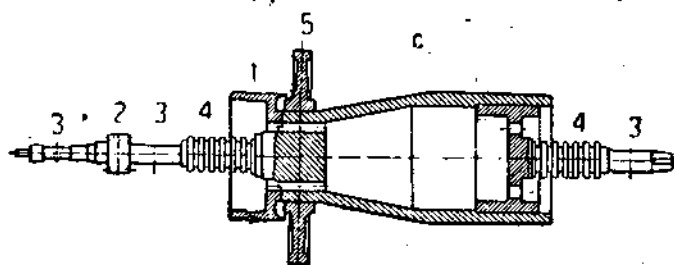
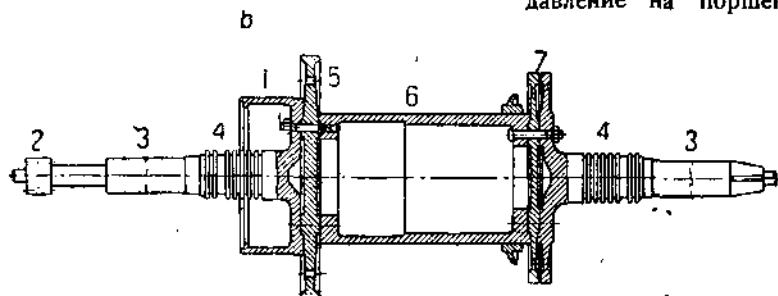
Для равномерного прогрева частей турбины во внутреннюю полость барабана впускается пар.

Вследствие значительной разности давлений перед и за рабочими лопатками в реактивных турбинах возникает значительное осевое давление, которое стремится сдвинуть турбину в сторону движения пара. Для нейтрализации осевого давления применяются

разгрузочные поршни, которые насаживаются на вал обычно со стороны высокого давления. На разгрузочный поршень действует



давление специально подводимого пара, направленное в сторону, противоположную направлению осевого давления. Площадь поршня рассчитана таким образом, чтобы полное давление на поршень



Фиг. 13. Барабаны реактивных турбин.

a — чисто барабанный ротор, *b* — ротор фирмы Тиссен-Редер с диском Кертиса в 1 ступени, *c* — ротор ВВС конической формы с диском Кертиса, *d* — ротор ВВС для турбины с противодавлением.

1 — разгрузочный поршень, 2 — зубчатая передача к регулятору, 3 — цапфа опорного подшипника, 4 — лабиринтовое уплотнение, 5 — колесо Кертиса, 6 — барабан, 7 — диски последних ступеней.

уравновешивало осевое давление. Однако полное выравнивание давлений невозможно, так как осевое давление довольно сильно изменяется при колебаниях нагрузки турбины. Поэтому во всех турбинах применяется еще так называемый упорный подшипник,

воспринимающий на себя неуравновешенную часть сдвигающего усилия (подробнее об этом см. § 26).

§ 21. Валы. Вал паровой турбины с насаженными на нем дисками или барабанами требует очень тщательной центрировки. Но полная центрировка ротора невозможна, и центр тяжести ротора слегка отклоняется от его геометрической оси. Вследствие громадного числа оборотов турбины даже незначительное смещение центра тяжести обуславливает появление опасных сил, стремящихся изогнуть вал. Для каждого вала, в зависимости от его размеров, количества и расположения дисков и барабанов, существует такое число оборотов, при котором появляются сильные вибрации ротора, упругое сопротивление вала изгибающим силам становится недостаточным и валу грозит поломка. Это число оборотов называется критическим. При числе оборотов ниже или значительно выше вал работает совершенно спокойно.

Критическое число оборотов зависит от размеров вала и от материала, из которого он сделан. Нормальное число оборотов, с которым работает турбина, может быть ниже или выше критического. В первом случае вал называется жестким, во втором случае — гибким. Нормальное число оборотов гибкого вала в несколько раз превышает критическое. Большинство турбин строят с числом оборотов ниже критического.

Материалом для валов служит обычно сиенс-мартеновская сталь.

Неподвижные части турбины.

§ 22. Корпус. Обычно корпус или цилиндр паровой турбины делается составным из нескольких частей. Цельный корпус бывает у мелких вспомогательных турбин. В средних же и крупных турбинах корпус делается разъемным как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости, и соединяется на болтах. Верхняя часть корпуса называется крышкой. Передняя часть корпуса (со стороны впуска пара) иногда имеет боковые лапы, которыми она опирается на фундаментную плиту. В других случаях лапами снабжается только задняя часть — выпускной патрубок, наглухо скрепляемый с фундаментной плитой; передняя же часть турбины подвешивается к переднему подшипнику; передний подшипник может перемещаться в продольном направлении при расширении цилиндра от нагревания. Иногда турбина сама по себе совсем не имеет фундаментной плиты; последняя имеется только под генератором (задний подшипник турбины является общим для турбины и генератора и расположен на фундаментной плите); передний подшипник располагается на отдельной опорной подушке.

Иногда при больших количествах пара турбина снабжается двумя конденсаторами и следовательно имеет два выпускных патрубка. При больших объемах пара в последних ступенях турбины

применяют часто дублирование последних ступеней (гл. VII), и в этом случае конструкция корпуса значительно изменяется. Наконец в некоторых случаях весь поток пара с самого начала разделяется на две части, пар подводится в середине турбины и идет двумя потоками в противоположные стороны, выходя в конденсатор по двум патрубкам. Корпус такой турбины имеет совершенно симметричную конструкцию.

Часто корпус отливается заодно с подшипниками. Для возможности подъема верхней части корпуса во время ремонта в нее завинчиваются специальные кольца.

В большинстве случаев корпуса турбин изготавливаются литыми из чугуна или стали.

§ 23. Днафрагмы, или направляющие диски. С внутренней стороны в корпус реактивной турбины с барабаном укрепляются кольцевыми рядами направляющие лопатки. Корпус активной турбины, состоящей из отдельных дисков, разделяется на части перегородками, так называемыми *днафрагмами*, или направляющими дисками, которые по окружности имеют ряды сопел, образованные стальными лопатками, залитыми в тело днафрагмы. Во избежание перетекания пара из одной камеры в другую днафрагмы должны плотно охватывать вал, для чего в этих местах устраиваются специальные уплотнения. Уплотнения необходимы и в местах, где вал проходит через корпус.

Для удобства сборки и разборки турбины, направляющие диски делаются составными из двух половин, соответственно укрепленным в нижней и верхней части корпуса.

Направляющие диски благодаря своей большой поверхности подвергаются большому давлению и должны поэтому иметь значительную толщину; прогиб днафрагмы может послужить причиной серьезной аварии, так как зазоры между днафрагмами и рабочими дисками в современных многоступенчатых турбинах делаются минимальными.

Для изготовления направляющих дисков употребляется чугунное или стальное литье.

§ 24. Сопла и направляющие аппараты. Материалом для сопел и направляющих аппаратов служат бронза, специальный чугун и сталь. Сопла однодисковой турбины Лаваля изготавливаются из бронзы и представляют собой точеные конические трубки с круглым сечением. При выходе струи из сопла сечение последнего имеет форму эллипса благодаря косому срезу. Благодаря тому, что эти сопла равномерно расположены по всей окружности турбины, а также вследствие эллиптичности выходного сечения в турбине Лаваля получаются большие вентиляционные потери. Поэтому распространенным является соединение сопел в группы и придание им *прямоугольного сечения*. Так как *потери энергии в соплах турбины* в большой степени связаны с состоянием внутренней поверхности

сопла, то стенки сопел стараются делать как можно более гладкими.

Сопла и направляющие аппараты современных турбин изготавливаются отливкой, заливкой лопаток из листовой стали в тело направляющих дисков или наконеч фрезеровкой отдельных фасонных лопаток, стенки которых при сборке лопаток в группы образуют сопловые каналы.

Изготовление группы сопел в виде цельной отливки затрудняет их обработку, и при такой конструкции нельзя получить достаточно гладкой поверхности и достаточно точного, в соответствии с расчетом, профиля сопла. Гораздо более целесообразным является способ составления сопловых сегментов из отдельных фрезерованных лопаток. Этот способ допускает совершенно точную обработку поверхностей на фрезерном станке.

Образование каналов путем заливки лопаток в тело направляющих дисков применяется во многих конструкциях. При этом лопатки либо непосредственно заливаются в тело диафрагмы, либо в особые сегменты, которые затем приклепываются к диафрагме.

Направляющие лопатки реактивных турбин по своей конструкции и способу укрепления мало отличаются от рабочих лопаток. Однако они не являются столь ответственной деталью, так как не подвержены действию центробежной силы. То же относится и к направляющим лопаткам активных турбин со ступенями скорости.

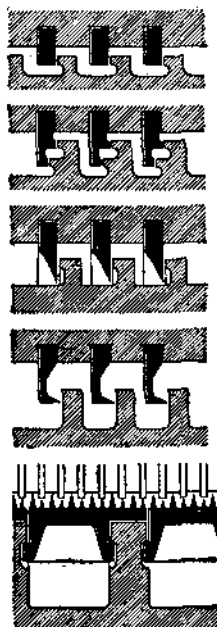
§ 25. Уплотнения. Пропуски пара в зазорах между движущимися и неподвижными частями турбины (зазоры между рабочими лопатками и статором, неплотности между отдельными камерами активных турбин, зазоры между корпусом и валом), в числе других потерь понижающие КПД турбины, стараются свести к возможному минимуму при помощи устройства различного рода уплотнений (сальников). Существует три основных вида уплотнений: лабиринтовое уплотнение, которое является наиболее распространенным, уплотнение угольными кольцами и водяное уплотнение.

Уплотнение со стороны высокого давления должно препятствовать просачиванию пара из первой ступени турбины в атмосферу. Уплотнение со стороны конденсатора должно, наоборот, препятствовать проникновению атмосферного воздуха в выпускной патрубок турбины и в конденсатор; уплотнение стороны низкого давления особенно важно, так как проникновение воздуха в конденсатор снижает вакуум и нарушает правильную работу турбины.

Принцип устройства лабиринтового уплотнения состоит в торможении пара при проходе через последовательный ряд узких щелей и камер (лабиринтов), чередующихся между собой. Узкая щель играет роль сопла, в ней развивается скорость за счет понижения давления протекающего пара. В следующей за щелью камере полученная скорость уничтожается вследствие вихревых движений. С несколько пониженным давлением пар поступает во

вторую щель и т. д. В последнем лабиринте пар имеет уже значительно пониженное давление, так как число лабиринтов велико (несколько десятков) и утечка пара наружу становится небольшой.

Конструкция лабиринтового сальника состоит в следующем. На вал насаживается букса с выточенными на ней кольцевыми канавками. В корпус сальника, составляющего одно целое с корпусом турбины, вставлены остроконечные кольца. Между гребешками на валу и этими кольцами остаются очень узкие щели, через которые и просачивается пар, постепенно теряя свое давление (фиг. 14).



Фиг. 14. Типы лабиринтовых уплотнений.

Пар, просочившийся через сальник, отводится по трубке в машинное помещение. Легкая струйка пара, выходящая из вестовой (отводной) трубки, указывает на нормальную работу сальника.

Лабиринтовые уплотнения работают без трения, так как неподвижные и вращающиеся гребни не соприкасаются между собой. Края гребней делаются тонкими и при случайном соприкосновении быстро стираются.

Гребни в сальниках изготавливаются из бронзы, латуни или меди. На буксу кольца навинчиваются или надеваются в горячем состоянии. Корпус сальника, состоящий из двух частей, соединяется болтами. Зазоры в лабиринтах обычно составляют 0,2—0,3 мм.

Таким образом со стороны высокого давления турбины пар просачивается через сальник изнутри корпуса в атмосферу. Иначе обстоит дело со стороны низкого давления, если турбина работает на конденсацию. Здесь, в последних ступенях турбины, имеется вакуум, и воздух из окружающей среды с атмосферным давлением стремится проникнуть внутрь турбины. Чтобы воспрепятствовать этому, к середине лабиринтового уплотнения подводят пар, под давлением несколько большим атмосферного. Часть этого пара просачивается через лабиринт в атмосферу, другая же часть засасывается в конденсатор, где конденсируется вместе со всей массой пара, поступающей из турбины. Этот способ совершенно исключает возможность проникновения через сальник воздуха в конденсатор.

Пар в этот сальник подводится обычно из сальника высокого давления. Если давление пара по выходе из такового не имеет нужного давления, то сальник низкого давления уплотняется свежим редуцированным паром. При малых нагрузках турбины, а также при пуске ее в ход, давление в первых ступенях турбины может

быть ниже атмосферного; в этом случае сальник высокого давления также уплотняется свежим редуцированным паром.

Кроме наружных уплотнений вала лабиринтовыми уплотнениями снабжаются направляющие диски активных турбин, лопатки и разгрузочные поршни реактивных турбин. Разница давлений между отдельными ступенями внутри турбины значительно меньше, чем в наружных сальниках, и поэтому направляющие диски снабжаются значительно меньшим количеством уплотняющих гребней. Уплотнения лопаток реактивных турбин достигаются при помощи заостренных выступов скрепляющих бандажей. Уравновешивающие поршни также снабжаются уплотнениями, которые называют думми с а м и. Пар из лабиринтов уравновешивающих поршней ввиду значительного количества этого пара (в соответствии с большим диаметром поршней) отводится в промежуточные ступени турбины.

Уплотнения угольными кольцами могут применяться при не слишком высоких давлениях пара. Такие уплотнения имеют гораздо меньшее число камер и состоят из ряда разрезных графитово-угольных колец, которые сжимаются снаружи пружиной и плотно охватывают вал. Благодаря особым свойствам графита эти кольца не требуют смазки и работают почти без трения. Угольные кольца употребляются преимущественно для наружных сальников турбины, но некоторые фирмы, как например Эльзасское о-во механических конструкций, применяют угольные кольца также для уплотнений направляющих дисков.

Сальники с водяными уплотнениями обеспечивают полную герметичность и основаны на действии центробежной силы. При вращении турбины вода, подводимая к центру специального лопастного колеса, насаженного на вал, отбрасывается к его окружности и образует вокруг вала непроницаемый кольцевой слой воды. Водяное уплотнение требует известной затраты энергии турбины и обычно соединяется с лабиринтовым уплотнением, заменяя последнюю камеру такового.

§ 26. Подшипники. Подшипники паровой турбины нагружены весом ротора, к которому присоединяется действие неуравновешенных центробежных сил, не поддающихся точному определению. Благодаря значительной величине этих сил и большому числу оборотов, подшипники являются очень ответственной деталью турбины, что требует особенно надежных конструкций.

Размеры подшипников должны быть таковы, чтобы удельное давление на вкладыши не превышало 3 кг/см^2 при кольцевой смазке и $7,5 \text{ кг/см}^2$ при смазке под давлением. Между цапфой вала и поверхностью вкладыша всегда должен находиться слой масла, чтобы возможность трения металла о металл была совершенно исключена. Тепло, развивающееся в подшипнике, должно отводиться путем надлежащего охлаждения подшипника. Для удовлетворения указанных требований смазка турбинных подшипников в большин-

стве случаев производится под давлением, при помощи специального масляного насоса. Только в мелких турбинах устраивается кольцевая смазка, обычная для поршневых машин и трансмиссий.

По своему назначению подшипники паровых турбин делятся на опорные и упорные. Опорные подшипники воспринимают на себя вес движущихся частей турбины и связаны с фундаментной плитой (задний — наглухо, а передний подшипник может перемещаться в осевом направлении при расширении ротора). Упорный подшипник должен препятствовать осевому сдвигу ротора, причем сдвигающие усилия, как известно из предыдущего, особенно велики в реактивных турбинах. Кроме того упорный подшипник имеет приспособление для точной установки ротора относительно неподвижных частей турбины.

Опорные подшипники состоят из вкладышей, корпуса, составляющего одно целое с опорой и иногда отлитого вместе с корпусом турбины, и крышки. Тело подшипника отливается из чугуна, а вкладыши обычно также из чугуна с баббитовой заливкой.

По конструкции опорные подшипники бывают жесткие и самоустанавливающиеся.

Жесткие подшипники с неподвижными вкладышами применяются главным образом в мелких турбинах и в тех случаях, когда небольшая длина вала не дает оснований предполагать более или менее значительного прогиба его.

При известном прогибе вала в подшипнике могут возникнуть вредные добавочные напряжения.

В большинстве случаев употребляют так называемые самоустанавливающиеся подшипники, вкладыши которых с наружной стороны имеют шаровую обточку; гнездо вкладыша имеет такую же форму, благодаря чему при небольших отклонениях оси вала от среднего положения вкладыш может свободно поворачиваться в своем гнезде.

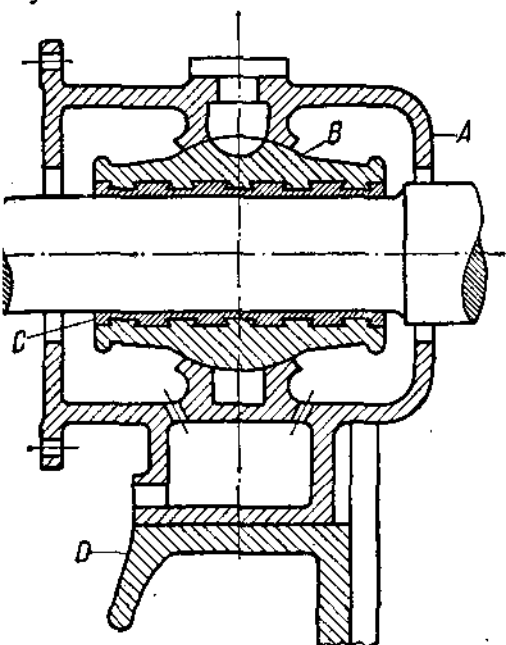
На фиг. 15 изображен передний подшипник с шаровым вкладышем турбины АЭГ. *А* — корпус подшипника, *В* — вкладыш, *С* — баббитовая заливка, *Д* — опора подшипника.

Упорные подшипники. Наиболее распространенными типами являются гребенчатый подшипник, применяемый в настоящее время преимущественно в активных турбинах с небольшим осевым давлением, и подшипник Мичелля, имеющий особенное значение для реактивных турбин, причем в последнее время таковые часто строятся без разгрузочных поршней, так что все осевые усилия воспринимаются упорным подшипником. Конструкции упорных подшипников (так же как и опорных) можно проследить на приведенных ниже разрезах некоторых типичных конструкций турбин.

Гребенчатый подшипник состоит из ряда гребешков, выточенных на цапфе вала (эта часть вала делается сменной). Бронзовый

вкладыш подшипника, охлаждаемый маслом, имеет соответствующие кольцевые канавки (фиг. 16).

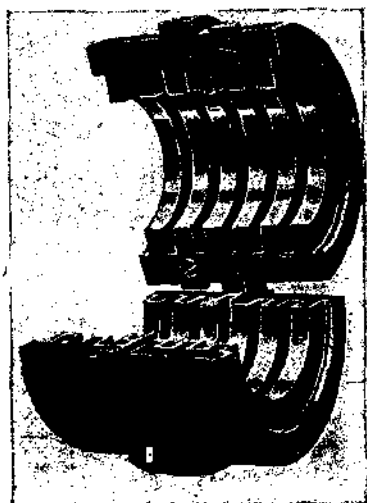
В основе конструкции упорного подшипника Мичелля использован принцип Рейнольдса (Reynolds). По теории Рейнольдса наилучшее распределение смазки в подшипнике достигается при условии, если трущиеся поверхности (шейки вала и вкладышей) не параллельны между собой, а оставляют некоторый (очень малый) угол. В соответствии с этим вкладыши подшипника Мичелля делаются не цельными, а из нескольких отдельных частей, которые благодаря осо-



Фиг. 15. Опорный подшипник АЭГ.

А — Корпус подшипника, В — вкладыш, С — баббитовая заливка, D — опора подшипника.

благодаря осо-



Фиг. 16. Вкладыш гребенчатого упорного подшипника турбины Метрополитен-Виккерс.

бой форме их, могут слегка повертываться около своей оси, обуславливая этим автоматическое захватывание масла между трущимися частями. Упорные подшипники Мичелля иногда комбинируются с опорными подшипниками.

§ 27. Фундаментная плита. Фундаменты. Фундаментная плита. Турбина и соединенный с ней электрический генератор имеют общую плиту, причем очень часто плита имеется только под генератором и выпускным патрубком турбины, передний же подшипник устанавливается на отдельной подушке. При этом под частью высокого давления турбины остается свободное пространство. В некоторых конструкциях фундаментная плита представляет

собой резервуар для масла, откуда масло поступает к подшипникам и регулирующим органам турбины.

Фундаменты паровых турбин обычно устраиваются из железобетона. В Америке фундаменты иногда выполняются в виде клепаных железных конструкций, но такие фундаменты сравнительно дороги. Отсутствие в турбине попеременно-возвратно движущихся частей позволяет делать турбинные фундаменты значительно более легкой конструкции, чем фундаменты поршневых машин. В общих чертах фундамент турбогенератора состоит из верхней рамы, на которую кладется фундаментная плита. При помощи ряда стоек рама опирается на толстую железобетонную плиту. В пустом пространстве между стойками фундамента может быть помещен конденсатор.

§ 28. Масляное хозяйство. Масло в паровых турбинах должно подаваться к регулирующему механизму и для смазки подшипников и других трущихся частей машины. О роли масла в системе регулирования турбины будет подробно сказано в следующей главе, пока же отметим, что для этой цели требуется масло довольно высокого давления, обычно от 3 до 6 *атм*. Давление масла, поступающего в подшипники, составляет 1,2—2 *атм*.

Масло подается специальным зубчатым насосом, причем практикуется два способа. По первому способу масло подается одним общим насосом под давлением 3—6 *атм* и к регулирующему механизму турбины, и к подшипникам, но перед поступлением в подшипники его давление понижается при помощи редукционного клапана. При втором способе имеется два отдельных насоса: высокого давления — для регулирования и низкого давления — для смазки подшипников. Оба насоса обычно заключены в одном кожухе.

Устройство зубчатого масляного насоса очень несложно: он состоит из двух шестерен, заключенных в чугунном корпусе и вращающихся в разные стороны. Одна из шестерен приводится в движение от вала турбины и передает вращение другой шестерне. При вращении шестерен во входном патрубке насоса образуется некоторое разрежение, масло втягивается в корпус насоса, захватывается впадинами зубцов и выталкивается с другой стороны в нагнетательный патрубок. Давление масла в насосе регулируется предохранительным клапаном с пружиной. Масляный насос, расположенный чаще всего на валу регулятора, делает обычно 300—400 об/мин.

Масляная коммуникация турбины представляет собой замкнутую систему. Масло, отработавшее в подшипниках, стекает в резервуар, откуда через фильтрующие сетки снова засасывается насосом. Так как масло служит не только для смазки, но еще для отвода теплоты трения, развивающейся в подшипниках, оно должно быть охлаждено, прежде чем снова поступить в подшипники. Для этой

цели перед масляным насосом или после него ставится маслоохладитель. Последний представляет собой змеевик, заключенный в резервуар с маслом. По змеевику протекает охлаждающая вода. В некоторых случаях для охлаждения масла используется конденсат из конденсатора турбины. Температура масла перед поступлением в подшипники составляет около 40° , при выходе из них $60-70^{\circ}$. Масло для смазки турбин должно употребляться самого высокого качества. На рынке оно носит название турбинного масла.

В процессе работы масло постепенно загрязняется и должно быть заменяемо свежим маслом. Масло хорошего качества при надлежащей фильтрации может работать в турбине несколько лет с пополнением только убыли на утечку.

Описанная система циркуляционной смазки применяется в средних и крупных турбинах. В мелких турбинах применяется обыкновенная кольцевая смазка, т. е. при помощи колец, свободно висящих на валу в коробке подшипника, в нижнюю часть которой налито масло.

Для заполнения маслом масляной коммуникации турбины перед пуском последней в ход необходим вспомогательный масляный насос, так как главный насос, приводимый в движение от вала турбины, в это время не работает. Кроме того вспомогательный насос в случае надобности может быть пущен и во время работы турбины.

Вспомогательный насос бывает обычного типа Вортингтона или же центробежный, приводимый в движение специальной одноступенчатой паровой турбиной.

ГЛАВА V.

РЕГУЛИРОВАНИЕ.

§ 29. Принципы регулирования. Задача регулирующего устройства паровой турбины состоит в поддержании постоянного числа оборотов агрегата. Во время работы турбины нагрузка ее в зависимости от условий эксплуатации может колебаться в более или менее значительных пределах; кроме того в известной степени и качество пара, подводимого к турбине из котельной, не остается постоянным: колеблется начальное давление и температура пара. При отсутствии регулирующего приспособления и внезапном падении нагрузки, число оборотов турбины сильно повысилось бы, и связанное с этим быстрое возрастание напряжений во вращающихся частях турбины привело бы к серьезной аварии. С другой стороны, во многих случаях связанные с турбиной механизмы (например электрические генераторы) не допускают сильных колебаний числа оборотов машины — двигателя¹. В силу вышесказанного турбины должны снабжаться достаточно точными и надежными регулирующими устройствами.

Конструктивное выполнение регулирования паровых турбин отличается большим разнообразием, каждая турбостроительная фирма имеет свои оригинальные конструкции, но как мы увидим ниже, принципиальные схемы регулирования могут быть сведены к сравнительно небольшому числу образцов. Схематический обзор распространенных в настоящее время систем регулирования дан ниже, пока же обратимся к рассмотрению основных принципов регулирования турбин.

Регулирующее устройство паровой турбины состоит из трех основных частей — регулятора, парораспределительных органов и и передаточного механизма для воздействия регулятора на парораспределение.

Регулирование турбины производится по одному из следующих принципов:

- 1) путем дросселирования (матия) поступающего пара (качественное регулирование — изменение качества пара);
- 2) путем изменения количества поступающего пара;

¹ Обычно допускается повышение числа оборотов на 5—10% против нормального.

3) комбинированием первого и второго способов, причем грубое регулирование осуществляется при помощи включения и выключения целых групп сопел, каждая из которых связана с отдельным паровпускным клапаном, а более тонкое регулирование в промежутках между включением отдельных клапанов достигается дросселированием пара одним из групповых клапанов.

Распространенными являются первый и третий способы. Второй способ в чистом виде встречается только у маломощных турбин „электра“ с радиальным подводом пара.

Как качественное регулирование. При дросселировании поступающего в турбину пара его начальное теплосодержание остается постоянным, давление перед поступлением в сопла понижается и теплосодержание пара по выходе из сопла увеличивается при неизменном давлении за соплами. Таким образом располагаемый перепад тепла становится меньше (теплосодержание пара перед соплами неизменно, теплосодержание при выходе из сопла увеличилось), за счет чего понижаются абсолютная скорость истечения пара на лопатки и мощность, создаваемая турбиной. При увеличении нагрузки и снижении числа оборотов дросселирование пара ослабляется и увеличение теплового перепада вызывает повышение мощности¹.

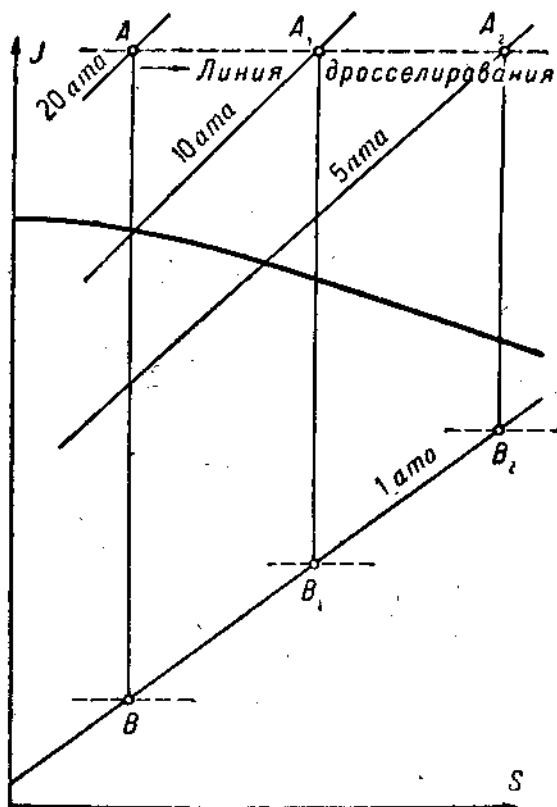
Принцип дросселирования пара легко уяснить из IS -диаграммы. Так как при дросселировании давление пара понижается, а теплосодержание его остается постоянным, процесс дросселирования изображается на IS -диаграмме горизонтальной линией. Как мы уже знаем, тепловой процесс в сопле турбины изображается на IS -диаграмме отрезком вертикальной прямой между линиями начального и конечного давления расширения. Если мы будем двигаться на диаграмме по горизонтали вправо, то при постоянном давлении за соплом располагаемый теплотой перепад будет все время уменьшаться (фиг. 17).

Дроссельный клапан выполняется двухседельным и при нормальной нагрузке турбины полностью открыт. При уменьшении нагрузки клапан начинает постепенно прикрываться и дросселировать пар, в результате чего происходит снижение мощности турбины. При перегрузке дальнейший подъем шпинделя клапана вызывает постепенное открытие связанного с ним рычажной передачей спе-

¹ Не следует смешивать понятий „нагрузка“ и „мощность“ турбины. Под нагрузкой подразумевается то количество единиц мощности, которое требуют в данный момент потребители мощности, связанные с двигателем или с группой двигателей. Термином „мощность“ обозначают то количество единиц мощности, которое вырабатывает двигатель. Разумеется, для правильной работы силовой установки необходимо строгое соответствие нагрузки и мощности, в противном случае возможна авария. На регулирующее устройство возлагается задача выравнивания мощности двигателя в соответствии с нагрузкой.

циального перегрузочного клапана, который выпускает свежий пар в одну из промежуточных ступеней турбины.

Количественное регулирование. Как уже говорилось, чисто количественное регулирование обычно не применяется (за исключением турбин „электра“). В больших агрегатах устраивают смешанное качественно-количественное регулирование, которое обычно и называют просто количественным.



Фиг. 17. Изменение адиабатического перепада тепла при дросселировании пара.

турбины. Открываясь по мере увеличения нагрузки, этот второй клапан дросселирует пар. При полном открытии клапана пар не дросселируется. В это время все остальные клапаны (число их может быть различно в зависимости от конструкции данной фирмы) закрыты. В случае надобности они открываются последовательно один за другим, аналогично предыдущему. Последний клапан служит для перегрузки.

Теоретически, количественное (смешанное) регулирование выгоднее чисто дроссельного, так как при первом способе полностью

В большинстве случаев последний тип регулирования состоит из большого клапана, пропускающего главную массу пара и дросселирующего этот пар при изменении нагрузки от 0 до некоторой частичной нагрузки. Когда главный клапан полностью открыт, посредством привода от этого клапана, или непосредственно от регулятора, начинает открываться один из малых клапанов, каждый из которых предназначен для покрытия некоторой небольшой части полной нагрузки

используется располагаемый тепловой перепад, не происходит столь значительного мятая пара, сильно повышающего его удельный расход (кг/квтч).

Регулятор безопасности. Кроме основного регулятора паровая турбина всегда снабжается так называемым „регулятором безопасности“. Обычно регулятор безопасности представляет собой отдельное от основного регулятора устройство; исключение могут составлять мелкие турбины, в которых, как например в однодисковой турбине Лаваля, роль регулятора безопасности играет особое приспособление, связанное с основным регулятором.

Регулятор безопасности предусматривается на случай какой-либо неисправности основного регулирующего устройства и служит для мгновенного прекращения впуска пара в турбину во избежание аварии.

Обычное устройство регулятора безопасности состоит в следующем. Маятниковые грузы с пружиной или кольцо, эксцентрично расположенное на валу главного регулятора или на валу турбины, при чрезмерном увеличении числа оборотов (на 5—15% против нормального) расцепляет храповое приспособление, связанное со стержнем стопорного клапана, который захлопывается под действием сильной пружины.

§ 30. Конструктивное осуществление регулирования. Регуляторы числа оборотов паровых турбин в большинстве случаев не отличаются от обычных скоростных регуляторов паровых машин и двигателей внутреннего сгорания и основаны на действии центробежной силы вращающихся масс¹. Такой регулятор состоит из регуляторного вала с подвешенными к нему на шарнирах двумя грузами шарообразной или иной формы. Регуляторный вал приводится во вращение от главного вала турбины посредством зубчатой передачи, а иногда представляет собой продолжение главного вала. Когда вал регулятора вращается, подвешенные к нему грузы под действием центробежной силы стремятся удалиться от оси вращения и при этом тянут за собой связанную с ними муфту регулятора.

Каждому определенному числу оборотов турбины соответствует совершенно определенная величина разбега грузов регулятора и свое положение муфты. Движения муфты регулятора передаются с помощью специального механизма парораспределительным органам турбины. Конструкций регуляторов существует большое количество. Касаться их здесь мы не будем.

Механизм, передающий парораспределительным органам движения муфты регулятора, составляет весьма важную и ответственную часть регулирования турбины.

¹ Исключение составляют пневматические регуляторы, основанные на действии сжатого воздуха. Эти регуляторы получили распространение в американской практике.

По конструкции передаточного механизма существующие системы регулирования разделяются на две основные группы: прямого действия и непрямого действия. При этом и в том, и в другом случае может быть применен как принцип качественного, так и принцип количественного регулирования.

В системе прямого действия регулятор непосредственно связан с парораспределительными органами (золотники или клапаны) посредством рычагов и тяг. Переставляющая сила регулятора непосредственно передается органам парораспределения.

Но, с одной стороны, чем меньшая переставляющая сила требуется от регулятора, тем больше его чувствительность, тем быстрее и точнее он отзывается на всякое изменение режима работы двигателя, а как мы знаем, турбина и связанный с нею электрический генератор требуют тонкой надежной регулировки. С другой стороны, особенно в крупных агрегатах, для перестановки парораспределения требуется значительное усилие.

Это противоречие устраняется применением системы регулирования непрямого действия. Заключается она в том, что регулятор связан не с парораспределительными органами, а с трубопроводом, наполненным маслом, которое подается специальным масляным насосом. Масло в трубопроводе находится постоянно под известным давлением; давление масла колеблется в известных пределах в зависимости от положения муфты регулятора. Открытие и закрытие парораспределительных органов происходит под давлением масла — при уменьшении нагрузки турбины давление масла понижается, клапаны прикрываются, при увеличении нагрузки — происходит обратное. Таким образом задача регулятора сводится к регулированию давления масла в маслопроводе. Такая система применяется фирмой Броун-Бовери (Brown Boveri Co).

В другой системе регулирования непрямого действия, наиболее распространенной, регулирование осуществляется не путем изменения давления в маслопроводе, а при помощи вспомогательного механизма, так называемого сервомотора, который передает движения муфты регулятора на шпindelь клапана. Движение поршня сервомотора происходит под давлением масла, распределением которого управляет специальный золотничок.

К указанным трем основным схемам передачи движения муфты регулятора и сводятся разнообразные конструкции, применяемые главнейшими турбостроительными фирмами, турбины которых имеют распространение в Европе и у нас в СССР.

Для лучшего уяснения работы регулирования рассмотрим каждую схему в отдельности на конструкциях Броун-Бовери, Эшер-Висс и мелких турбин типа Лавала.

§ 31. Регулирование прямого действия. Эта система регулирования применяется только в мелких турбинах. Постройкой турбин небольшой мощности занимаются очень многие фирмы,

например фирмы Лаваль, Мельмс и Пфенингер, АЭГ, Эшер-Висс и др.

Применяя в своих крупных агрегатах оригинальные системы регулирования, в мелких турбинах эти фирмы придерживаются чисто дроссельного регулирования с непосредственным воздействием регулятора на дроссель-клапан или золотник при помощи рычажной передачи. Включение отдельных групп сопел производится вручную при помощи специальных маховичков. Довольно типичным является регулирование турбины Лавала.

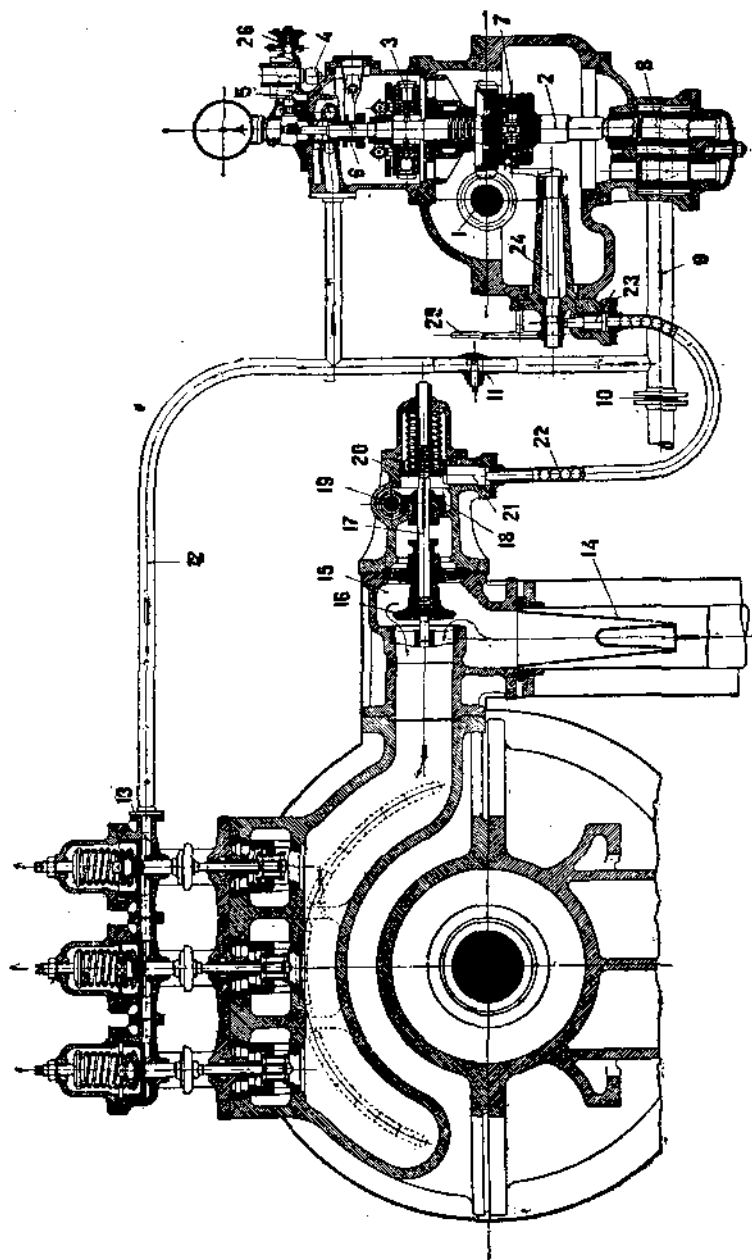
В случае увеличения числа оборотов турбины шары регулятора расходятся и приводят в действие связанную с регулятором систему рычагов, которая прикрывает дроссельный клапан. Вследствие торможения пара число оборотов турбины понижается, и грузы регулятора возвращаются в исходное положение.

Роль регулятора безопасности в турбине Лавала в случае работы на конденсацию играет особое приспособление, связанное с основным регулятором. При чрезмерном повышении числа оборотов турбины, особый поршень, находящийся под давлением сильной пружины, сдвигается, сжимает пружину и открывает клапан, впускающий воздух в корпус турбины. Впуск воздуха в турбину нарушает вакуум, господствующий за турбинным диском, и снижает число оборотов до нормального. При нормальном числе оборотов пружина препятствует сдвигу поршенька и воздушный клапан плотно закрыт.

§ 32. Количественное регулирование фирмы Броун-Бовери. На фиг. 18 изображено количественное регулирование фирмы Броун-Бовери. Регулирование осуществляется следующим образом.

Масло подается насосом 8 в общий маслопровод 9 при давлении около 4 *ата*. Отсюда часть масла, дросселируемая диафрагмой 10 до давления около 1,25 *ата*, идет на смазку подшипников. Другая часть подводится к клапану 11, посредством которого можно устанавливать давление масла, поступающего для регулирования. После клапана 11 поток масла разветвляется — часть подводится к клапанам турбины по трубе 12, другая часть поступает в кольцевое пространство 4 регуляторной колонки, откуда стекает в коробку регулятора. Муфта регулятора 6 передвигается под воздействием регулятора и в большей или меньшей степени прикрывает проход масла из кольцевой полости 4 в коробку регулятора. Клапаны количественного регулирования турбины находятся под воздействием пружин. Открытие клапанов производится давлением масла, поступающего из маслопровода 12 под поршни, связанные со шпинделями клапанов. На фиг. 18 изображено три клапана, но число их может быть и иное; в некоторых конструкциях оно доводится до пяти. В данном случае третий клапан служит для работы с перегрузкой. При нормальной работе открыты два клапана.

Предположим, что турбина работает с нормальной нагрузкой. Тогда два клапана открыты полностью. При уменьшении числа обо-



Фиг. 18. Регулирующий механизм турбины Броун-Бовери.

рогов (в связи с повышением нагрузки турбины) муфта регулятора поднимается, проход для масла из полости 4 в коробку регулятора суживается и давление в трубе 12 увеличивается. Вследствие увеличения давления масла на поршни начинает подниматься третий клапан, который был до сих пор закрыт, так как его пружина сильнее двух других. В связи с этим мощность турбины возрастает.

При увеличении числа оборотов, наоборот, муфта регулятора, опускаясь, расширяет сток масла из полости 4, давление в маслопроводе 12 падает и пружина второго клапана, сила которой теперь больше, чем давление масла под поршнем, начинает постепенно прикрывать клапан, дросселируя пар; количество поступающего пара также несколько уменьшается вследствие сужения сечения для прохода пара. Мощность турбины падает и восстанавливается нормальное число оборотов.

При колебаниях нагрузки турбины от полной до 25%, давление масла в системе колеблется примерно от 3 *ата* при полной нагрузке до 2 *ата* при $\frac{1}{4}$ нагрузки.

Регулятор безопасности в конструкции Броун-Бовери помещается на одном валу с главным регулятором и состоит из двух маятниковых грузов, находящихся под давлением сильных пружин. При чрезмерном увеличении числа оборотов турбины грузы расходятся, преодолевая силу пружин, и поворачивают валик 24. Поршень 23, ушко которого эксцентрично надето на валик 24, поднимается, шарики 22 перекачиваются вправо и освобождают защелку 21, которая удерживает в сжатом положении пружину стопорного клапана турбины. Пружина захлопывает стопорный клапан. Если турбину нужно пустить вновь, то стопорный клапан, который должен быть полностью открыт во время работы турбины, открывается вручную при помощи маховичка (не показанного на чертеже).

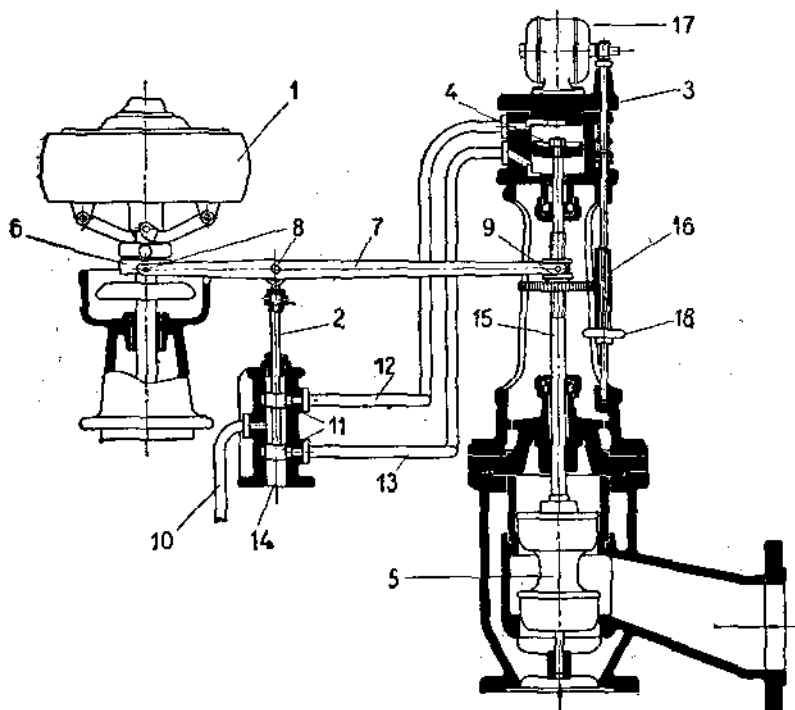
Описанную систему регулирования можно характеризовать как чисто масляную. В конструкциях некоторых других фирм применяется принцип сервомотора и вводятся рычажная передача, кулачные механизмы и пр.

§ 33. Дроссельное регулирование фирмы Эшер-Висс. Регулирование, применяемое фирмой Эшер-Висс, является типичным для турбин типа Целли (Zoelly) — активных турбин со ступенями давления. Принципы регулирования выясняются из фиг. 19¹.

При изменении числа оборотов центробежный регулятор 1 переставляет золотник 11, который открывает доступ маслу в один из маслопроводов 12 или 13, и масло, находящееся под давлением, поступает в одну из полостей цилиндра сервомотора (3 и 4). Под давлением масла поршень сервомотора передвигается и переставляет дроссельный клапан.

¹ Заимствована из книги С. М. Лосева, Паровые турбогенераторы. ГИЗ, Москва, 1930.

Как видно из чертежа, собственно сервомотор представляет собой цилиндр с плотно пригнанным поршнем и двумя каналами для подвода масла. Если масло поступает в верхнюю полость сервомотора по каналу 12, то из нижней полости по каналу 13 оно стекает к золотнику и удаляется в резервуар через отверстие 14. Цилиндр сервомотора расположен на одном штоке с дроссельным клапаном. Такое расположение сервомотора встречается очень часто.



Фиг. 19. Регулирование турбин Эшер-Висс.

При увеличении числа оборотов турбины, муфта регулятора 6 поднимается и поднимает левый конец рычага 7, шарнирно связанного с золотником и шпинделем клапана. Вращаясь около точки 9, рычаг передвигает вверх золотник 11, и, масло, подводимое по трубке 10, поступает через канал 12 в верхнюю полость сервомотора. Под давлением масла поршень опускается и прикрывает дроссельный клапан 5. Опускаясь, шпindel клапана тянет за собой рычаг 7, который вращается теперь около точки 6 и возвращает золотник 11 в его первоначальное среднее положение, когда оба канала 12 и 13 закрыты.

При уменьшении числа оборотов турбины муфта регулятора спустится и опустит золотник, открывая маслопровод 13. Масло

поступит в нижнюю полость сервомотора и произойдет подъем клапана, а золотник возвратится в свое среднее положение.

В турбинах типа Целли эта система регулирования применяется с незначительными конструктивными изменениями также фирмами MAN (Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg), Вумаг (Waggon und Maschinenbau A. G.), Эрликон (Швейцария), Эльзасским о-вом механических конструкций, английской и американской Джeneralь Электрик Компани. Качественное регулирование такого же типа применяется фирмой Парсонс для реактивных турбин.

Для работы турбины с перегрузкой служит специальный перегрузочный клапан; при открытом полностью дроссельном клапане он чаще всего приводится в движение посредством рычажной передачи от шпинделя последней.

Количественное регулирование турбин с применением принципа сервомотора в основном происходит вышеописанным образом, только передача от сервомотора к парораспределительным органам должна быть устроена так, чтобы осуществлялось последовательное включение в работу отдельных групп сопел. Все клапаны количественного регулирования турбины могут обслуживаться общим сервомотором обычной конструкции, последовательность же включения клапанов осуществляется при помощи кулачного распределения (АЭГ, Тиссен-Рёдер).

В других случаях принцип сервомотора применяется к каждому клапану в отдельности. Так например в конструкции завода Шкода (Scoda-Werke A. G.) при малых нагрузках турбины находится в действии дроссельный клапан, управляемый обычным образом при помощи сервомотора. От шпинделя дроссельного клапана посредством рычажной передачи приводится в движение валик с кулачными шайбами, которые последовательно приподнимают золотники, открывающие доступ масла к поршням клапанов.

Наконец распространенной является такая конструкция, когда дроссельный клапан, действующий при малых нагрузках турбины, управляет включением клапанов количественного регулирования (предназначенных для больших степеней нагрузки и для перегрузки) посредством системы рычагов.

ГЛАВА VI.

КОНДЕНСАЦИЯ.

§ 34. Сущность и цель конденсации. Конденсацией водяного пара называется переход его из газообразного состояния в капельно-жидкое. Приборы, в которых производится конденсация (или стужение) пара, называются конденсаторами или холодильниками. Последнее название часто встречается в старых сочинениях по паровым двигателям на русском языке; теперь оно почти не употребляется.

Конденсация пара осуществляется путем его охлаждения и представляет собой процесс обратный процессу парообразования. Для того чтобы получить из 1 кг воды 1 кг сухого насыщенного пара, нужно сообщить воде известное количество тепла. Чтобы сконденсировать сухой насыщенный пар в воду, нужно отнять у него тепло, затраченное на парообразование при том давлении, при котором происходит конденсация пара. Как в том, так и в другом случае весовое количество вещества остается постоянным, т. е. из 1 кг воды получается 1 кг пара и, наоборот, при конденсации из 1 кг пара получается 1 кг воды (так называемый конденсат). Для охлаждения пара в конденсаторе служит холодная вода (в некоторых редко применяющихся системах конденсаторов охладителем служит воздух).

Основная цель конденсации отработавшего в турбине пара состоит в создании по возможности низкого давления, или так называемого в а к у у м а, при выходе пара из турбины. Принцип получения глубокого вакуума в конденсаторе можно уяснить себе следующим образом.

Пусть некоторый сосуд А наполнен паром при атмосферном давлении, причем весь воздух из сосуда вытеснен и сосуд герметически закрыт. Если теперь станем каким-нибудь способом охлаждать сосуд, то весь пар, постепенно теряя скрытую теплоту парообразования, обратится в воду. Если сосуд был наполнен не насыщенным, а перегретым паром, то пар сначала потеряет теплоту перегрева, а затем конденсация будет происходить так же, как и в первом случае. Образовавшийся конденсат будет занимать в конденсаторе очень небольшой объем, так как удельный объем воды во много раз меньше удельного объема пара при том же давлении.

Так например при атмосферном давлении вода занимает в 1722 раза меньший объем, чем сухой насыщенный пар, а при давлении 0,05 *ата* — в 28 700 раз меньший объем.

Конденсат соберется в нижней части сосуда, а в пространстве над поверхностью воды установится давление близкое к нулю, или, иначе говоря, глубокий вакуум. Абсолютной пустоты получить нельзя, потому что в водяном паре всегда содержится некоторое количество воздуха, не конденсирующегося вместе с паром и обуславливающего некоторое небольшое давление в сосуде.

Если теперь соединить наш сосуд с паровой турбиной, то расширение пара в турбине будет происходить до давления в сосуде, но при этом необходимо, чтобы полученный в сосуде (конденсаторе) вакуум все время поддерживался. Для этого нужно непрерывно откачивать специальным насосом непрерывно образующийся конденсат, во вторых, отсасывать из конденсатора воздух. Новые порции воздуха приносятся в конденсатор вместе с паром; кроме того воздух проникает в конденсатор через неплотности. Воздушный насос, отсасывающий воздух из конденсатора, является очень важной частью конденсационной установки и от исправности его работы зависит нормальная работа конденсатора.

§ 35. Выгодность конденсации. В главе III приводилась формула абсолютного термического КПД турбины:

$$\eta_{oa} = \frac{i_1 - i_2}{i_1}.$$

Из этой формулы следует, что повышение абсолютного термического КПД турбины может быть достигнуто путем увеличения начального теплосодержания, иными словами повышения начального давления выпуска, от которого зависит величина конечного теплосодержания i_2 . Из рассмотрения iS -диаграммы получаем, что понижение давления выпуска, т. е. увеличение степени разрежения в конденсаторе, особенно сильно отзывается на возрастании η_{oa} , так как изменение теплосодержания пара в зависимости от давления идет значительно быстрее в области низких давлений, чем при высоких давлениях.

Таким образом, чем глубже вакуум в конденсаторе, тем выше абсолютный термический КПД турбины. Вместе с тем, чем больше будет тепловой перепад в турбине ($i_1 - i_2$), тем большее количество работы может совершить каждый кг пара, тем следовательно больше будет мощность турбины.

Из вышеизложенного следует, что с теоретической точки зрения всемерное углубление вакуума безусловно выгодно, так как повышает общую мощность турбины. Но в действительности углубление вакуума выгодно только до известного предела по следующим причинам.

Конденсационная установка обслуживается насосами, на приведение которых в действие затрачивается некоторая часть мощности турбины. Если общую мощность турбогенератора обозначим N_g , а мощность, затрачиваемую на конденсационные насосы — N_k , то полезная мощность, отданная в сеть, будет:

$$N'_s = N_g - N_k.$$

При углублении вакуума увеличивается не только общая мощность турбины, но сильно возрастает и мощность, затрачиваемая на конденсационные насосы, так как приходится увеличивать количество охлаждающей воды и мощность воздушного насоса. До некоторой величины разрежения в конденсаторе увеличение общей мощности установки идет быстрее, чем повышение мощности насосов, после же этого предела дальнейшее углубление вакуума становится невыгодным, так как общий выигрыш мощности быстро падает и в конце-концов сводится к нулю.

Кроме того с углублением вакуума возрастают требуемые размеры конденсатора и насосов, а следовательно возрастает их стоимость. Кроме того с углублением вакуума в некоторых случаях усложняется конструкция части низкого давления турбины.

Принимая во внимание вышесказанное, в практике обычно не идут ниже 0,04—0,05 ат абсолютного давления в конденсаторе, предельной же величиной следует считать $p_2 = 0,03 \div 0,025$ ата, т. е. вакуум 97—97,5 %.

§ 36. Классификация конденсаторов. Конденсационная установка состоит из следующих основных частей: 1) конденсатора, 2) насоса для подачи охлаждающей воды (циркуляционного насоса), 3) насоса для откачивания конденсата, 4) устройства для отсасывания воздуха, 5) двигателей для привода насосов, 6) устройства для вторичного охлаждения воды, если ее нет в достаточном количестве (градирни, охлаждающие пруды).

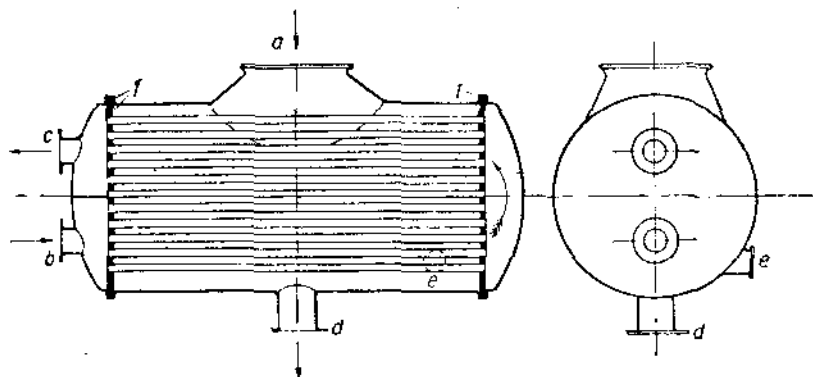
Существуют две основные системы конденсаторов: поверхностные и смешивающие. В поверхностных конденсаторах пар омывает снаружи систему тонких латунных трубок, по которым протекает охлаждающая вода. Входя в соприкосновение с холодной поверхностью трубок, пар конденсируется на этой поверхности и в виде капель стекает в нижнюю часть конденсатора, откуда отсасывается конденсатным насосом.

В конденсаторах смешения пар непосредственно, как показывает само название, входит в соприкосновение с охлаждающей водой и смесь конденсата и охлаждающей воды удаляется общим насосом. Конденсаторы смешения часто встречаются при поршневых паровых машинах; для паровых турбин почти исключительно применяются поверхностные конденсаторы, так как они более пригодны для получения глубокого вакуума, а кроме того конденсат паровых турбин, совершенно не загрязненный маслом,

обычно употребляется для питания паровых котлов и смешивать его с сырой водой, которая требует перед подачей в котлы еще специальной очистки, нецелесообразно, тем более, что при кратности охлаждения 60—80 кг охлаждающей воды на 1 кг пара количество конденсата в питательной воде составляло бы только 1,5%.

В некоторых случаях (в небольших установках, при отсутствии достаточного количества охлаждающей воды) применяются испарительные и атмосферные конденсаторы, в которых пар проходит по трубкам, омываемым снаружи воздухом. Конденсация осуществляется отчасти за счет испарения воды, которой дают стекать по трубкам, частью же под охлаждающим влиянием циркулирующего между трубками воздуха. Эти конденсаторы помещаются на открытом воздухе.

§ 37. Устройство поверхностных конденсаторов. Поверхностный конденсатор изображен схематически на фиг. 20. Он представляет



Фиг. 20. Схема поверхностного конденсатора.

собой цилиндрический сосуд с двумя крышками. Внутри помещаются тонкие лагунные трубки, концы которых закреплены в двух трубных досках *f*. Отработавший пар из турбины поступает в патрубок *a* и омывает снаружи трубки, по которым протекает охлаждающая вода. Конденсат, образующийся на поверхности трубок, стекает в нижнюю часть конденсатора и отсасывается конденсатным насосом через патрубок *d*. Охлаждающая вода поступает в нижние ряды трубок (левая камера на чертеже разделена перегородкой) и, пройдя по ним в правую камеру, направляется по верхним трубкам в обратную сторону и удаляется через патрубок *c*. Таким образом по этой схеме вода делает в конденсаторе два хода. В зависимости от числа ходов воды, конденсаторы бывают двухходовыми, трехходовыми и т. п. В последнее время в Америке стали строить одноходовые конденсаторы, в которых охлаждающая вода входит

с одного конца и не делая поворотов выходит с другого конца конденсатора.

Воздух, попадающий в конденсатор, отсасывается воздушным насосом в наиболее холодной части конденсатора через патрубок *г*.

Существует большое количество различных конструкций поверхностных конденсаторов. Общие принципы их работы одни и те же и они отличаются друг от друга только расположением и числом трубок, числом ходов воды, способом подвода и распределения пара внутри конденсатора, формой корпуса, способом укрепления трубок и наконец основными размерами и выполнением деталей.

Основными требованиями при конструировании поверхностных конденсаторов являются следующие:

1) при входе в конденсатор пар должен встречать по возможности большую охлаждающую поверхность трубок;

2) расположение трубок должно быть таково, чтобы поверхность их возможно меньше обволакивалась конденсатом. Эти два фактора оказывают большое влияние на интенсивность передачи тепла от конденсирующегося пара к охлаждающей воде;

3) весь путь пара в конденсаторе должен быть не слишком длинным, так как при наличии длинного пути для пара, иначе говоря, большого сопротивления конденсатора, в нем получается довольно большое падение давления и следовательно потеря вакуума, так как часть общего перепада давления турбинной установки затрачивается на преодоление вредных сопротивлений.

Исходя из приведенных соображений, паровой патрубок по отношению к корпусу конденсатора делается больших размеров; поэтому предпочтительны короткие конденсаторы с большим диаметром. Трубки во многих новейших конструкциях конденсаторов располагаются по системе, предложенной французским инж. Жинаба (Ginabat), по углам параллелограмов, наклоненных под некоторым углом к горизонту. При таком расположении конденсатом обволакивается только около одной трети поверхности каждой трубки, остальная же поверхность остается сухой и передача тепла от пара к воде улучшается.

Во время работы конденсатора трубки его с течением времени покрываются изнутри илистыми отложениями, которые приносит с собой охлаждающая вода; последняя поступает в конденсатор обычно прямо из реки в неочищенном виде. Вследствие громадных количеств охлаждающей воды, особенно при крупных турбинах, предварительная очистка воды перед подачей в конденсатор не производится. Практикуется только грубая механическая очистка при помощи сеток, решеток и т. п. Поэтому внутренняя поверхность трубок конденсатора должна периодически очищаться от грязи. При продолжительном пребывании внутри трубок грязь образует на них твердую кору, удаление которой представляет уже большие

трудности. Чистка трубок производится при помощи специальных щеток или промыванием сильной струей воды.

Во избежание полной остановки конденсатора во время чистки многие фирмы делают водяные камеры конденсатора на несколько отделений, которые дают возможность выключать часть трубок. По остающимся в работе трубкам вода протекает с увеличенной скоростью и удаляет образовавшиеся в них осадки. Такую промывку следует делать ежедневно.

Чтобы понизить количество пара, отсасываемое воздушным насосом вместе с воздухом, а также уменьшить удельный объем воздуха, удаляемого из конденсатора, что связано с уменьшением объемной производительности воздушного насоса, современные конденсаторы обязательно снабжаются воздухоохладителем.

Воздухоохладитель образуется перегородкой в нижней части конденсатора, отделяющей некоторую часть трубок. Перед поступлением в патрубок воздушного насоса воздух проходит через охладитель; при этом объем воздуха уменьшается и из него выпадает некоторое количество конденсата.

Для устройства охладителя выделяется от 5 до 8% всего количества трубок. Иногда воздухоохладитель устраивается в виде отдельного прибора, расположенного рядом с конденсатором.

§ 38. Детали конденсаторов. Патрубок турбины соединяется с патрубком конденсатора таким образом, чтобы дать возможность свободного удлинения и того, и другого при нагревании. С этой целью применяются сальники с мягкой набивкой и водяным уплотнением или же патрубок конденсатора выполняется из волнистой медной трубы, упругостью которой компенсируются могущие быть температурные удлинения патрубков. Этот простейший вид компенсатора особенно удобен, так как не требует ухода.

В турбинах небольшой и средней мощности патрубок конденсатора снабжается шибером для переключения турбины в случае необходимости на работу в атмосферу. При этом отключенный конденсатор доступен для осмотра, чистки или ремонта. В крупных установках шибера не делают ввиду громоздкости такого устройства.

Экономичность работы конденсатора понижается с увеличением его размеров. Поэтому в крупных агрегатах ставят часто два конденсатора меньших размеров, а турбина имеет два конденсационных патрубка.

Корпус конденсатора отливается из чугуна или склепывается из железных листов. Водяные камеры и боковые крышки отливаются из чугуна. В больших конденсаторах крышки снабжаются люками для осмотра трубок; крышки ставятся на болтах и для чистки трубок снимаются (в больших конденсаторах они подвешиваются на блоках к балкам и откатываются в сторону). Трубные доски, обычно железные, имеют толщину 20—30 мм. Скрепление трубных досок и водяных камер с корпусом делается на болтах таким образом,

чтобы был возможен отъем камер не нарушая соединения досок с корпусом

Трубки изготавливаются из латуни (70% меди и 30% цинка) диаметром в свету от 15 до 35 мм (обычно 20—25 мм). Толщина стенок трубок — от 1 до 1½ мм. С одной стороны трубки развальцовываются в трубной доске, с другой стороны, для возможности свободного удлинения от нагревания, применяются сальники с хлопчатобумажной набивкой или специальными прокладочными кольцами. Иногда в больших конденсаторах трубки развальцовываются с обеих сторон, но одна из трубных досок присоединяется к корпусу таким образом, что имеет возможность некоторого перемещения. Это специальное устройство создает возможность компенсации температурных удлинений трубок.

Длина трубок конденсатора в зависимости от его размеров и конструкции доходит до 6 м. Если длина трубок превышает их диаметр более чем в 100 раз, ставятся специальные поддерживающие перегородки из листового железа.

Конденсатор устанавливается на фундаменте, причем одна из опор делается подвижной для возможности температурных удлинений корпуса.

§ 39. Насосы. Вспомогательные механизмы конденсационной установки состоят из насосов для охлаждающей воды для откачивания конденсата и для удаления воздуха двигателей, приводящих в движение и иногда устройства для обратного охлаждения воды.

В качестве двигателей в конденсационных установках обычно применяются электромоторы или (в некоторых крупных установках) небольшие паровые турбины. Обычно все насосы устанавливаются на одной общей плите и приводятся одним мотором.

Насос для подачи охлаждающей воды, называемый также циркуляционным насосом, и насос для конденсата чаще всего бывают центробежного типа. Поршневые насосы можно встретить только в некоторых старых установках, а также при поршневых паровых машинах со смешивающей конденсацией.

Насосы для циркуляционной воды и конденсата. Центробежный насос состоит из одного или нескольких колес с изогнутыми лопатками по окружности, заключенных в чугунный корпус. При вращении колес вода засасывается в корпус из подающей трубы и с известной скоростью, сообщенной ей движущимися лопатками насоса, удаляется в выходной канал, расширяющийся к выходу и в виде спирали окружающий корпус. Этот канал носит название улитки. Благодаря постепенному увеличению выходного сечения улитка работает, как диффузор, частично превращая скорость воды в давление, так что вода выходит из насоса с известным напором.

В конденсационных установках требуется сравнительно небольшой напор воды и поэтому конденсационные центробежные насосы выполняются с небольшим числом рабочих колес. Циркуляционный

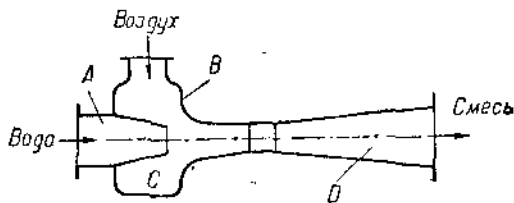
насос состоит либо из одного колеса, либо в крупных установках из нескольких параллельно работающих колес в соответствии с большими количествами подаваемой воды.

Конденсатный насос в общих чертах выполняется так же, как циркуляционный, причем особое внимание должно быть обращено на уплотнения вала насоса, так как засасывание воздуха в корпус насоса может повлечь нарушение его работы и затопление конденсатора. Уплотнения обычно делают водяные, подводя воду к сальникам из напорной линии или непосредственно от рабочего колеса самого насоса.

Если конденсатный насос подает конденсат непосредственно в котлы, то он делается многоступенчатым, высокого давления. Конденсатный насос ставится ниже уровня воды в конденсаторе по крайней мере на 0,8 м в связи с тем, что он должен откачивать горячую воду с температурой 30—40° Ц из пространства с глубоким вакуумом.

Устройство для отсасывания воздуха. Для отсасывания воздуха из конденсатора применяются водоструйные воздушные насосы и пароструйные или водоструйные эжекторы.

Простейший водоструйный прибор для отсасывания воздуха (фиг. 21) состоит из водяного сопла А, вставленного в корпус эжектора В, кольцевого пространства С между соплом и корпусом и расширяющейся



Фиг. 21. Схема водоструйного насоса.

конической трубы — диффузора D. Вода, подаваемая в сопло А под некоторым напором, оказывает всасывающее действие на воздух, поступающий в кольцевое пространство С, и в смеси с водой удаляющийся через диффузор D. Благодаря действию диффузора скорость потока смеси преобразуется в давление, достигающее в выходном сечении атмосферного давления, или даже несколько выше, тогда как внутри прибора имеется вакуум. Таким образом диффузор делает возможным удаление смеси воды и воздуха из прибора. Пар, в некотором количестве попадающий в отсасываемый из конденсатора воздух, конденсируется в эжекторе.

Подобным же образом работает водоструйный насос. В этих насосах вода получает необходимое ускорение в самом насосе (в отличие от эжектора, в который вода поступает с ранее приобретенным ускорением). В наиболее распространенном насосе такого типа — системы Вестингауз-Леблана вода из внутренней кольцевой полости насоса попадает на лопатки вращающегося колеса, которое сообщает струйкам воды значительное ускорение.

Вода разбивается на отдельные струи лопатками особого устройства, захватывает воздух, подводимый к колесу, и увлекает его в диффузор.

Пароструйные приборы, особенно распространенные в современных установках, по принципу работы сходны с вышеописанными. Пароструйный эжектор состоит из расширяющегося парового сопла, кольцевого пространства вокруг него для засасывания воздуха и диффузора для удаления смеси. Расширяясь в сопле до давления в конденсаторе, или несколько ниже его, пар приобретает большую скорость и, увлекая с собой частицы воздуха, удаляется через диффузор. Опыт показал, что при одном сопле нельзя получить высокого вакуума. Поэтому для достижения такового в настоящее время применяют двух- или иногда трехступенчатые эжекторы, каждая ступень которых питается отдельно свежим паром. Между ступенями эжектора ставят часто специальный конденсатор для конденсации пара, поступающего из предыдущей ступени вместе с воздухом. В таком случае в следующую ступень поступает только воздух, который подвергается дальнейшему сжатию. Так как при этом не приходится сжимать пара, поступившего в предыдущую ступень, то применением промежуточного конденсатора достигается экономия в расходе пара на эжектор.

Затрата энергии на привод конденсационных насосов составляет обычно около 2% от мощности главной турбины. При работе с вторичным охлаждением воды, требующим большей величины напора, расход энергии достигает 3%. В небольших установках этот расход выше (до 10%). Большая часть этого расхода падает на циркуляционный насос.

§ 40. Основные соотношения в работе конденсатора. Работа конденсатора в значительной степени зависит от его конструкции (способа повода и распределения пара, расположения трубок и пр.) и размеров. Удачной конструкцией конденсатора достигается более интенсивная передача тепла от пара к воде, улучшается коэффициент теплопередачи конденсатора. Под коэффициентом теплопередачи понимают количество тепла в калориях, переданное паром охлаждающей воде через поверхность охлаждающих трубок в 1 м² за 1 час при разности температур пара и воды в 1° Ц. Величина коэффициента теплопередачи для разных конденсаторов и при различных условиях их работы колеблется довольно сильно. При расчетах конденсаторов его принимают обычно от 1 500 до 3 000 кал/м² час ° Ц.

При работе существующей конденсационной установки вакуум, получаемый в конденсаторе, зависит от количества и температуры охлаждающей воды, а также от колебаний в расходе пара, поступающего из турбины. Кроме того вакуум зависит от исправной работы воздушного насоса и плотности конденсатора, а также от степени чистоты трубок конденсатора.

Пар поступает в конденсатор в количестве D кг в час, с тепло-содержанием i_2 , соответствующим состоянию пара в конце расширения в турбине. Конденсируясь на холодной поверхности трубок, пар отдает воде скрытую теплоту парообразования и превращается в конденсат с температурой t_k , которая (приблизительно) соответствует давлению в конденсаторе.

Охлаждающая вода в количестве W кг в час подается в конденсатор с температурой t_1 и, нагреваясь от конденсирующегося пара, уходит с более высокой температурой t_2 .

Можно сказать, что все тепло, потерянное паром при конденсации, поглощено и унесено охлаждающей водой. При этом потеря тепла конденсатором в окружающую среду пренебрегаем, так как она совершенно незначительна.

Исходя из равенства количеств тепла, отданного паром и полученного охлаждающей водой, составим баланс тепла конденсатора. Пар, поступающий в конденсатор в количестве D кг в час с тепло-содержанием i_2 кал/кг приносит с собой $D i_2$ кал тепла. Из D кг пара образуется D кг конденсата с температурой t_k . Теплосодержание воды при низких давлениях по числовой величине приблизительно равно ее температуре; поэтому можно написать, что количество тепла в конденсате составляет $D \cdot t_k$ кал. Очевидно, что тепло в количестве

$$Q_1 = D \cdot i_2 - D \cdot t_k = D(i_2 - t_k) \text{ кал} \quad (23)$$

перешло в охлаждающую воду.

Охлаждающая вода, поступающая в конденсатор в количестве W кг/час с температурой t_1 содержит $W \cdot t_1$ кал тепла. При выходе из конденсатора нагретая до температуры t_2 вода уносит $W \cdot t_2$ кал. Следовательно в конденсаторе охлаждающая вода поглотила

$$Q_2 = W \cdot t_2 - W \cdot t_1 = W(t_2 - t_1) \text{ кал.} \quad (24)$$

Но количество тепла, отданное паром, равно количеству тепла, полученному охлаждающей водой, т. е. $Q_1 = Q_2$. Если равны левые части уравнений (23) и (24), то равны и правые части этих уравнений. Поэтому можно написать:

$$D(i_2 - t_k) = W(t_2 - t_1). \quad (25)$$

Это основное уравнение конденсатора. Переносим D в правую, а разность $(t_2 - t_1)$ — в левую часть уравнения, получим:

$$\frac{i_2 - t_k}{t_2 - t_1} = \frac{W}{D}. \quad (26)$$

Отношение расхода охлаждающей воды W к расходу пара D называется кратностью охлаждения и обозначается буквой m

$$m = \frac{W}{D}. \quad (27)$$

В большинстве случаев $m = 50 \div 70$.

При испытаниях конденсаторов расход пара определяют по количеству конденсата, откаченного насосом. Поэтому то количество пара, которое захватывается воздушным насосом вместе с воздухом, в балансе тепла не участвует и не принято во внимание при его составлении.

Пример 10. Начальное давление пара в турбине $p_1 = 20 \text{ атм}$, начальная температура $t_1 = 300^\circ \text{ Ц}$, давление отработавшего пара $p_2 = 0,04 \text{ атм}$. Относительно — эффективный КПД турбины $\eta_{\text{ео}} = 0,70$. Найти требуемое количество охлаждающей воды на каждый кг пара, т. е. кратность охлаждения, если температура охлаждающей воды при входе в конденсатор $t_1 = 14^\circ \text{ Ц}$.

По паровым таблицам находим температуру, соответствующую давлению в конденсаторе $p_2 = 0,04$. Эта температура равна $28,6^\circ \text{ Ц}$. Примем температуру конденсата $t_k = 28^\circ \text{ Ц}$. Температура охлаждающей воды при выходе из конденсатора должна быть на несколько градусов ниже температуры конденсата. Примем ее на 5° ниже, т. е. $t_2 = t_k - 5^\circ = 28 - 5 = 23^\circ \text{ Ц}$.

На диаграмме IS находим начальную точку с $p_1 = 20 \text{ атм}$ и $t = 300^\circ \text{ Ц}$, и из этой точки проводим вертикаль до пересечения с линией давления $0,04 \text{ атм}$. Эта линия, называемая адиабатой, изображает, как мы уже знаем, процесс расширения пара в идеальной турбине. Перепад тепла, измеренный по этой адиабате, составляет в нашем примере 236 кал/кг . Но относительно эффективный КПД турбины по заданию равен $0,70$, и если принять механически — КПД $\eta_{\text{м}} = 0,95$, то внутренний КПД $\eta_{\text{и}} = 0,737$, т. е. используемый перепад тепла равен $236 \cdot 0,737 = 174 \text{ кал/кг}$. Вычитая этот перепад тепла из начального теплосодержания пара, получим действительное теплосодержание пара в конце расширения:

$$i_2 = 724 - 174 = 550 \text{ кал/кг}.$$

Теперь по формуле (26) находим требуемую кратность охлаждения:

$$m = \frac{W}{D} = \frac{i_2 - t_k}{t_2 - t_1} = \frac{550 - 28}{23 - 14} = 58$$

§ 41. Распределение давлений в конденсаторе. Давление в конденсаторе складывается из двух величин: давления пара и давления воздуха, попадающего в конденсатор вместе с паром и через неплотности. По закону Дальтона давление каждого из элементов этой смеси, т. е. пара и воздуха по отдельности, равно тому давлению, которое он производил бы, если бы один занимал тот же самый объем. Общее же давление смеси равно сумме давлений пара и воздуха, которые называются парциальными давлениями. Таким образом, если парциальное давление пара обозначим через $p_{\text{п}}$, а парциальное давление воздуха через $p_{\text{в}}$, то давление в конденсаторе равно:

$$p_2 = p_{\text{п}} + p_{\text{в}}.$$

При этом парциальное давление пара соответствует его температуре, так как в области насыщенного пара определенному давлению соответствует определенная температура.

Соотношение между давлением пара и воздуха неодинаково в различных местах конденсатора: при входе в конденсатор пар-

циальное давление воздуха настолько мало, что им можно пренебречь; по данным Стодола (Stodola) весовое количество воздуха при входе в конденсатор обычно составляет примерно 0,05% от общего веса смеси. Поэтому температура, измеренная при входе пара в конденсатор, достаточно точно соответствует давлению поступающего пара, кроме тех случаев, когда в конденсатор поступает не насыщенный, а перегретый пар, что может случиться при больших недогрузках турбины.

Проходя через конденсатор, пар конденсируется, а конденсат несколько охлаждается, стекая по холодным нижним трубкам. Так как парциальное давление пара должно соответствовать его температуре, которая в правильно работающем конденсаторе примерно равна температуре конденсата, то парциальное давление пара внизу конденсатора меньше, чем вверху. Кроме того уменьшение парциального давления пара вызывается постепенным уменьшением весового содержания его в смеси. Парциальное давление воздуха в смеси, наоборот, повышается в нижней части конденсатора благодаря увеличению плотности воздуха вследствие охлаждения и повышения соотношения между весом воздуха и пара. Поэтому в нижней части конденсатора парциальным давлением воздуха уже нельзя пренебрегать.

Общее давление смеси несколько понижается к низу конденсатора; это снижение необходимо для осуществления потока пара через конденсатор.

Разность между температурой пара при входе в конденсатор и температурой конденсата называется переохлаждением конденсата. Так как в большинстве современных установок конденсат турбин используется для питания паровых котлов, то переохлаждение конденсата понижает количество тепла, возвращаемого в котлы, и является потерей для паросиловой установки в целом. В современных хорошо работающих конденсаторах переохлаждение конденсата составляет обычно $1\frac{1}{2}$ —2° Ц.

§ 42. Вычисление абсолютного давления. Для наблюдения за работой конденсатора устанавливаются вакуумметры, которые показывают разность между давлением наружного воздуха (атмосферным давлением) и давлением в конденсаторе в мм рт. ст. Так как атмосферное давление не остается постоянным, то при одном и том же давлении внутри конденсатора показания вакуумметра могут колебаться в значительной степени и не могут следовательно служить абсолютным мерилем давления в конденсаторе.

Под вакуумом в конденсаторе понимают отношение показания вакуумметра к атмосферному давлению и выражают его в процентах. Для того чтобы показания вакуумметра при разных условиях работы конденсатора были сравнимы между собой, необходимо относить их к определенному барометрическому давлению, которое принимается за нормальное. В качестве нормального барометрического

давления принимают обычно так называемую физическую атмосферу, т. е. 760 мм рт. ст. или же метрическую атмосферу, т. е. 735,5 мм рт. ст. при 0° Ц.

Абсолютное давление в конденсаторе есть разность между показанием барометра и вакуумметра. Так например, если барометрическое давление $B = 752$ мм рт. ст., а вакуумметр показывает 722 мм рт. ст., то абсолютное давление в конденсаторе:

$$p_2 = 752 - 722 = 30 \text{ мм рт. ст.}$$

Чтобы выразить абсолютное давление в технических атмосферах (т. е. в кг/см^2) нужно разделить полученную цифру на 735,5:

$$p_2 = \frac{30}{735,5} = 0,04 \text{ ата.}$$

Предварительно показания барометра и вакуумметра должны быть приведены к температуре 0° Ц.

При расчетах турбин приходится пользоваться именно абсолютным давлением, выраженным в ата. В окончательном виде формула для вычисления абсолютного давления в конденсаторе в ата, по показаниям барометра и вакуумметра, такова:

$$p_2 = \frac{B - V}{735,5} \text{ ата,} \quad (27)$$

где B — показание барометра и V — показание вакуумметра приведены к 0° Ц¹.

¹ См. „Известия Теплотехнического института“, 1929 г. № 9 (52), стр. 43.

ГЛАВА VII.

КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН.

§ 43. Общие замечания. Начало развития турбостроения нужно отнести к восьмидесятым годам прошлого столетия, когда почти одновременно появились: первая активная турбина шведского инж. Лавала и первая реактивная турбина, сконструированная английским инж. Парсонсом. Первые турбины Лавала имели мощность всего в несколько л. с. Первоначальная конструкция турбины Лавала, состоявшая из одного рабочего диска с громадным (до 30 000 в минуту) числом оборотов не получила большого распространения и до настоящего времени сохранила значение только в области мелких мощностей, но послужила прототипом для создания целого ряда сложных многоступенчатых конструкций.

Наоборот, турбина Парсонса, состоявшая уже в первоначальной конструкции из очень большого числа реактивных ступеней и в основном сохранившая свою конструкцию без значительных изменений до настоящего времени, в 1900 г. строилась на мощность до 1 000 квт; первая модель, выпущенная в 1888 г., развивала мощность в 50 квт при 7 000 об/мин.

В чистом своем виде реактивные турбины строятся только заводом Парсонса в Ньюкестле (Англия), другие же фирмы применяют комбинацию реактивных и активных ступеней.

В настоящее время среди стационарных конденсационных турбин преобладают следующие типы: активные турбины типа Целли, состоящие из нескольких ступеней давления, активные турбины со ступенями давления и с диском Кертиса в первой ступени и комбинированные активно-реактивные турбины, в части высокого давления состоящие из активных ступеней давления или диска Кертиса, а в части низкого давления представляющие ряд реактивных ступеней. Эту комбинацию нужно считать наиболее совершенной, так как и активные и реактивные ступени работают в наиболее благоприятной для них области.

Турбогенераторы выполняются одноцилиндровыми и многоцилиндровыми (для крупных мощностей). Мощности турбин, устанавливаемых на центральных электрических станциях, достигают в последнее время 100 000 и даже 200 000 квт в одном агрегате.

Каждая турбостроительная фирма имеет свою основную конструкцию, выработанную и усовершенствованную в течение целого

ряда лет, от которой отступает обычно только в особых случаях. Из крупных фирм, строящих паровые турбины, следует назвать: Эшер-Висс в Швейцарии, MAN (Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg — Германия), Вумаг (Waggon- und Maschinenbau A.-G.), Дженерал Электрик Компани в Англии и Америке (General Electric Company), Метрополитен-Виккерс (Metropolitan-Vickers Electrical Co) в Манчестере, строящие активные турбины со ступенями давления типа Целли, и Парсонс — чисто реактивные турбины, иногда с колесом Кертиса в первой ступени. Комбинированные активно-реактивные турбины с диском Кертиса и рядом реактивных ступеней строят фирмы Броун-Бовери в Швейцарии и Германии (BBC), Сименс-Шуккерт Редер в Германии, Мельмс и Пфенингер, Мафей-Шварцкопф (Берлин). Крупнейшая турбостроительная фирма АЭГ (Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft) выполняет мелкие и средние турбины по чисто активному принципу с диском Кертиса в первой ступени, а в крупнейших турбинах новейшей конструкции — часть высокого давления в виде диска Кертиса и нескольких активных колес или только чистых ступеней давления, а часть низкого давления — по реактивному принципу.

В СССР единственным крупным турбостроительным заводом является Ленинградский металлический завод (ЛМЗ), строивший до последнего времени турбины разных мощностей до 10 000 *квт* в одном агрегате, главным образом по типу активных турбин АЭГ, почти полностью повторяя эту конструкцию. Подобные же турбины небольшой мощности выпускает харьковский завод ВЭК. В настоящее время Ленинградский металлический завод совершенно прекращает постройку турбин типа АЭГ и будет выпускать турбины системы Метрополитен-Виккерс, мощностью до 50 000 *квт*, по состоявшемуся с этой фирмой соглашению о технической помощи.

Стоящие особняком радиальные турбины Юнгстрема строит шведская фирма бр. Юнгстрем, а также фирмы Саттэ-Арле (Sauter-Harle), MAN, Томсон-Густон (Tomson-Houston) и др., приобретшие лицензии на постройку этих турбин.

Турбины активного типа пользуются гораздо большим распространением, чем реактивные.

Ниже мы рассмотрим в общих чертах только некоторые особенно распространенные конструкции паровых турбин средней и крупной мощности.

§ 44. Турбины фирмы Эшер-Висс. Фирма Эшер-Висс на своих заводах в Цюрихе и Равенсбурге строит турбины как мелких, так и крупных мощностей, чисто активного типа со ступенями давления. Первая конструкция активной турбины со ступенями давления была разработана в девяностых годах прошлого столетия проф. Рато, который путем целого ряда специальных исследований пришел к выводу, что в турбинах со ступенями скорости, которые были очень распространены в то время, не может быть достигнут вы-

сокий КПД и предложил заменить ступени скорости большим числом чистых ступеней давления. В первоначальной конструкции Рато число ступеней давления доходило до 20—30.

Директор фирмы Эшер-Висс, инж. Целли, внес в конструкцию турбины со ступенями давления целый ряд усовершенствований (в частности было значительно уменьшено число ступеней давления), сохранив однако с небольшими изменениями первоначальную конструкцию Рато.

Теперь турбины с чистыми ступенями давления известны под названием турбин Целли. Прекрасные результаты испытания первой турбины Целли, выпущенной заводом Эшер-Висс в 1903 г., вызвали образование синдиката для постройки этих турбин, в состав которого вошли крупные европейские и американские фирмы, как например, Вумаг, MAN, Джeneral Электрик К^о, Метрополитен-Виккерс, Шкода и др.

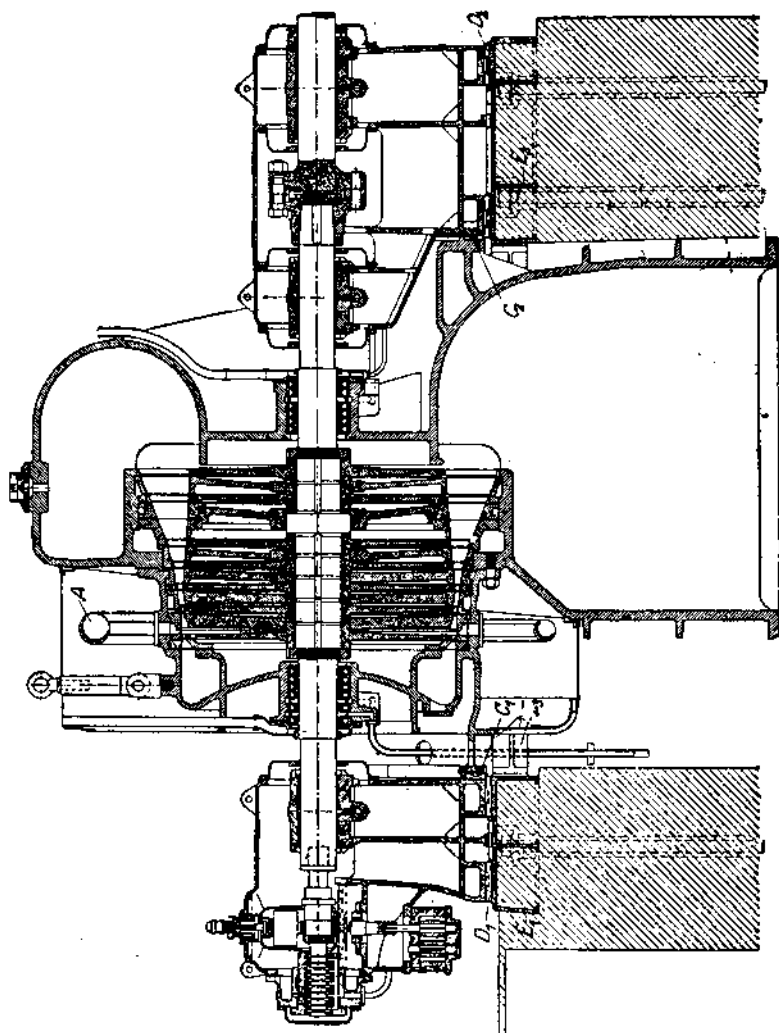
Фирма Эшер-Висс строит свои турбины на 3 000 и 1 500 об/мин. с числом ступеней от 6 до 12. На фиг. 22 изображен разрез по оси турбины мощностью 14 000 л. с. с числом оборотов 3 000 в минуту. На фиг. 23 представлен передний вид той же турбины с разрезом по регулированию и переднему подшипнику. Турбина одноцилиндровая имеет семь ступеней давления в виде дисков, разделенных диафрагмами с залитыми в них направляющими аппаратами. Диафрагмы (направляющие диски) делаются разъемными в горизонтальной плоскости и укрепляются соответственно в верхней и нижней части корпуса. Корпус турбины состоит из четырех частей, соединенных на болтах. Передняя часть корпуса (сторона высокого давления) разнимается в горизонтальной плоскости. Задняя часть — выхлопной патрубок — присоединяется на болтах, расположенных в вертикальной плоскости, и также состоит из двух частей верхней и нижней.

Турбина имеет три опорных подшипника. Между двумя задними подшипниками расположена муфта для соединения вала турбины с валом электрического генератора. Крайний подшипник является опорным подшипником генератора.

На переднем конце турбинного вала имеется гребенчатый упорный подшипник, который воспринимает сдвигающие усилия по оси турбины. Упорный подшипник снабжен приспособлением, позволяющим точную установку ротора относительно статора (корпуса) турбины.

Выхлопной патрубок имеет лапы, которыми опирается на фундаментную плиту. Под передним подшипником имеется опорная подушка (фиг. 22). В новейших конструкциях турбина не имеет общей фундаментной плиты и корпус подвешен между подшипниками.

Чтобы дать возможность корпусу турбины свободно расширяться при нагревании, неподвижно скрепляется с фундаментной



фиг. 22. Продольный разрез по турбине Эшер-Висс 14 000 л. с.

плитой только задний подшипник, передний подшипник может свободно скользить в специальных направляющих.

Уплотнения вала турбины, а также втулок направляющих дисков сделаны при помощи угольных колец.

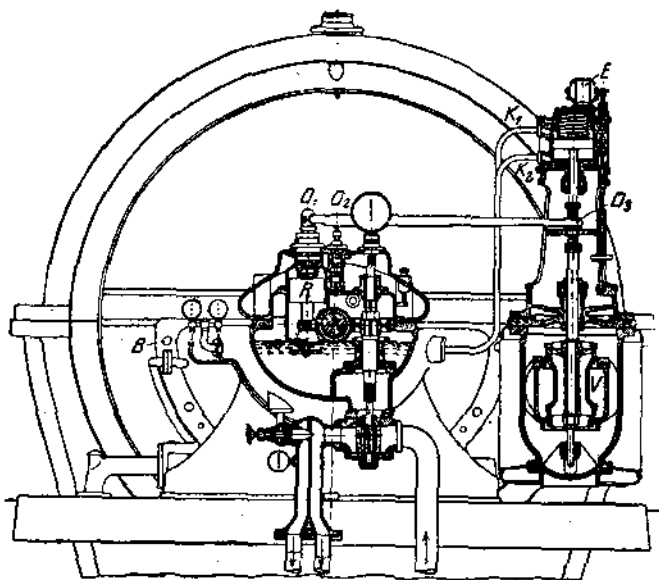
Пар подается в турбину через главный стопорный клапан (не показанный на чертеже). Регулирование осуществляется дроссельным клапаном, хорошо видимым в разрезе на фиг. 23. Пройдя через дроссельный клапан, пар поступает в кольцевое пространство перед

первым рядом сопел и, пройдя через турбину, выпускается через задний патрубок в конденсатор турбины.

В конструкции, приведенной на фиг. 23, скоростной регулятор турбины настолько мал, что помещается в корпусе переднего подшипника.

Смазка турбины производится специальным турбонасосом с вертикальным валом. Резервуаром для масла служит фундаментная плита турбины.

Перегрузка турбины происходит путем впуска свежего пара в четвертую ступень турбины при помощи ручного маховичка.



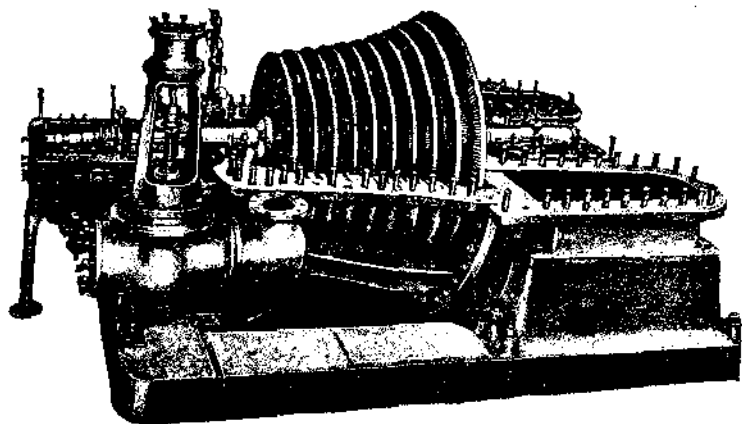
Фиг. 23. Турбина Эшер-Висс 14 000 л. с.

(Разрез по регулятору и переднему подшипнику).

На фиг. 24 дан общий вид десятиступенчатой турбины со снятой верхней половиной корпуса. На этой фотографии отчетливо виден способ соединения частей корпуса. Ребра в нижней части служат для усиления жесткости всей конструкции.

Общий вид турбины Эшер-Висс мощностью 20 000 квт, установленной на станции Моабит (Берлин), изображен на фиг. 25.

На фиг. 26 дан продольный разрез двухцилиндровой турбины Эшер-Висс большой мощности. Первый цилиндр (часть высокого давления) состоит из семи ступеней, второй цилиндр — из трех дублированных ступеней. Пар, отработавший в цилиндре высокого давления, поступает по двум трубам в часть низкого давления по-



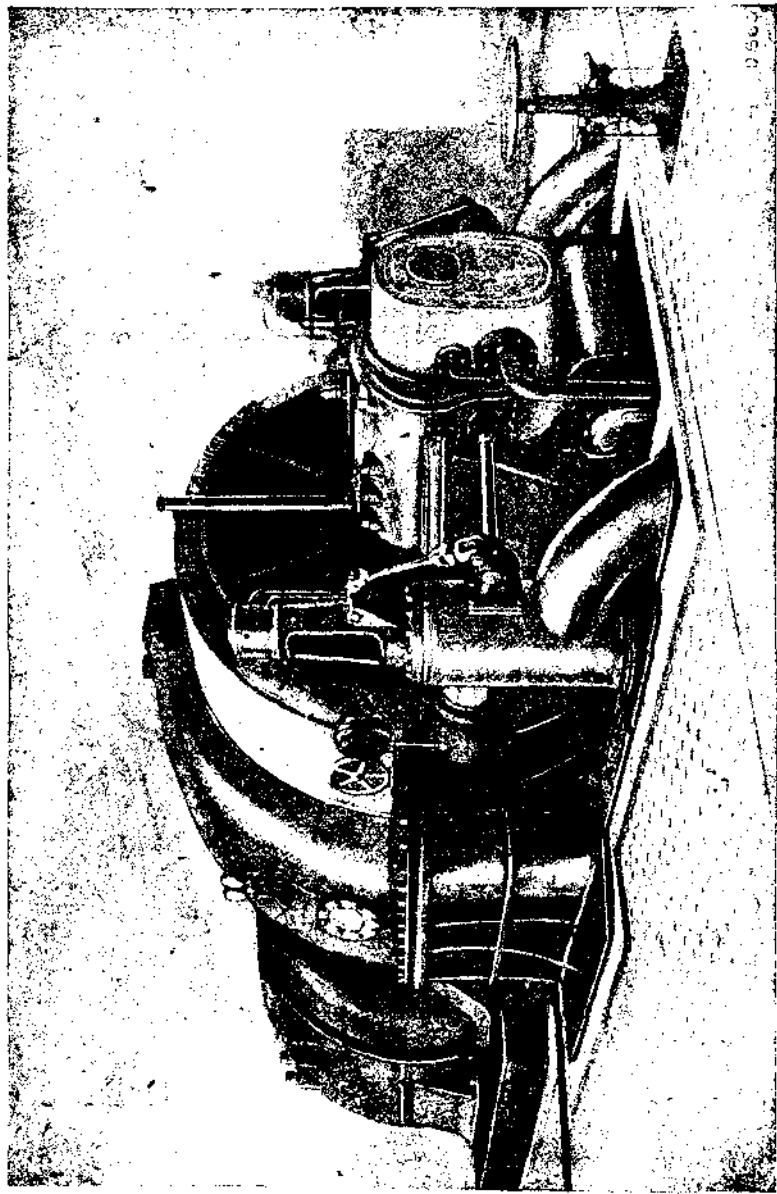
Фиг. 24. Десятиступенчатая турбина Эшер-Висс со снятой крышкой.

середине цилиндра и разветвляется на два одинаковых потока, каждый из которых проходит через три ступени. Обе половины цилиндра низкого давления совершенно симметричны. Разветвление пара в части низкого давления на два потока сделано для того, чтобы избежать слишком длинных лопаток в последних ступенях турбины.

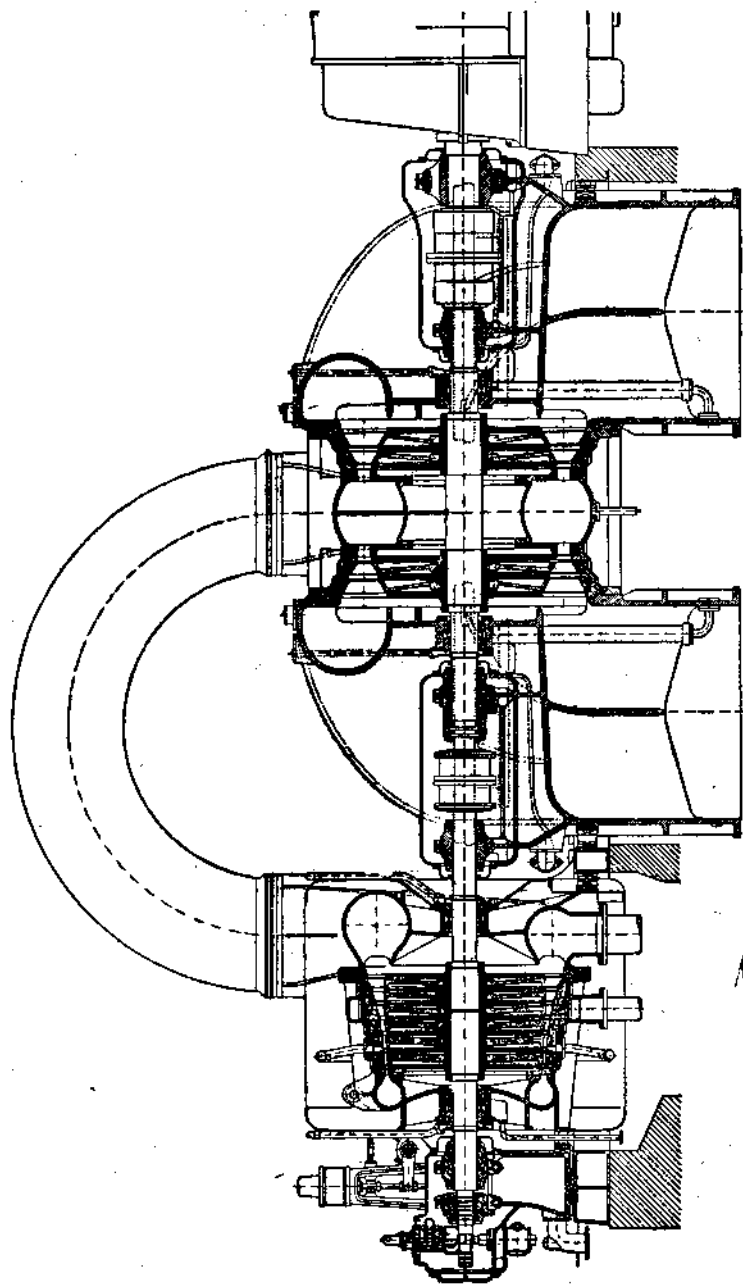
Турбина имеет пять подшипников и две соединительных муфты. Выполнение деталей турбины не отличается от вышеописанного.

В нижеследующей таблице приведены данные испытания турбин Эшер-Висс на станции Моабит.

§ 45. Турбины фирмы Вумэг. Турбины средней мощности фирмы Вумэг отличаются от вышеописанных турбин фирмы Эшер-Висс только в деталях. Число ступеней обычно делается от 6 до 12. В последнее время фирма выпускает двухцилиндровые конденсационные турбины большой мощности. Общий вид такой турбины мощностью 32 000 квт при 3 000 об/мин. приведен на фиг. 27. В этих турбинах общее число активных ступеней также доходит до 12, причем в первой ступени, в отличие от чистой конструкции Целли, ставится двухвенечный диск Кертиса. Особенностью описываемой конструкции является четырехкратное разветвление потока пара в последних ступенях. Сделано это с целью избежать чрезмерно длинных лопаток в последних ступенях с одновременным достижением хорошего КПД турбины. В турбинах больших мощностей длинные лопатки в последних ступенях получаются вследствие больших количеств пара, которые должна пропускать турбина. При четырехкратном разделении потока пара через каждую ступень, параллельно включенную с другими тремя, проходит в четыре раза меньшее количество пара.



Фиг. 25. Общий вид турбины Эшер-Висс, мощностью 20 000 киловатт на станции Моабит (Берлин).



Фиг. 26. Двухшaftная турбина Эшер-Весс. Продольный разрез.

ТАБЛИЦА I

Данные испытаний турбин Эшер-Висс на ст. Моабит.

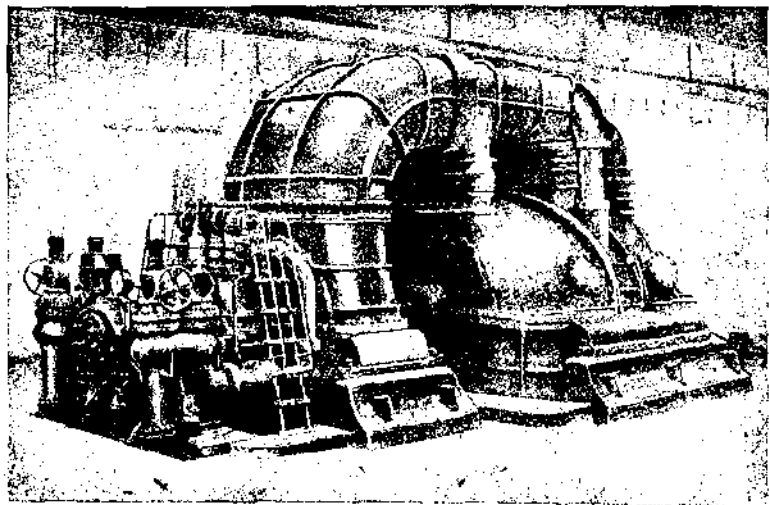
Нагрузка	Турбина I			Турбина II		
	4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4
Мощность на клеммах, включая возбуждение, исключая затраты на конденсационные насосы <i>квт</i> . . .	8 390	6 390	4 240	20 382	15 440	10 362
КПД генератора η_r %	95,4	94,5	92,2	95,7	95,0	93,4
Эффективная мощность турбины <i>л. с.</i>	11 950	9 190	6 250	29 000	22 120	15 080
Давление перед стопорным клапаном <i>ата</i>	14,79	14,96	15,33	14,23	14,15	14,45
Температура там же $^{\circ}\text{Ц}$	354	358,7	354,9	321,6	313,3	312,2
Давл. за дросельн. клап. <i>ата</i>	13,83	10,73	7,37	13,89	10,56	7,27
Вакуум %	92,2	94,4	95,9	95,3	96,14	96,9
Расход пара <i>кг/квтч</i>	5,27	5,35	5,48	4,93	5,04	5,20
Расход пара, включая затраты на конденсационные насосы <i>кг/э. с. ч.</i>	3,70	3,72	3,73	3,38	3,41	3,43
Относительно эффективных КПД $\eta_{\text{оет}}$, приведенный к состоянию пара перед турбиной %	74,9	72,8	70,5	82,6	80,4	77,9

Пройдя через цилиндр высокого давления, который заключает в себе 9—10 ступеней, пар поступает по большой трубе в цилиндр низкого давления и разветвляется на четыре потока, каждый из которых проходит еще через две последних ступени. Выпуск отработавшего пара из цилиндра низкого давления производится через два патрубка.

Цилиндр высокого давления турбины не имеет боковых лап и подвешен между подшипниками. Цилиндр низкого давления своими лапами опирается на фундаментную плиту. Валы обоих цилиндров соединены муфтой. Упорных подшипника имеется два — отдельно для каждого цилиндра.

Регулирование турбины в основном дроссельное, но в известных пределах допускается и количественное регулирование при помощи трех клапанов (один из которых служит для перегрузки), управляемых от дроссельного клапана при помощи сервомотора. Клапаны количественного регулирования помещаются непосредственно на цилиндре высокого давления (см. фотографию).

§ 46. Турбины Метрополитен-Виккерс. Английская фирма Метрополитен-Виккерс в Манчестере возникла в 1920 г. из бывшего Британ-



Фиг. 27. Общий вид двухцилиндровой турбины Вумаг мощностью 32 000 *квт.*

ского о-ва Вестингауз и фирмы Виккерс и строит в настоящее время турбины трех типов. Турбины мелкой и средней мощности выполняются в виде ряда активных ступеней с диском Кертиса в первой ступени. В отличие от вышеописанных турбин фирмы Эшер-Висс турбины Метрополитен-Виккерс имеют количественное регулирование, причем сопла первой ступени разбиты на три группы: первая группа сопел открыта полностью при половинной нагрузке, первая и вторая группа вместе работают от половинной до полной нагрузки. При перегрузке турбины включается третья группа сопел.

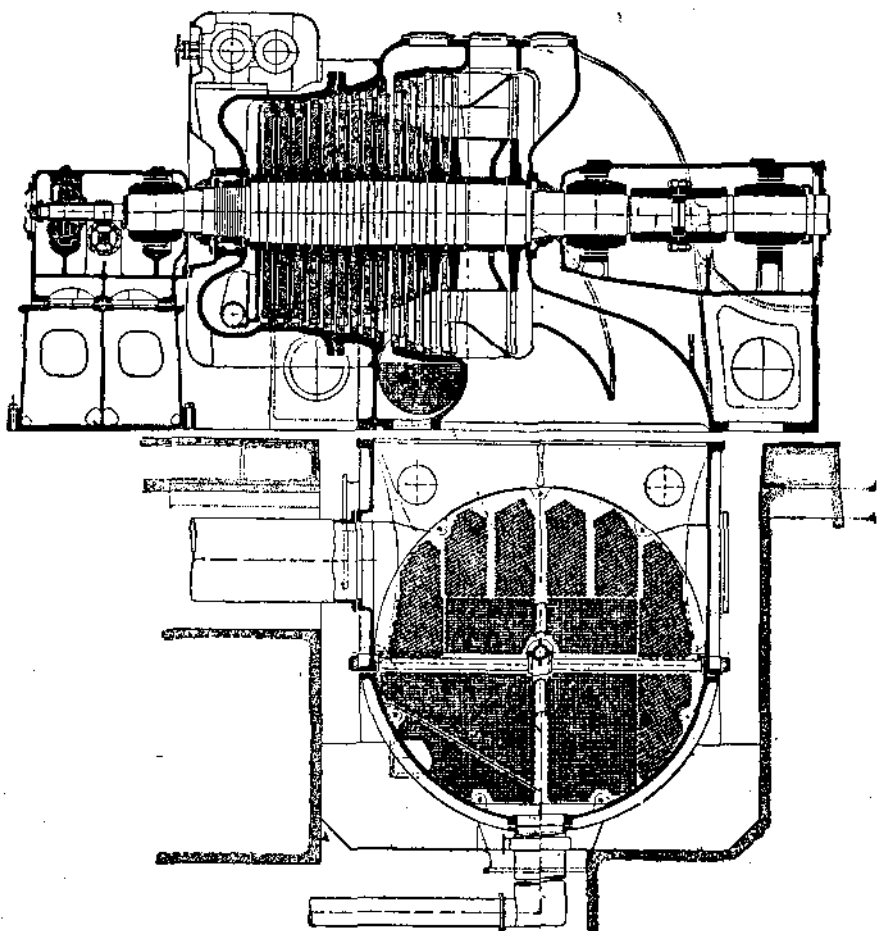
Кроме этой системы фирма Метрополитен-Виккерс изготавливает так называемые „комбинированные“ или бесподвальные турбогенераторы мощностью от 300 до 4 000 *квт.* Эти турбогенераторы отличаются компактностью всей установки, не требуют подвального помещения для конденсатора и отдельных двигателей для насосов (фиг. 32).

Конденсатор турбины устанавливается непосредственно на полу машинного помещения; корпус его состоит из двух частей, верхней и нижней, причем верхняя часть отлита заодно с нижней частью корпуса турбины. Конденсационные насосы приводятся в движение от вала турбины.

Так как турбина делает большое число оборотов (5 000 об/мин.) и кроме того ось ее не совпадает с осью генератора, введена зубчатая передача (редуктор). Генератор делает 1 000 об/мин.

Для турбины большой мощности главным инженером фирмы Бауманом (Ваиманн) разработана очень оригинальная конструкция

со ступенями давления без колеса Кертиса в первой ступени. В этой конструкции применен многократный выпуск пара, но осуществляется это не простым дублированием последних ступеней, как в конструкциях Эшер-Висс и Вумаг, а особым профилированием рабочих и направляющих лопаток последних ступеней.



Фиг. 28. Турбина Метрополитен-Виккерс с двухкратным выпуском пара. Продольный разрез.

На фиг. 28 изображен разрез такой турбины с двухкратным выпуском пара, мощностью 18750 квт и 1500 об/мин. Турбина имеет 13 активных ступеней. Расширение пара до 13 ступени включительно происходит обычным образом. Сопла 14 ступени разбиты на две части — верхнюю и нижнюю (по отношению к оси

турбины). Обе части имеют различный профиль. Количество пара, попадающее в верхнюю часть сопла, расширяется в нем до давления в конденсаторе, а профиль нижней части рассчитан таким образом, что в этой части пар расширяется только до некоторого давления p' , большего, чем давление в конденсаторе. Соответственно меньшему перепаду давлений в нижней части сопла, скорость пара при выходе из нее будет тоже меньше.

Выходя из сопла двумя отдельными потоками (разделенными перегородкой) пар поступает на рабочие лопатки 14 ступени, тоже соответствующим образом разбитые на две части. В верхней части лопаток используется для получения работы кинетическая энергия, приобретенная паром при расширении в верхней части сопла до давления в конденсаторе. Количество пара, отработавшее в верхнем „этаже“ лопаток, направляется непосредственно в конденсатор.

Нижние части рабочих лопаток рассчитаны на пропуск большого количества пара почти без совершения работы. Здесь пар отдает то незначительное количество энергии, которое он приобрел при неполном расширении в нижней части сопел.

Обладая еще некоторым запасом давления, пар из нижней части рабочих лопаток 14 ступени идет в сопла 15 ступени, построенные нормальным образом, где расширяется до давления в конденсаторе и, совершая работу на лопатках 15 ступени, также отводится в конденсатор. Эта в высшей степени остроумная конструкция дает возможность применять не очень длинные лопатки в последних ступенях крупных турбин с большим часовым расходом пара, не увеличивая при этом значительно числа дисков и не понижая КПД турбин.

В описываемой конструкции возможен также и трех- или четырехкратный выпуск пара. Для этого не одна, а две или три последние ступени разбиваются кольцевыми перегородками на две части и пар выпускается в конденсатор по частям.

На фиг. 29 изображен разрез турбины с четырехкратным выпуском. В связи с описанной системой многократного выпуска для корпуса турбин Метрополитен-Виккерс большой мощности характерна массивная, сильно развитая часть низкого давления турбины, которая опирается на фундаментную плиту, а часть высокого давления корпуса крепится к ней на болтах. Под передним подшипником имеется самостоятельная опорная подушка.

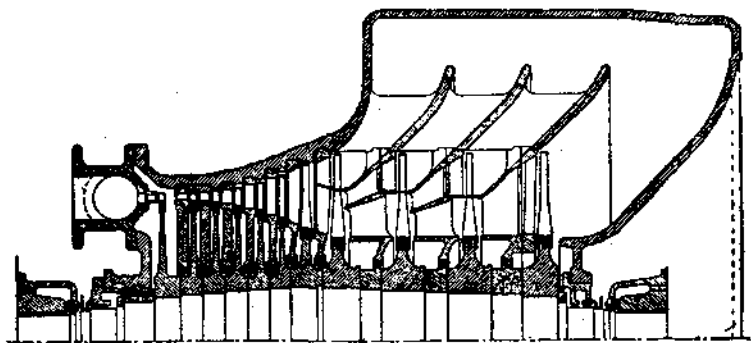
Таблица 2

Нагрузка турбогенератора . . .	квт	19 000	16 400	12 500
Давление пара у стопорного клапана	атм	19,20	19,14	19,11
Температура пара	°Ц	378	377	370
Давление в конденсаторе	атм	0,043	0,037	0,033
Расход пара	кг/квт·ч	4,48	4,43	4,53

Особенностью описываемых турбин является также соединение сопловой коробки с корпусом турбины при помощи трех труб, так что корпус не подвергается высоким давлениям и температурам, которые имеют место в сопловой коробке.

В нижеследующей таблице приведены результаты испытания турбины Метрополитен-Виккерс 18 750 *квт*.

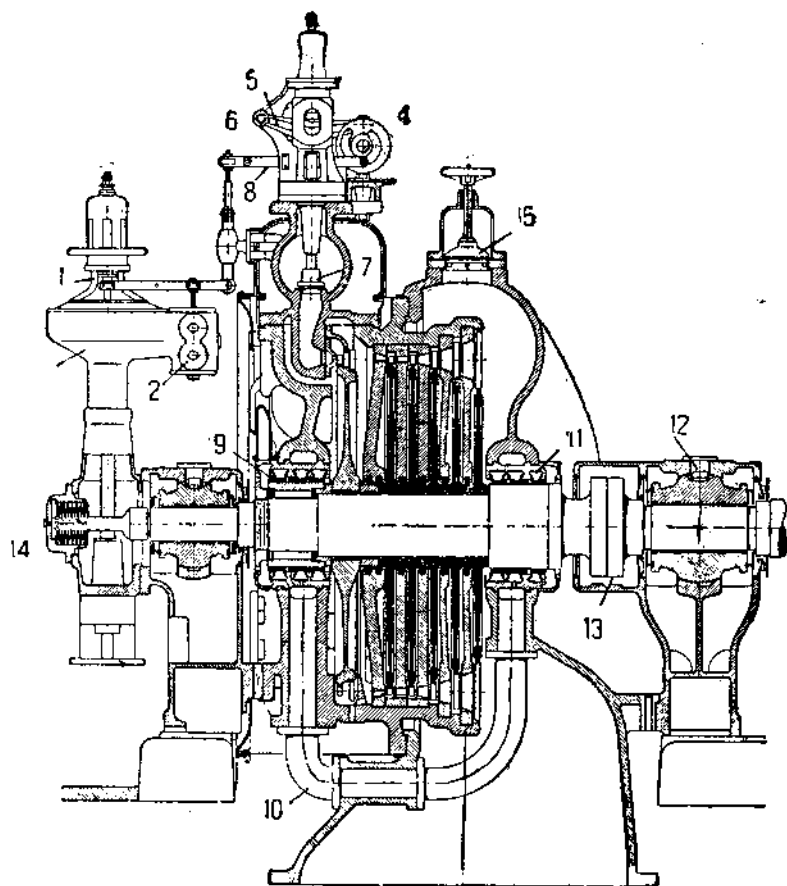
§ 47. Турбины фирмы АЭГ. Турбины фирмы АЭГ пользуются большим распространением в СССР и работают на многих предприятиях. АЭГ является одной из руководящих мировых турбостроительных фирм, и турбины ее пользуются вполне заслуженной репутацией надежных и достаточно экономичных двигателей.



Фиг. 29. Турбина Метрополитен-Виккерс с четырехкратным выпуском.

Для единиц мелкой и средней мощности АЭГ применяет чисто активный принцип, выполняя турбину в виде ряда ступеней давления с двухвенечным диском Кертиса в первой ступени. До 1923 г. и самые крупные турбины АЭГ строились по тому же типу; между 1917 и 1923 гг. были построены и установлены на электростанции Гольденберг (Германия) четыре одноцилиндровых турбины по 50 000 *квт* каждая, с 10 ступенями давления. В то время это были самые мощные в мире машины. В 1923 г., в связи с повышенными требованиями в отношении экономичности турбины, фирма АЭГ изменила свою основную конструкцию и перешла к многоступенчатому типу с расположением в нескольких цилиндрах. При этом активный принцип сохранился только в части высокого давления, а часть низкого давления в этих турбинах состоит из реактивных (числом до 20) ступеней. Эта конструкция применяется не только для крупных, но и для средних мощностей.

На фиг. 30 представлена нормальная конструкция АЭГ средней мощности с диском Кертиса и активными ступенями давления. Данная турбина состоит из двухвенечного диска Кертиса и пяти сту-



Фиг. 30. Турбина АЭГ средней мощности.

пеней давления. Все ступени давления одного диаметра¹. Все диски насажены на разрезные конические втулки, сидящие на валу и облегчающие снятие диска во время ремонта. Сальники турбины устроены по лабиринтовому принципу. Пар из сальника высокого давления 9 по трубе 10 отводится в сальник низкого давления 11; пар из сальника низкого давления отводится в машинное помещение. По легкому парению из трубки можно судить об исправной работе сальника.

Подшипники — с шаровыми вкладышами, причем задний подшипник 12 воспринимает еще половину нагрузки от веса генера-

¹ Диаметр колеса считается по средней окружности лопаток.

тора. Соединительная муфта расположена между задним подшипником и сальником. Передний подшипник может перемещаться по направляющим при расширении турбины. На переднем конце вала имеется гребенчатый упорный подшипник 14, описанный в главе IV.

Корпус состоит из трех частей: верхней и нижней части цилиндра и конденсационного патрубка. Клапан 15 в верхней части конденсационного патрубка открывается вручную и служит для просушки турбины после остановки. Такой клапан встречается только в некоторых машинах АЭГ.

Клапанная коробка отлита отдельно и соединяется с корпусом на болтах; благодаря этому корпус не подвергается действию высокого давления и температуры. Сопловые сегменты первой ступени прикрепляются шпильками к клапанной коробке, имеющей внизу отростки в виде карманов, каждый из которых обслуживается отдельным клапаном и связан с определенной группой сопел.

Общие принципы регулирования турбин были разобраны в специальной главе о регулировании. Рассмотрим вкратце количественное регулирование турбин АЭГ.

При изменении числа оборотов турбины, муфта регулятора 1 передвигает масляный золотничок 2, укрепленный на регуляторной колонке 3, и последний выпускает масло, находящееся под давлением, в сервомотор коловратного типа 4. Масло давит на крыльчатый поршень сервомотора и поворачивает вместе с ним распределительный валик, на котором насажены кулачные шайбы. На кулачные шайбы опираются ролики клапанных рычагов 5. Когда ролик набегаёт на кулачный выступ, рычаг клапана поворачивается вокруг неподвижной точки 6 и поднимает клапаны 7. Профили шайб построены таким образом, что открытие клапанов происходит постепенно и в определенной последовательности. Если масло поступило во вторую полость цилиндра сервомотора, то распределительный валик начинает поворачиваться в обратную сторону, постепенно прикрывая клапаны. Рычажная передача от распределительного валика к золотнику служит для возвращения поршня золотника в исходное среднее положение (ср. гл. IV): при повороте распределительного валика конец рычага 8 скользит в спиральном прорезе (улитке) специальной шайбы, надетой на распределительный валик, и возвращает золотник в среднее положение, поднимаясь или опускаясь в зависимости от направления вращения распределительного валика.

Скоростной регулятор турбины помещается в отдельной колонке. Вертикальный вал регулятора приводится в движение от главного вала при помощи червячной передачи. Регулятор безопасности, который должен быть в каждой турбине, помещается на валу турбины.

Для уменьшения длины лопаток последних ступеней в тех случаях, когда объемы пара при выпуске очень велики, фирма АЭГ

применяет два способа: дублирует последние ступени (см. выше) или ставит последний диск значительно большего диаметра, чем остальные; в этом случае число лопаток по окружности диска увеличивается, а требуемая высота лопаток уменьшается.

Активно-реактивные турбины АЭГ строятся для средней и большой мощности (до 80 000 *квт*). Турбины средней мощности выполняются в одном или в двух цилиндрах. При очень крупных мощностях применяется трех- и четырехцилиндровая конструкция с расположением цилиндров на двух параллельных валах с двумя генераторами. При этом во избежание чрезмерной высоты лопаток в части низкого давления, цилиндр низкого давления полностью дублируется. Регулирование строится по вышеописанному типу, но иногда клапаны ставятся не на самом корпусе турбины, а рядом с ним. В новейших конструкциях АЭГ применяются подшипники типа Мичелля (см. гл. IV). Диски в активной части вытачиваются заодно с валом, что значительно увеличивает жесткость ротора.

Ниже приводятся данные испытаний двух турбин АЭГ средней мощности.

Таблица 3
Результаты испытаний двух турбин АЭГ.

	I	II
Номинальная мощность <i>N квт</i>	4 000	12 800
Число оборотов <i>n</i>	3 000	1 600
Число ступеней	2-вечный диск Кертиса 3 ступ. давл.	2 ступ. Кертиса 12 ступ. давл.
Давление пара перед стопорн. клапаном <i>ата</i>	12,9	13,2
Температура пара там же <i>°Ц</i>	282	315
Давление выпуска <i>ата</i>	0,0975	0,0377
КПД генератора η_g	0,942	0,951
Мощность при испытании <i>квт</i>	4 630	13 700
Расход пара <i>D кг/квтч</i>	6,35	5,48
Относит. эффект. КПД η_{oe}	0,739	0,714

§ 48. Турбины фирмы Броун-Бовери (BBC). В настоящее время фирма Броун-Бовери на своих заводах в Бадене (Швейцария) и Маннгейме (Германия) строит комбинированные активно-реактивные турбины следующих типов.

1. Турбины средней мощности (порядка 500—2 000 *квт*), состоящие из двухвечного диска Кертиса и ряда реактивных (30—35) ступеней, расположенных на ступенчатом барабане.

2. Турбины средней мощности, порядка 3 000—10 000 *квт*, состоящие из колеса Кертиса (иногда с расположением ступеней

скорости на двух дисках) и ряда реактивных ступеней, часть которых, именно последние ступени, расположены на дисках ввиду того, что при больших объемах пара и требуемых в связи с этим больших диаметрах барабана, последний становится ненадежным.

3. Турбины более крупных мощностей, состоящих из нескольких активных и нескольких реактивных ступеней, с ротором чисто дискового типа.

4. Крупные турбины ВВС выполняются многоцилиндровыми, с дублированием ступеней в цилиндре низкого давления.

На фиг. 31 представлена конструкция турбины ВВС небольшой мощности. Барабан турбины состоит из двух частей. На основной части барабана помещаются ступени среднего давления. В части низкого давления диаметр барабана увеличен при помощи надетаго на него кольца. На передний конец насажен диск Кертиса. Передняя часть корпуса (со стороны высокого давления) с клапанной коробкой отлита отдельно и соединяется со средней частью корпуса на болтах. Благодаря тому, что в диске Кертиса используется значительный перепад давлений, средняя часть корпуса не подвергается действию высокого давления и температуры. Турбина снабжена лабиринтовыми уплотнениями. С левой стороны внизу показан резервуар для масла, засасываемого масляным насосом через фильтр. Регулятор помещен в отдельной колонке и приводится в движение при помощи червячной передачи. Регулирование турбин ВВС было описано в главе V.

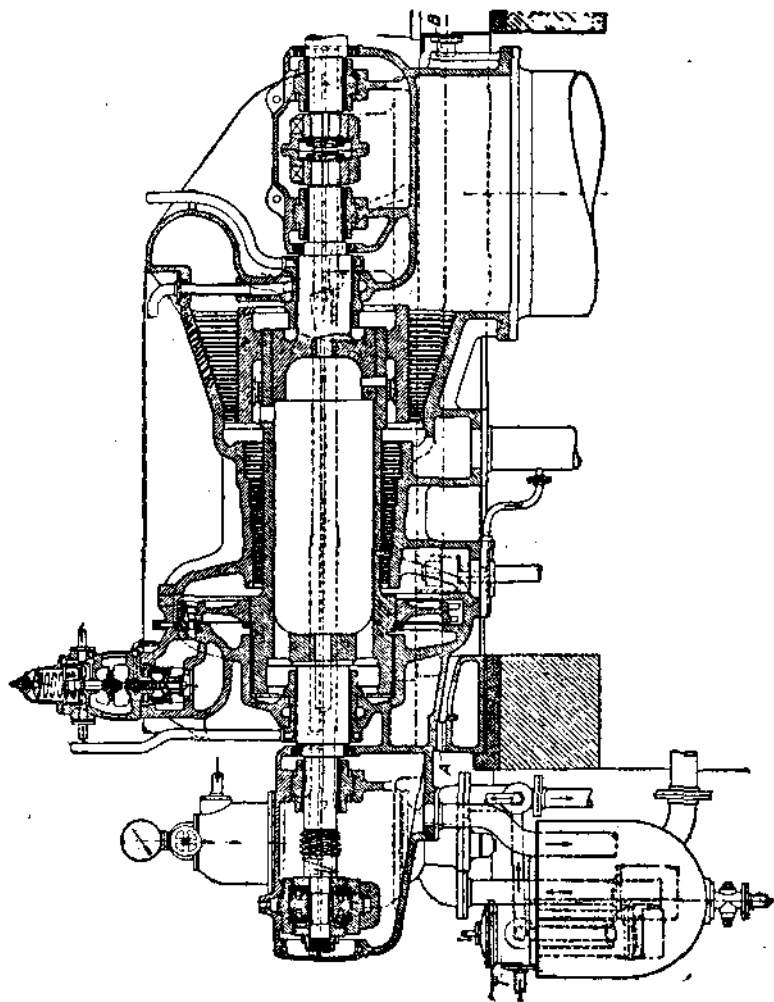
На фиг. 32 изображена конструкция турбины мощностью 12 000—15 000 *квт* с ротором дискового типа. Число ступеней сведено до минимума. Имеется всего три активных и четыре реактивных ступени. Между активными дисками расположены две диафрагмы с лабиринтовыми уплотнениями. На конце вала находится червячная передача к регулятору и масляному насосу и рядом с ней упорный подшипник системы Мичелля. Поршень, уравнивающий осевое давление, помещается со стороны высокого давления, рядом с первым рабочим диском.

Результаты испытания турбины описанного типа приводятся в таблице.

Т а б л и ц а 4
Результаты испытания турбины Броун-Бовери.

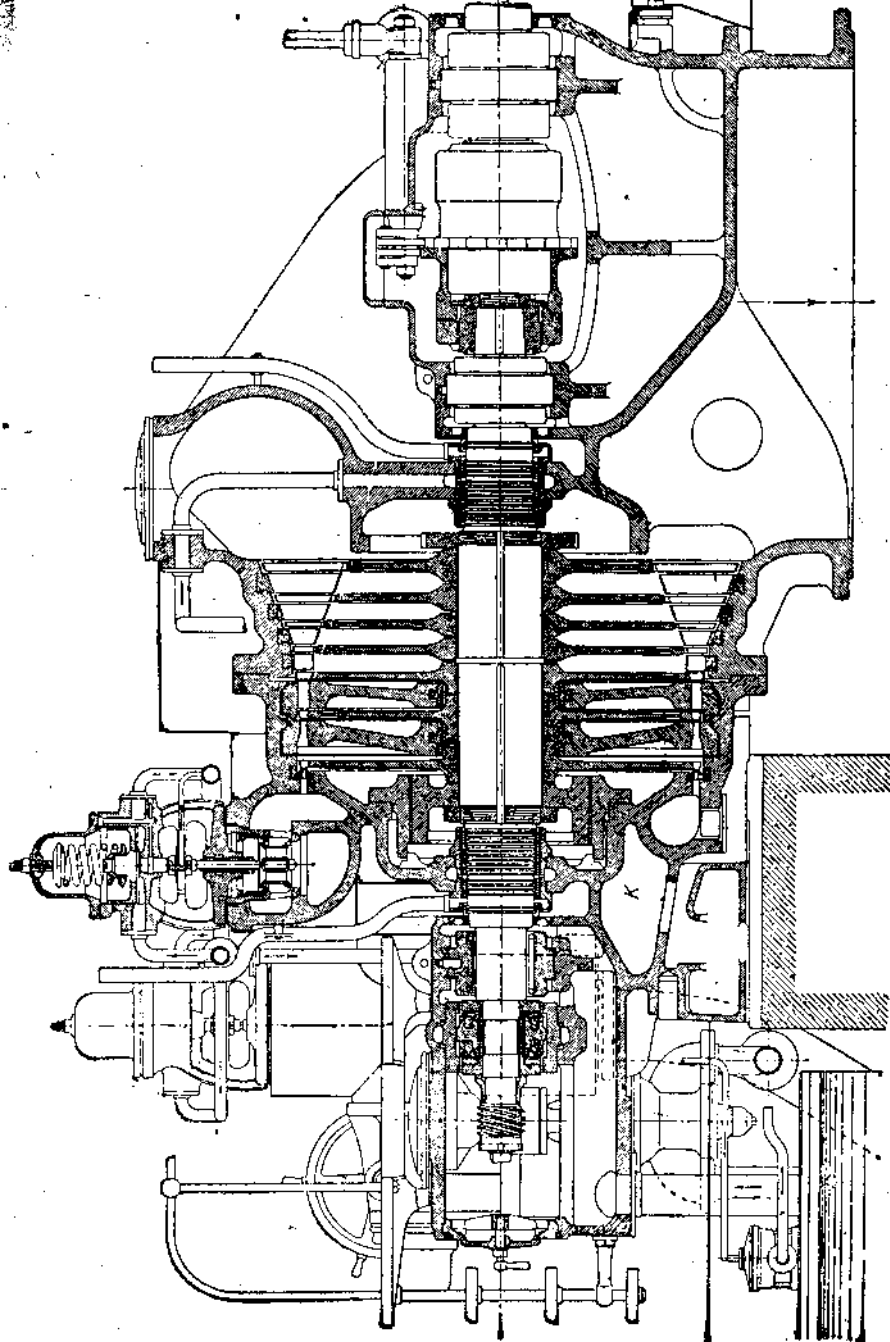
Нормальная мощность	10 000 <i>квт</i>
Число оборотов	3 000
Число ступеней	3 акт. и 5 реакт.
Давление пара перед турбиной	14,53 <i>атм</i>
Температура пара перед турбиной	338,2° <i>Ц</i>
Давление выпуска	0,046 <i>атм</i>
Мощность при испытании	10 970 <i>квт</i>
КПД генератора	0,948
Расход пара турбиной	3,43 <i>кг/елсч</i>
Адиабатический перепад тепла	233,3 <i>кал/кг</i>
Относительно эффективный КПД	0,79

Пример многоцилиндровой турбины ВВС большой мощности дан на фиг. 33. Турбина мощностью 20 000 *квт* при 3 000 об/мин. Направление движения пара показано стрелками. Турбина имеет три цилиндра. Пар из цилиндра высокого давления поступает по



Фиг. 31. Турбина Броун-Бовери небольшой мощности.

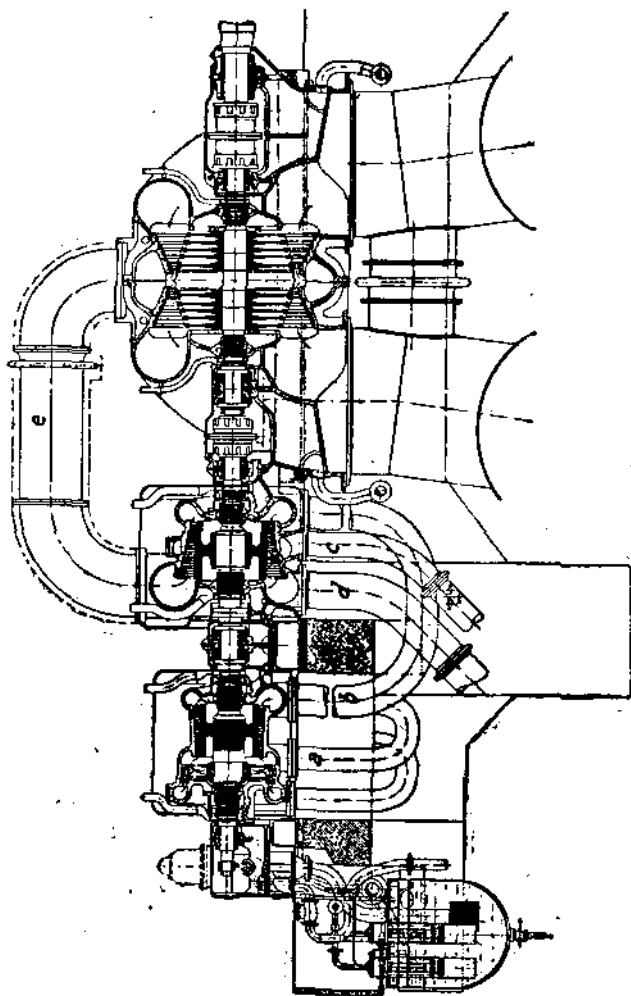
трубе в цилиндр среднего давления, а откуда в цилиндр низкого давления, где разветвляется на два потока. Сдвигающие усилия по оси турбины компенсируются противоположным направлением движения пара в цилиндрах высокого и среднего давления. В цилиндре



Фиг. 32. Турбина Вроун-Бовери с ротором дискового типа.

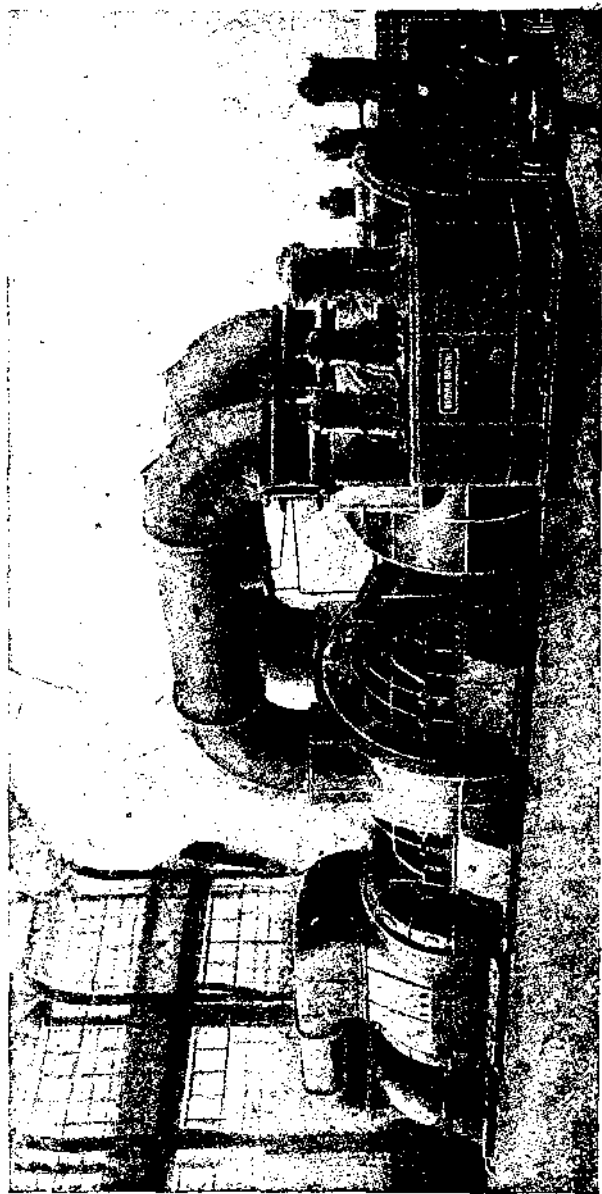
низкого давления осевой сдвиг совершенно уничтожается дублированием ступеней.

Вал турбины лежит в пяти подшипниках. Цилиндр высокого давления выполнен по активно-реактивному принципу. Цилиндры среднего и низкого давления имеют чисто-реактивное облопачивание.



Фиг. 33. Разрез трехцилиндровой турбины Броун-Бовери.

На фиг. 34 изображена одна из новейших турбин ВВС мощностью 85 000 квт при числе оборотов 1 500 об/мин. Начальное давление пара $p_1 = 14,5$ ата, начальная температура $t_1 = 360^\circ$. Турбина построена с двумя промежуточными отборами пара для

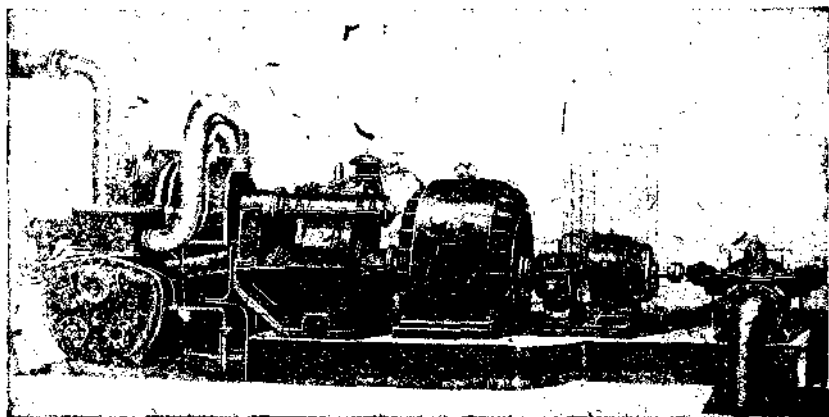


Фиг. 34. Новейшая турбина ВЭС мощностью 85 000 квт.

подогрева питательной воды. При испытании этой турбины получен относительный эффективный КПД $\eta_{\text{ое}} = 87,7\%$.

§ 49. Турбины Ленинградского металлического завода (ЛМЗ). Ленинградский металлический завод, основанный в 1857 г., строит паровые турбины, начиная с 1904 г. В первые годы после оборудования турбинного цеха завод строил турбины системы Рато. Потом завод перешел к типу АЭГ, незначительно изменив оригинальную конструкцию этой фирмы, и строил по этому типу турбины мелких и крупных мощностей (до 10 000 *квт* в одном агрегате).

Двухцилиндровые турбины ЛМЗ отличаются некоторыми особенностями по сравнению с чистым типом АЭГ. Двухцилиндровая турбина Ленинградского металлического завода мощностью 10 000 *квт* при 3 000 об/мин. представлена на фиг. 35. Оба цилиндра работают по активному принципу. Диск Кертиса отсутствует. В первом



Фиг. 36. Турбина бесподвального типа небольшой мощности.

цилиндре расположено 13 активных дисков, во втором цилиндре — семь дисков. Сальники работают по лабиринтовому принципу. Из всех сальников выведены вестовые трубки в машинный зал. Каждый корпус имеет два самостоятельных опорных подшипника. Осевое давление воспринимается двумя отдельными упорными подшипниками типа Мичелля. Валы цилиндров высокого и низкого давления соединены при помощи муфты. Регулирование турбины не отличается от описанной выше системы АЭГ.

В настоящее время ЛМЗ целиком переходит на производство турбин типа Метрополитен-Виккерс крупной и средней мощности.

Кроме ЛМЗ турбостроение разворачивается на заводе „Красный путиловец“ в Ленинграде, и на харьковском заводе ВЭО. ЛМЗ, строивший до сих пор как крупные, так и мелкие турбины, будет теперь выпускать турбины от 12 000 до 85 000 *квт*. Завод

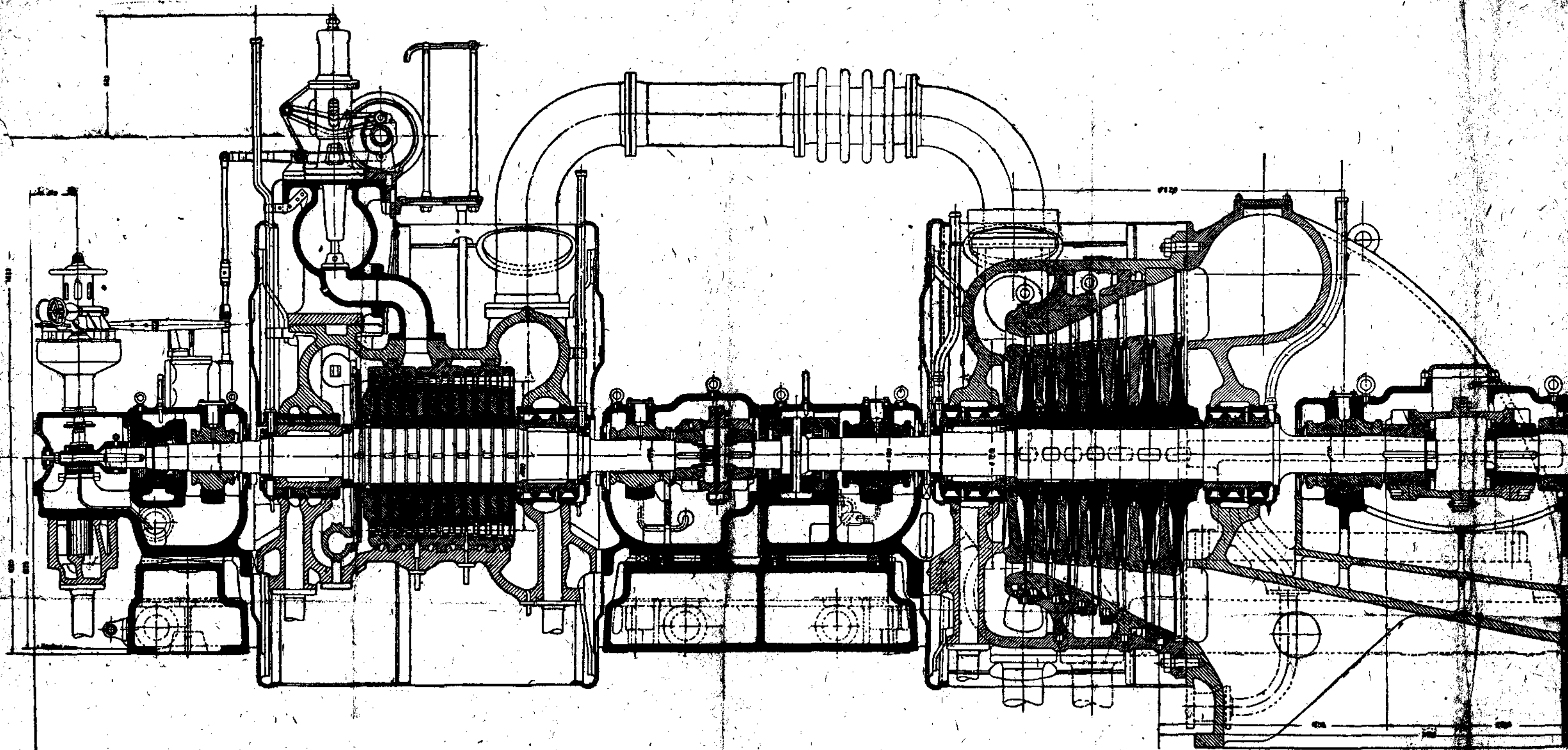
„Красный путиловец“ будет заниматься изготовлением турбин более мелких мощностей от 330 до 12 000 *квт*.

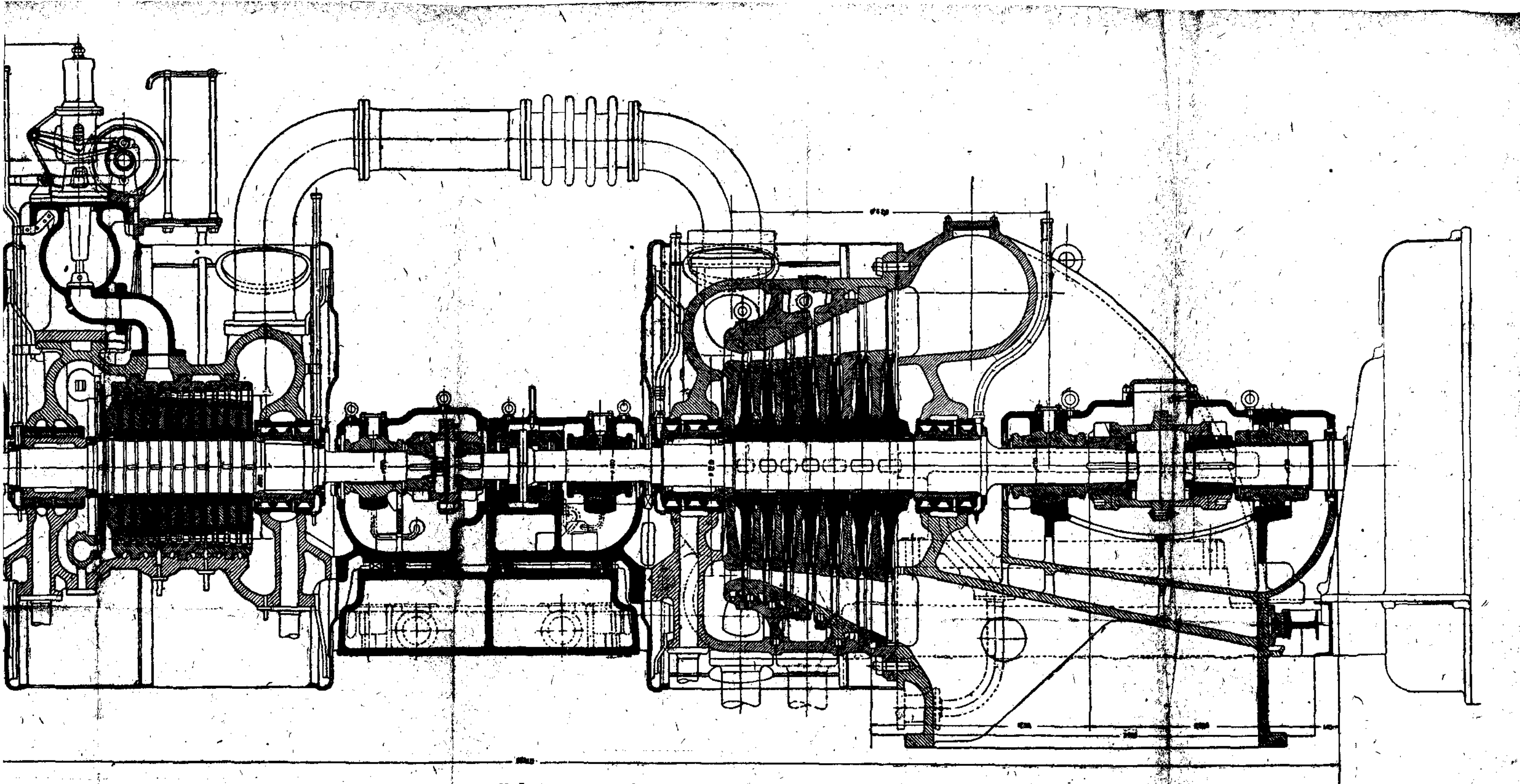
По первоначальному плану ЛМЗ должен был выпустить в 1931 г. турбин в общей сложности на 336 000 *квт* (из них семь по 12 000 *квт* и восемь по 24 000 *квт*, остальные 60 000 *квт* — мелкие турбины). Рабочими завода был выдвинут встречный план в 800 000 *квт*, который успешно выполняется. В ближайшее время, когда будет развернуто турбостроение на других заводах, ЛМЗ должен выпускать исключительно крупные турбины (12 000—85 000 *квт*), причем в 1934/35 г. общая мощность выпускаемых турбин должна составить 1 000 000 *квт*.

В первые годы ЛМЗ будет строить двухцилиндровые турбины на давление 25—30 *ат* при начальной температуре 425° Ц. В дальнейшем предполагается выпускать крупные трехцилиндровые машины на давление до 100 *ат*.

В программу завода включены конденсационные турбины и турбины с отбором и противодавлением.

Турбины бесподвального („комбинированного“) типа (фиг. 36) предполагается строить на заводе „Красный путиловец“.





Фиг. 35. Двухцилиндровая турбина Ленинградского металлического завода.

ГЛАВА VIII.

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТИПЫ ТУРБИН.

§ 50. Общие сведения. Послевоенные годы в Европе отмечены быстрым развитием и внедрением в фабрично-заводскую практику специальных типов паровых турбин, либо использующих мятый пар из других машин, либо отдающих часть своего пара на нужды производства и отопления. Подобные установки существовали и до мировой войны, в том числе и в довоенной России, но число их было невелико. В последние же 10—12 лет был поставлен и разрешен целый ряд теплотехнических проблем, объединенных общим стремлением к созданию наиболее совершенного энергетического комплекса с максимальным использованием тепла.

Следует отметить, что в Америке до последнего времени мало интересовались вопросами использования отработавшего тепла, что можно отнести за счет сравнительного экономического благосостояния этой страны до начала теперешнего мирового кризиса. Для СССР турбины специальных типов также имеют большое значение в качестве элементов строящихся у нас энергетических комбинатов.

Повышение экономичности паросиловых установок, если не касаться улучшений в работе котельной, может идти двумя путями: 1) путем усовершенствования самой паровой турбины как производителя энергии, и повышения относительного КПД и 2) путем использования отработавшего тепла турбин на производстве или мятого пара из производства — в турбинах и повышения КПД теплосиловой установки в целом.

В первом направлении сделано очень много, и современная турбина представляет собой весьма совершенный двигатель с высоким КПД. Так например по данным фирмы Броун-Бовери, при испытании конденсационного турбогенератора ВВС мощностью 85 000 *квт* с начальным давлением пара 14,5 *атм* и температурой 360° C, установленного на электростанции в Черновицах, был получен относительно эффективный КПД (на валу турбины) $\eta_{0a} = 87,7\%$. Можно сказать, что конденсационная турбина почти достигла предела экономичности.

Мерами к усовершенствованию теплового процесса турбины служат также надлежащий выбор начальных давлений и температур и

промежуточный перегрев пара. К этому мы еще вернемся в конце настоящей главы.

Специальные типы турбин составляют в настоящее время обширную группу среди промышленных установок. Особенности же преимущества имеет установка таких турбин на центральных станциях с одновременным снабжением какого-нибудь района как электрической энергией, так и теплом. Разнообразные требования производства и условия работы станций породили несколько различных типов турбин специального назначения. В связи со специальными требованиями, предъявляемыми к таким турбинам, регулирование их значительно сложнее разобранного выше регулирования обыкновенных конденсационных турбин. В следующих параграфах мы вкратце рассмотрим главнейшие типы и особенности турбин специального назначения.

§ 51. Типы турбин с использованием отработавшего тепла. Как бы ни был совершенен рабочий процесс конденсационной турбины, как бы высок ни был процент использования располагаемого теплопадения, в конечном счете, независимо от качества самой турбины, значительная часть тепла, заключенного в свежем паре, бесполезно теряется в конденсаторе и уносится с охлаждающей водой и конденсатом. Так например, если начальное давление пара $p_1 = 20 \text{ ага}$ и температура $t_1 = 300^\circ$, а давление в конденсаторе $p_2 = 0,04 \text{ ага}$, то начальное теплосодержание пара $i_1 = 723,5 \text{ кал/кг}$, а конечное по JS-диаграмме, принимая КПД турбины $\eta_{\text{ог}} = 0,80$, равно $i_2 = 534,5 \text{ кал/кг}$. Таким образом $534,5 \text{ кал}$ тепла на каждый кг пара теряется в конденсаторе, что составляет $\frac{534,5}{723,5} \cdot 100 = 74\%$. Получающийся конденсат можно использовать для питания паровых котлов, как это и делается на всех современных электрических станциях. Это собственно есть первый шаг к использованию отработавшего тепла. Но и в этом случае потеря тепла все еще очень значительна и, если теплосодержание жидкости при давлении $0,04 \text{ ага}$ равно $28,6 \text{ кал/кг}$, то потери составляют $\frac{534,5 - 28,6}{723,5} \cdot 100 = 70\%$.

Существует целый ряд производств, потребляющих пар различных давлений для целей сушки, варки, подогрева и других технологических процессов. В старых установках этот так называемый технологический пар доставлялся специальными котлами низкого давления, в то время как конденсационные паровые машины или турбины, служившие исключительно для производства механической энергии, питались паром из отдельных котлов „высокого давления“.

Пар при давлении $0,04—0,6 \text{ ага}$ из конденсатора турбины не может быть использован на производстве, но если отбросить кон-

денсатор и заставить пар расширяться в турбине до того давления, которое требуется на производстве, то, с одной стороны, отпадает надобность в установке специальных паровых котлов для производства, с другой стороны, не будет иметь места громадная потеря тепла в конденсаторе, так как все тепло, уходящее с отработанным паром из турбины, будет использовано на производстве. Такие турбины называются турбинами с противодавлением. Правда, КПД самой турбины будет ниже, чем конденсационной, так как она представляет собой не что иное, как часть высокого давления конденсационной машины, а как известно, паровая турбина вообще работает выгоднее в области низких давлений пара. Но за то повысится КПД всей тепло-силовой установки в целом.

Давление пара, требуемого для целей производства или отопления, обычно колеблется в пределах от 1 до 10 *атм*. Чаще же всего требуется пар 3—4 *атм*. В исключительных случаях на производство может идти пар с давлением выше 10 *атм*. Кроме технологических и отопительных целей отработавший пар из турбины с противодавлением может использоваться для приведения в действие вспомогательных устройств на самой станции, или же поступать в турбины низкого давления, покрывающие часть электрической нагрузки станции. В последнем случае турбина с противодавлением называется форшальттурбиной (нем. *Forschaltturbine*), или предвключенной турбиной.

Если проектируется изолированная теплосиловая станция промышленного типа, так называемая блок-станция, то бывает выгодно поставить турбину с противодавлением, если весь отработавший пар этой турбины можно использовать на производстве, при условии, что электрическая нагрузка станции будет полностью покрыта турбиной. Если расход технологического пара превышает имеющееся в распоряжении количество отработавшего пара турбины, то недостающий пар доставляется из котлов, проходя по дороге через редукционный вентиль для понижения давления до нужной величины. Наконец турбина с противодавлением может перерабатывать такое количество пара, какое в данный момент необходимо для производства, если есть возможность получающийся при этом избыток электрической энергии продавать на сторону.

Если требуемое количество производственного пара значительно меньше, чем расход пара турбиной с противодавлением, то в некоторых случаях применяется параллельная работа турбины с противодавлением с конденсационными турбинами, причем турбина с противодавлением рассчитывается на ту мощность, которая соответствует потребности производства в отработавшем паре, остальная же часть электрической нагрузки покрывается конденсационными турбинами.

В зависимости от условий работы станции, при расходе пара турбиной, превышающем потребность производства в отработавшем

наре, часто применяются турбины с промежуточным отбором пара. Такие турбины состоят из двух частей — высокого и низкого давления. В части высокого давления весь пар, поступающий в турбину, расширяется от начального давления до давления, требуемого на производстве. При выходе из части высокого давления некоторое количество пара отбирается на производство, а остаток поступает в часть низкого давления, где расширяется до давления в конденсаторе. Количество отбираемого для производства пара может меняться от 0 до некоторого максимума. В первом случае, т. е. при отсутствии отбора, турбина работает как чисто-конденсационная, во втором случае весь пар из части высокого давления поступает на производство, которое пропускает через часть низкого давления турбины с целью отвода тепла, развивающегося при вращении входную ротора части низкого давления и для избежания работы конденсатного насоса „насухо“. Для изменения количества отбираемого пара турбина снабжается соответствующими органами регулирования.

Турбина с промежуточным отбором пара может иметь в случае надобности и два отбора при разных давлениях. При этом регулирование отборов очень усложняется. Больше двух регулируемых отборов не делают. В турбине с противодавлением также может быть устроен промежуточный отбор пара. Это смешанный тип — турбина с промежуточным отбором пара и противодавлением.

К турбинам с промежуточным отбором пара можно причислить также турбины с отводом пара из нескольких ступеней для подогрева питательной воды котлов. Тепловой процесс такой установки называется регенеративным. Вследствие полного использования теплоты отводимого пара КПД турбинной установки значительно улучшается.

В смысле использования тепла несколько особняком стоят так называемые турбины с ухудшенным вакуумом. Это обыкновенные конденсационные турбины, но работающие с конечным давлением порядка $0,5 \div 0,9$ *атм*. При этих давлениях охлаждающая вода при выходе из конденсатора имеет довольно высокую температуру ($80 \div 90^\circ \text{C}$) и может быть использована для водяного отопления. Конденсат турбины направляется в котельную.

Другую группу специальных турбин составляют так называемые турбины низкого давления, использующие отработавший пар из производства, а именно из паровых машин прокатных станков, паровых молотов, рудоподъемных машин и т. п. Подобные паровые машины имеют примитивное устройство и работают на выхлоп, причем давление пара при выпуске составляет $1,1 \div 1,2$ *атм*.

Отработавший пар этих машин может быть направлен в паровые турбины низкого давления, где он расширяется до давления в конденсаторе ($0,04 \div 0,06$ *атм*). По своему устройству турбины низкого давления ничем не отличаются от обыкновенных конден-

сационных турбин и работают вследствие известного свойства паровых турбин с хорошим КПД. Иными словами, они соответствуют части низкого давления обыкновенных турбин.

Большим неудобством при использовании отработавшего пара паровых молотов, машин прокатных станков и т. п. является неравномерный расход пара этими машинами и периодичность их работы. Для выравнивания колебаний в подаче пара в турбине низкого давления между машиной и турбиной включается паровой аккумулятор.

Чтобы обеспечить непрерывность работы турбины низкого давления при периодичности работы первичных поршневых машин, ее комбинируют с частью высокого давления, которая питается паром из котлов. В части высокого давления пар расширяется до давления мягого пара из поршневых машин и перед соплами части низкого давления смешиваются с последним. Такие турбины называются турбинами двойного давления. При отсутствии мягого пара турбина работает как обычная конденсационная единица. Если мягкого пара, наоборот, достаточно для покрытия всей электрической нагрузки турбины в данный момент, то часть высокого давления работает вхолостую с пропуском через нее только небольшого количества пара для отвода развивающегося тепла. В остальных случаях имеет место комбинированная работа: в первую очередь используется мягкий пар, а недостаток пара пополняется острым паром из котлов через часть высокого давления.

§ 52. Особенности конструкции и регулирования турбин с противодавлением. Турбины с противодавлением не отличаются по своей конструкции от части высокого давления обычных конденсационных турбин, но соответственно небольшому перепаду тепла имеют небольшое число ступеней. Простейшие и наиболее дешевые типы турбин с противодавлением состоят из одного двухступенчатого или трехступенчатого диска Кертиса и соответственно с этим обладают низким КПД. Относительно эффективный КПД этих турбин составляет $0,55 \div 0,65$. Для достижения более высокого КПД турбин с противодавлением их выполняют в виде нескольких обычно активных ступеней давления, иногда с диском Кертиса в первой ступени. Некоторые фирмы, например Броун-Бовери, после диска Кертиса ставят реактивный барабан. В многоступенчатых турбинах достигим КПД $0,70 \div 0,75$.

Так как в области высоких давлений пара турбины работают менее выгодно, чем в области низких давлений, то КПД турбины с противодавлением вообще говоря ниже, чем КПД конденсационной турбины.

Если количество пара, необходимое для производства, в любой момент работы установки равно или превышает расход пара турбиной, причем недостаток мягкого пара пополняется через редукционный вентиль из котла, то последняя управляется обычным

скоростным регулятором. Если же турбина с противодавлением работает параллельно с конденсационными турбинами и покрывает только часть общей электрической нагрузки, развивая мощность соответственно потребности производства в мятом паре, т. е. перерабатывая то количество пара, которое в каждый данный момент требуется на производстве, то система регулирования усложняется введением особого регулятора давления.

Регулятор давления обычно представляет собой цилиндр с поршнем, на который, с одной стороны, действует давление пара в нагревательной сети, а, с другой стороны, — натяжение пружины. При изменении давления в сети поршень регулятора давления передвигается и посредством передачи той или иной конструкции переставляет золотник сервомотора турбины. Перестановка золотника сервомотора влечет за собой частичное открытие или закрытие клапанов количественного регулирования, причем изменяется нагрузка турбины и в магистрали отработанного пара восстанавливается нужное давление.

При этом, так как турбина с противодавлением работает, как было сказано выше, на общую электрическую сеть параллельно с другими турбинами, воспринимающими колебания электрической нагрузки, главным является регулирование по давлению отработавшего пара, а скоростной регулятор приходит в действие лишь в особых случаях, при чрезмерном повышении числа оборотов турбины, что может случиться при падении общей нагрузки электрической сети ниже мощности, развиваемой турбиной с противодавлением.

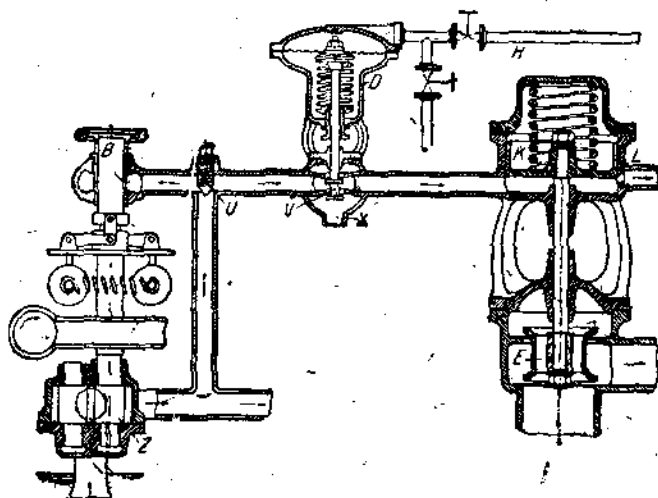
Некоторые фирмы применяют регуляторы давления не поршневого, а мембранного типа. Стальная мембрана такого регулятора также нагружена, с одной стороны, давлением пара, а, с другой стороны, находится под действием пружины. Передача от шпинделя регулятора производится обычным образом. Оригинальными особенностями, как и вообще регулирование этой фирмы, отличается действие регулятора давления Броун-Бовери. Включение регулятора давления Броун-Бовери показано на фиг. 37.

Здесь обозначено: *B* — букса скоростного регулятора, *D* — регулятор давления с мембраной, *E* — паровпускной клапан, *H* — подвод пара из магистрали низкого давления (противодавление турбины), *K* — поршень паровпускного клапана, *L* — выход масла, *X* — сток масла, *Z* — масляный насос, *U* — регулирующий клапан, *V* — клапаны регулятора давления.

Как мы уже знаем, регулирование турбин Броун-Бовери осуществляется при помощи масла, давление которого в зависимости от нагрузки турбины изменяется скоростным регулятором; соответственно изменению давления в маслопроводе происходит открытие или закрытие клапанов количественного регулирования, пропускающих большую или меньшую массу пара в турбину. Таким образом

в конденсационных турбинах речь идет только о регулировании давления масла в зависимости от нагрузки турбины.

В системе регулирования турбины с противодавлением, букса В, которая в обычном регулировании конденсационной турбины, подымаясь или опускаясь, обуславливает изменения давления масла в маслопроводе к клапанам, эта букса опущена так низко, что изменение положения муфты скоростного регулятора вызывает открытие протока масла в корпус регулятора (глава V, § 31) только в том случае, когда общая электрическая нагрузка падает ниже мощности одной машины с противодавлением. Тогда происходит постепенное закрытие паровых вензелей независимо от колебаний давления в магистрали отработанного пара. В обычное время колебания нагрузки в сети не отражаются на регулировании турбины с противодавлением и воспринимаются работающими параллельно с ней конденсационными машинами.



Фиг. 37. Регулирование турбин с противодавлением фирмы Броун-Бовери.

В системе регулирования турбины с противодавлением давление масла должно быть поставлено в зависимость от давления отработавшего пара, которое должно поддерживаться постоянным. При увеличении расхода пара на производство из магистрали отработавшего пара турбины, давление отработавшего пара начинает падать, соответственно чему впускной клапан турбины должен постепенно открываться и впускать в турбину большее количество свежего пара. Наоборот, при уменьшении расхода отработавшего пара, его давление в магистрали повысится, и клапан турбины должен несколько прикрыться, уменьшая количество поступающего пара.

Для этой цели в маслопровод включен регулятор давления *В*. Вентиль *У* регулятора, включенный в маслопровод, соединен с эластичной мембраной и находится под воздействием пружины. Пространство под мембраной соединено трубкой с паропроводом отработавшего пара *Н*. В каждый данный момент устанавливается равновесие между давлением пара и действием пружины, которое устанавливает вентиль *У* в определенном положении, вследствие чего изменяется давление масла и степень открытия паровых вентилей.

§ 53. Конструкция и регулирование турбины с промежуточным отбором пара. Турбины с промежуточным отбором пара по своей конструкции, так же как и турбины с противодавлением, не отличаются существенно от обычных конденсационных турбин. В простейшем случае они могут состоять из двух колес Кертиса, между которыми производится отбор пара. При необходимости иметь более экономичную машину, число ступеней части высокого и низкого давления может быть значительно увеличено, что, разумеется, зависит кроме того от располагаемого перепада тепла. Вся турбина с промежуточным отбором может быть расположена в одном цилиндре или же в двух или трех цилиндрах, из которых первый представляет часть высокого давления турбины до места отбора; отбор в последнем случае производится из ресивера. Распределение ступеней турбины между частями высокого и низкого давления зависит, разумеется, от того, при каком давлении производится отбор пара. В зависимости от этого часть высокого давления может состоять например из одного диска Кертиса, тогда как часть низкого давления будет сильно развита. В отношении применения активного и реактивного принципа и других вопросов конструкции здесь остается в силе все, что было сказано в предыдущей главе о конденсационных турбинах. Отличительной особенностью турбин с отбором является только их регулирование.

Турбина с промежуточным отбором пара и конденсацией должна, с одной стороны, развивать мощность, достаточную для покрытия существующей электрической нагрузки, а с другой стороны, в любой момент покрывать потребность в паре, отбираемом на производство. В связи с этим турбина должна быть снабжена скоростным регулятором обычного типа для поддержания постоянного числа оборотов при изменениях электрической нагрузки и регулятором давления, который при любом отборе (в тех пределах колебаний количества отбираемого пара, на которые рассчитана турбина) должен поддерживать постоянное давление в линии отбора. Оба регулятора должны быть связаны между собой в общую систему регулирования. При небольшой степени электрической нагрузки турбины может случиться, что пара, проходящего через турбину, будет недостаточно для удовлетворения потребителей мягкого пара; на этот случай должен быть предусмотрен редукционный вентиль для добавления свежего пара из котлов в магистраль

отработавшего пара. Кроме того турбина с промежуточным отбором пара, так же как и конденсационная турбина, должна иметь специальный регулятор безопасности.

Каждая часть турбины (высокого и низкого давления) снабжена отдельным парораспределением. Различают два основных способа регулирования турбин с промежуточным отбором пара. По первому, более простому способу, при понижении давления в магистрали отбираемого пара, регулятор давления турбины уменьшает количество пара, проходящего в конденсатор, и увеличивает этим самым количество отбираемого после части высокого давления пара, так как общее количество пара, поступающего в часть высокого давления, не изменилось. Вследствие уменьшения количества пара, поступающего в часть низкого давления, понижается мощность, создаваемая в цилиндре низкого давления, а следовательно и общая мощность турбины. При этом падает число оборотов турбины и приходит в действие скоростной регулятор, увеличивающий количество отбираемого пара, поступающего в часть высокого давления, и восстанавливающий требуемую мощность турбины. При этом регулятор давления снова должен подрегулировать клапаны части низкого давления, чтобы в нагревательную сеть не поступал излишек пара. При постоянном расходе пара на производство и изменении электрической нагрузки происходит обратное: сначала приходит в действие скоростной регулятор, а потом регулятор давления. Такой процесс регулирования не отличается гибкостью.

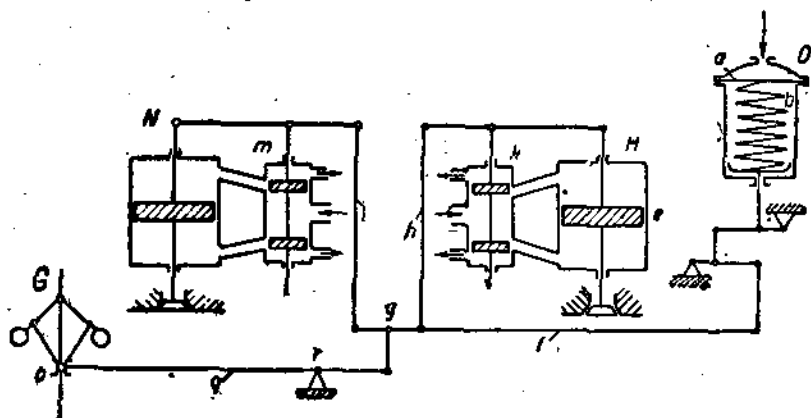
Гораздо совершеннее, точнее и быстрее действует другая система регулирования, в которой при изменении нагрузки турбины скоростной регулятор одновременно переставляет парораспределительные органы как части высокого, так и части низкого давления, изменяя общее количество поступающего в турбину пара, но не изменяя количества отбираемого пара, так что регулятор давления остается в покое. При изменениях расхода отбираемого пара регулятор давления воздействует также на парораспределение обеих частей турбины, не изменяя этим ее мощности.

Для уяснения способа действия такой системы регулирования рассмотрим схему регулирования турбин АЭГ с промежуточным отбором пара. На фиг. 38 изображена такая схема в упрощенном виде. Основные части регулирования обозначены большими буквами: *G* — скоростной регулятор, *H* — парораспределительный механизм части высокого давления турбины, *D* — регулятор давления отбираемого пара.

Регулятор давления представляет собой стальную мембрану. Полость над мембраной *a* соединена с паропроводом отбираемого пара, снизу действует пружина *b*. Прогиб мембраны в ту или иную сторону передается посредством рычажной передачи одновременно валотникам сервомоторов частей высокого и низкого давления. Рычажная передача рассчитана таким образом, что незначительный

сам по себе прогиб мембраны увеличивается во много раз при передаче движения золотникам.

Предположим, что расход пара из отбора турбины понизился и следовательно давление в магистрали мягкого пара возросло. Мембрана *a* прогнется вниз, преодолевая сопротивление пружины. Ось регулятора давления и точка *c* рычажной передачи опустятся вниз, передавая движение всей системе рычагов (*d* и *e* — неподвижные точки). Рычаг *f*, вращаясь около точки *g* как неподвижной точки, поднимет тягу *i* и опустит тягу *h*. Золотник *k* сервомотора *l* части высокого давления опустится, пропуская масло в нижний канал и сервомотор прикроет клапан. Наоборот, золотник *m* части низкого давления пойдет вверх, и сервомотор *n* увеличит количество пара, поступающего в часть низкого давления турбины. Таким образом мощность части высокого давления уменьшится, а мощность части низкого давления увеличится, общая же мощность турбины не



Фиг. 38. Схема регулирования турбины с промежуточным отбором пара.

изменится, т. е. произойдет перераспределение нагрузки между частью высокого и низкого давления. При этом скоростной регулятор остается в покое, так же как и его рычажная передача, связанная с неподвижной в данном случае точкой *g*.

При падении давления в сети отбора весь процесс регулирования будет происходить обратным порядком, как это легко проследить по схеме. Именно правое плечо рычага *f* поднимется, попрежнему вращаясь около точки *g*, тяга *h* поднимется и пропуск пара в часть высокого давления увеличится, а тяга *i* опустится и количество пара, поступающего в конденсатор, уменьшится.

Рассмотрим теперь случай, когда отбор пара постоянен, а нагрузка турбины меняется. Пусть нагрузка турбины уменьшилась. Шары регулятора *G* разойдутся, муфта *p* поднимется и рычаг *q*, вращаясь около неподвижной точки *r*, опустит точку *g* вниз. При

этом одновременно опускаются золотники k и m , прикрывая клапаны как части высокого давления, так и части низкого давления и уменьшая общее количество пара, проходящее через турбину, но не оказывая действия на величину отбора.

В турбинах с промежуточным отбором пара и противодавлением в некоторых случаях ставится еще второй регулятор давления для выравнивания давления в линии отработавшего в части низкого давления пара. В других случаях противодавление не регулируется, и регулирование турбины происходит вышеописанным образом.

Одновременное регулирование отбора и противодавления в таких турбинах возможно только тогда, когда параллельно с ними работают другие, конденсационные, машины. Поэтому во многих случаях, когда требуется отработавший пар двух давлений, устанавливают вместо турбины с промежуточным отбором и противодавлением турбину с двумя промежуточными отборами и конденсацией. Такие турбины состоят из трех частей — высокого, среднего и низкого давления. Регулирование этих турбин в общем сходно с описанной системой, но отличается большей сложностью.

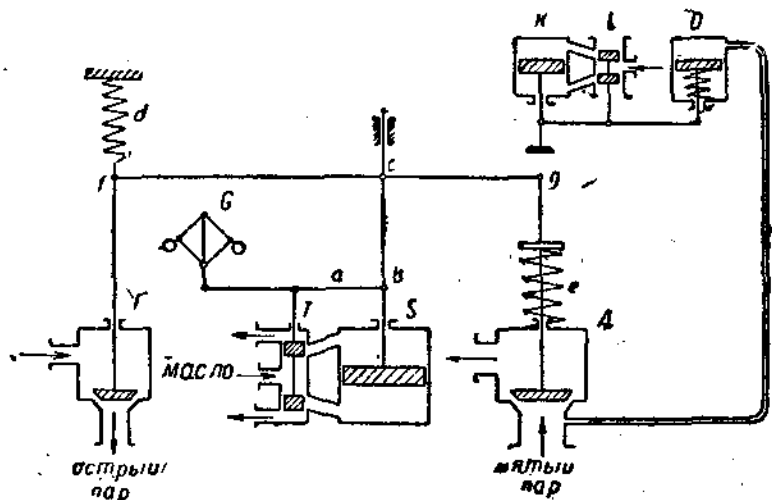
§ 54. Регулирование турбин двойного давления. Регулирование турбин двойного давления должно удовлетворять следующим условиям: 1) при возрастании нагрузки турбины должен увеличиваться подвод мягого пара из производства и только тогда, когда мягого пара не хватает, открываются клапаны свежего пара (части высокого давления турбины). При понижении нагрузки в первую очередь прикрываются клапаны высокого давления. Иными словами, турбина должна снабжаться в первую очередь мягким паром; 2) при постоянстве нагрузки турбины и уменьшении количества мягкого пара, одновременно должен прикрываться клапан мягкого пара таким образом, чтобы давление мягкого пара при поступлении в турбину оставалось постоянным, и увеличивалась подача пара высокого давления, чтобы мощность турбины не менялась.

На фиг. 39 дана принципиальная схема такого регулирования, причем A — клапаны мягкого пара, F — клапаны свежего пара, O — скоростной регулятор, S — сервомотор, управляемый скоростным регулятором, T — золотник сервомотора, D — регулятор давления мягкого пара, K и L — сервомотор и золотник регулятора давления.

Система работает следующим образом. Если нагрузка турбины уменьшается, то скоростной регулятор O поднимает рычаг a , который вращается около точки b и поднимает золотник T ; при этом масло входит в верхнюю полость сервомотора S , поршень сервомотора опускается, опуская и жестко связанную со штоком поршня точку c . Так как пружина d , связанная со штоком клапана высокого давления, слабее пружины e клапана мягкого пара, то при опускании точки c рычаг feg поворачивается около точки g (которая служит опорой рычага) и прикрывает клапан высокого давле-

ния. Если клапан F уже закрыт, то при дальнейшем понижении нагрузки начинает прикрываться клапан мягого пара A . Если нагрузка турбины возрастает, то точка b перемещается вверх, и рычаг feg , вращаясь теперь около точки f , так как клапан мягкого пара в данном случае освобождается от действия пружины e , начинает открывать все больше и больше клапан A , впуская мягкий пар в турбину до тех пор, пока конец рычага g не упрется в шток сервомотора K регулятора давления D . Шток сервомотора K занимает тем более низкое положение, чем ниже давление пара в аккумуляторе. При дальнейшем возрастании нагрузки начинают открываться клапаны высокого давления.

В случае недостатка мягкого пара, поршень сервомотора K под действием регулятора давления опускается и прикрывает клапан A . Одновременно при помощи рычага feg , который в данном случае



Фиг. 39. Схема регулирования турбины двойного давления.

поворачивается около точки c , открывается клапан острого пара F , так что мощность и число оборотов турбины не изменяются.

§ 55. Высокое давление и промежуточный перегрев пара. Если еще несколько лет назад проблема высокого давления была новинкой, и промышленные установки, работающие с давлением пара выше 30—35 атм, насчитывались единицами, то теперь можно сказать, что большинство современных крупных станций строятся на высокое давление пара, порядка 60, 100 и даже 200 атм.

При повышении давления водяного пара выше 30 атм он обнаруживает следующие свойства.

1. Теплоемкость сухого насыщенного пара, непрерывно

повышающееся при повышении давления до 30 *ата*, при дальнейшем возрастании давления быстро падает.

2. Теплосодержание перегретого пара, при одной и той же температуре почти постоянное в области низких давлений пара, также быстро падает, так что для сохранения того же начального теплосодержания при более высоких давлениях требуется перегрев пара до более высокой температуры.

3. При постоянной начальной температуре перегретого пара и постоянном противодавлении в турбине, адиабатический перепад тепла непрерывно возрастает с повышением начального давления, но это возрастание постепенно замедляется.

4. Влажность пара в конце адиабатического расширения (при одном и том же противодавлении) очень быстро растет с повышением начального давления.

Все это легко проследить по *IS*-диаграмме.

5. Теплосодержание жидкости i' непрерывно растет с повышением давления, теплосодержание сухого насыщенного пара i'' выше 25—30 *ата* начинает постепенно падать; следовательно уменьшается и разность:

$$i'' - i' = r,$$

т. е. теплота испарения. При давлении около 225 *ата* теплосодержание жидкости равно теплосодержанию сухого насыщенного пара, т. е. $i' = i''$ и следовательно $r = 0$. Давление ~ 225 *ата* называется критическим. Это теоретический максимум давления, с которым может работать паросиловая установка.

Пар критического давления получается в котлах особой конструкции (Бенсона, Леффлера). В турбину пар поступает с давлением порядка 180—200 *ата* (по пути имеются значительные потери давления). Это давление и является предельным для паровых турбин.

Возникает вопрос о выгоде и целесообразности применения в паровых турбинах пара с давлением выше 30 *ата*.

Теоретические и опытные исследования показывают, что с повышением начального давления пара относительно-эффективный КПД турбины η_{eo} падает, а абсолютный (термический) КПД η_{oa} возрастает. Эффективный КПД турбины есть произведение относительно-эффективного и абсолютного (термического) КПД.

$$\eta_{ea} = \eta_{eo} \cdot \eta_{oa}$$

Поэтому эффективный КПД турбины, повышаясь до некоторого давления, при дальнейшем увеличении давления начинает падать.

Быстрое увеличение влажности пара в конце расширения по мере увеличения давления также ставит известный предел повышению начального давления. Увеличение влажности пара в последних ступенях турбины значительно ускоряет износ лопаток и кроме того понижает КПД этих ступеней. Даже при самом высококаче-

ственном материале лопаток влажность пара в последних ступенях не должна превосходить $10-12\%$.

Для ослабления этого вредного явления применяется промежуточный перегрев пара. Для конденсационных машин, работающих без промежуточного перегрева, применяется давление до 60 *атм*. В последнее время станции высокого давления оборудуются турбиной, работающей с высоким начальным давлением пара и с противодавлением порядка 20—40 *атм*. Пар из противодавления этой турбины, которая называется предвключенной или форшальт-турбиной, направляется в турбины с обычным начальным давлением пара. В этом случае часто применяется перегрев пара между форшальт-турбиной и турбинами „низкого давления“.

Промежуточный перегрев пара является выгодным как с термической точки зрения, так и в смысле улучшения рабочего процесса последних ступеней турбины. Однако применение промежуточного перегрева удорожает установку и создает известные неудобства в эксплуатации.

В конструктивном отношении турбины высокого давления отличаются небольшими размерами сравнительно с генератором, требуют применения толстостенных корпусов и массивных фланцев, конструирования особенно надежных многокамерных сальников. В первое время некоторые фирмы изготовляли цилиндры турбин высокого давления из одного куска металла; теперь эта конструкция многими оставлена. Регулирование турбин высокого давления не отличается от обычных типов, описанных выше.

ОГЛАВЛЕНИЕ.

Глава I. Общие понятия	5
§ 1. Свойства водяного пара 5. § 2. Теплота пара 6. § 3. Энергия 8. § 4. Тепловые диаграммы 9. § 5. Общее понятие о паровой турбине 11.	
Глава II. Принципы работы паровых турбин	14
§ 6. Преобразование энергии в сопле 14. § 7. Действие пара на лопатки активной турбины (активный принцип) 17. § 8. Ступени давления 20. § 9. Ступени скорости 20. § 10. Реактивный принцип 22. § 11. Классификация паровых турбин 24.	
Глава III. Работа и экономичность паровой турбины	27
§ 12. Графическое изображение процесса расширения пара 27. § 13. Мощность 28. § 14. Потери в паровой турбине 30. § 15. Коэффициенты полезного действия 31. § 16. Изображение теплового процесса турбины в JS-диаграмме 34. § 17. Треугольники скоростей 37. § 18. Расход пара в паровых турбинах при разных условиях работы 41.	
Глава IV. Устройство паровых турбин	45
Движущиеся части турбины	—
§ 19. Лопатки 45. § 20. Диски и барабаны 48. § 21. Валы 51.	
Неподвижные части турбины	51
§ 22. Корпус 51. § 23. Диафрагмы или направляющие диски 52. § 24. Сопла и направляющие аппараты 52. § 25. Уплотнения 53. § 26. Подшипники 55. § 27. Фундаментная плита. Фундаменты 57. § 28. Масляное хозяйство 58.	
Глава V. Регулирование	60
§ 29. Принципы регулирования 60. § 30. Конструктивное осуществление регулирования 63. § 31. Регулирование прямого действия 64. § 32. Количественное регулирование фирмы Броун-Бовери 65. § 33. Дроссельное регулирование фирмы Эшер-Висс 67.	
Глава VI. Конденсация	70
§ 34. Сущность и цель конденсации 70. § 35. Выгодность конденсации 71. § 36. Классификация конденсаторов 72. § 37. Устройство поверхностных конденсаторов 73. § 38. Детали конденсаторов 75. § 39. Насосы 76. § 40. Основные соотношения в работе конденсатора 78. § 41. Распределение давлений в конденсаторе 80. § 42. Вычисление абсолютного давления 81.	
Глава VII. Конструкции паровых турбин	83
§ 43. Общие замечания 83. § 44. Турбины фирмы Эшер-Висс 84. § 45. Турбины фирмы Вулам 88. § 46. Турбины Метрополитен-Виккерс 91. § 47. Турбины фирмы АЭФ 95. § 48. Турбины фирмы Броун-Бовери (BBC) 98. § 49. Турбины Ленинградского металлического завода 98.	
Глава VIII. Специальные типы турбин	106
§ 50. Общие сведения 106. § 51. Типы турбин с использованием отработанного тепла 107. § 52. Особенности конструкции и регулирования турбин с противодавлением 110. § 53. Конструкция и регулирование турбин с промежуточным отбором пара 113. § 54. Регулирование турбин двойного давления 116. § 55. Высокое давление и промежуточный перегрев пара 117.	
Приложение. Диаграмма Моллье для водяного пара.	

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Следует
24	17 сверху	Это обстоятельство вызывает применение большого числа ступеней...	Это обстоятельство вызывает применение в реактивных турбинах большого числа ступеней...
25	5 снизу	Поэтому реактивные ступени часто комбинируют...	Поэтому реактивные ступени часто комбинируют...
32	11 сверху	η_a	η_r
33	13 снизу	$(\eta_{so} \text{ и } \eta_{ad})$	$(\eta_{so} \text{ и } \eta_{ad})$
46	18 снизу	ножка лопаты	ножка лопатки
61	17 снизу	Теплотой перепад	Тепловой перепад
76	22 сверху и след.	...для охлаждающей воды для откачивания конденсата и для удаления воздуха двигателей, проводящих в движение и иногда...	...для охлаждающей воды, для откачивания конденсата и для удаления воздуха, двигателей, приводящих в движение насосы и, иногда,...
92	11 снизу	(фиг. 32)	(фиг. 36)
95	5 сверху	В нижеследующей таблице приведены	В таблице 2 приведены
108	8 сверху	будет ниже	будет ниже
109	11 сверху и след.	весь пар из части высокого давления поступает на производство, которое пропускает через часть низкого давления	весь пар из части высокого давления поступает на производство, за исключением небольшого количества, которое пропускается через часть низкого давления
110	7 сверху	в подаче пара в турбине	в подаче пара к турбине
110	15 сверху	смешиваются	смешивается
111	8 снизу	масляный насос	масляный насос