



В. К. БОГОМАЗОВ,
А. Д. БЕРКУТА, П. И. КЭТИКОВСКИЙ

ПЛАТЕ

окружности Oa равна e . Закончится впуск при положении кривошипа OC , когда снова $x = Oc = e$.

Точно также, если провести дугу de_0n_0f радиусом, равным внутренней перекрышке золотника i , то можно найти положения кривошипа OD и OF , соответствующие началу и концу выпуска пара из левой полости, при которых $x = -i$.

В любом положении кривошипа OK хорду Ok , выражающую сдвиг золотника x , можно представлять себе состоящей из двух частей $Ok_0 = e$ и k_0k — путь, пройденный золотником после начала впуска. Очевидно, что k_0k есть величина, на которую открыт канал для впуска пара, при положении кривошипа OK . Поэтому и величина bb_0 представляет собой открытие канала при мертвом положении кривошипа OB , т. е. величину линейного предварения впуска v_0 (а величина ee_0 равна линейному предварению выпуска v_2).

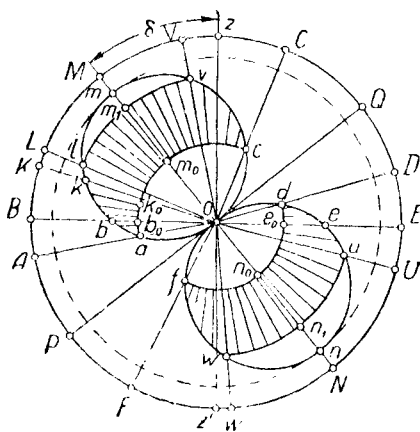


Рис. 38. Полярная золотниковая диаграмма.

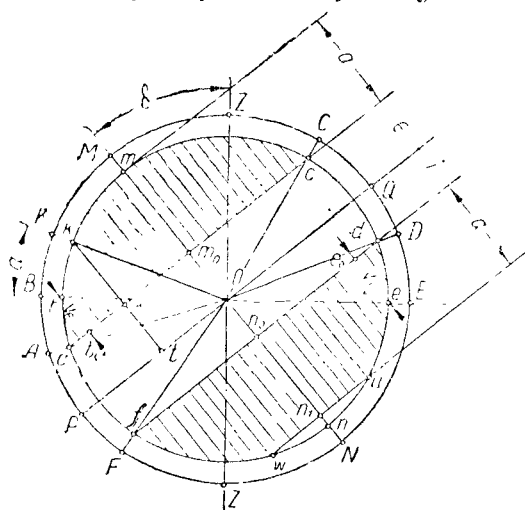


Рис. 39. Нормальная золотниковая диаграмма.

Как уже указывалось (формула 20,2), золотник часто делают с перебегом. На рис. 38 диаграмма построена для такого золотника, причем ширина канала $a = m_0m_1$. Поэтому

$$Om = r = Om_0 + m_0m_1 + m_1m = e + a + c.$$

Следовательно, уже при положении кривошипа OL канал был открыт полностью, так как $Ol = e + a$. При дальнейшем вращении кривошипа золотник продолжал двигаться (x увеличивался), но открытие канала оставалось постоянным, равным полной ширине канала $m_0m_1 = a$, до положения кривошипа OV , после которого золотник начал закрывать канал. При выпуске канал также открыт полностью от положения кривошипа OU до положения его OW . Перебег при выпуске nn_1 больше, чем при впуске mm_1 вследствие того, что обычно $i < e$. Поэтому даже у золотника без перебега при впуске, у которого $r = e + a$, перебег при выпуске обычно имеется.

На рис. 38 буквенные обозначения моментов парораспределения соответствуют обозначениям их на индикаторных диаграммах рис. 8 и 27. Легко видеть, что за один оборот кривошипа происходят: AC — впуск пара в левую полость, CD — расширение, DF — выпуск, FA — сжатие.

Для исследования движения золотника, кроме рассмотренной полярной диаграммы, применяют также нормальную золотниковую диаграмму, которая строится следующим образом (рис. 39). Внутри окружности с диаметром BE , представляющей собой окружность вращения кривошипа, проводят меньшую

В. К. БОГОМАЗОВ, А. Д. БЕРКУТА, П. П. КУЛИКОВСКИЙ

ПАРОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Разрешено
Управлением по делам высшей школы
при Совете Министров УССР
как учебное пособие для техникумов
УССР



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ТЕХНИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ УССР
Киев — 1952

В книге рассматривается теория, конструкции и эксплуатация паровых машин, паровых турбин и конденсационных установок и даются основы расчета паровых двигателей и их деталей.

Книга является учебным пособием для техникумов и средних технических курсов, готовящих техников-теплоэнергетиков силовых и электросиловых станций промышленности и транспорта, а также может быть использована в качестве пособия при проработке соответствующих разделов курсов «Теплотехника» и «Машиноведение» во втузах неэнергетического профиля.

окружность радиусом Om , представляющим собою в другом, для ясности большим, масштабе эксцентриситет эксцентрика r . Если провести диаметр MN под углом δ к вертикали ZZ' и второй диаметр PQ , перпендикулярный к MN , то легко доказать, что для любого положения кривошипа OK нормаль (перпендикуляр) kt , опущенная из конца радиуса малой окружности k на диаметр PQ , выражает сдвиг золотника от среднего положения x .

Рассмотрим произвольное положение кривошипа OK при повороте его от мертвой точки на угол $\angle KOB = \alpha$. Из треугольника OKt :

$$kt = Ok \cos \angle MOK$$

или

$$kt = Ok \cos [90^\circ - (\alpha + \delta)] = r \sin (\alpha + \delta).$$

Значит, действительно нормаль $kt = x$, и это справедливо для любого угла α .

Если провести линии ac и df параллельно диаметру PQ на расстояниях e и i от него, то очевидно, что положения кривошипа OA и OC , у которых $x = e$, будут соответствовать моментам начала и конца впуска, а положения OD и OF , у которых $x = -i$, моментам начала и конца выпуска (из левой полости). Очевидно также, что отрезок нормали

$$kk_0 = kt - k_0t = x - e$$

представляет собой величину открытия канала при положении кривошипа OK . Отрезки $bb_0 = v_e$ и $ee_0 = v_i$ выражают линейные предварения впуска и выпуска.

На рис. 39 построена диаграмма для золотника без перебега, у которого $c = 0$ и

$$r = e + a,$$

т. е.

$$Om = Om_0 + m_0m,$$

и, значит, отрезок m_0m представляет собой полную ширину канала a . При выпуске перебега все таки будет, и величина его:

$$nn_1 = r - i - a = e - i.$$

§ 24. СВЯЗЬ ЗОЛОТНИКОВОЙ ДИАГРАММЫ С ИНДИКАТОРНОЙ

По золотниковой диаграмме, построенной по элементам золотника (r, δ, e, i), снятым с натуры, можно построить теоретическую индикаторную диаграмму. В практике к такому построению прибегают при монтаже машины или при внесении изменений в органы парораспределения для того, чтобы заранее знать, какой будет индикаторная диаграмма, каковы будут мощность и расход пара и т. д. Пример такого построения показан на рис. 40.

Длину BE — диаметр большей окружности принимают за длину индикаторной диаграммы, т. е. за рабочий объем цилиндра. Отрезок V_0 , соответствующий объему вредного пространства цилиндра в том же масштабе, откладывают влево от точки B . Давления впуска p_1 и выпуска p_2 должны быть известны, и

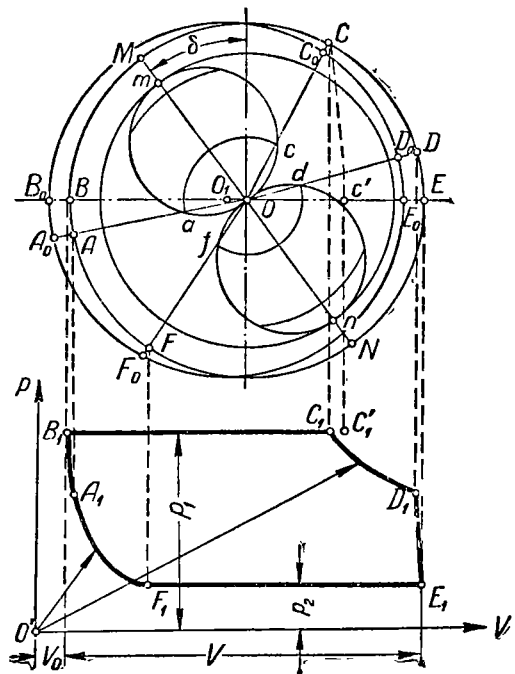


Рис. 40. Построение индикаторной диаграммы по золотниковой.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Директивами XIX съезда партии по пятому пятилетнему плану развития СССР на 1951 — 1955 годы предусмотрено увеличение за пятилетие общей мощности электростанций, примерно, вдвое, а гидроэлектростанций — втрое, обеспечив в части тепловых электростанций в первую очередь расширение действующих предприятий.

Рост энергетических мощностей в нашей стране достигается не только за счет увеличения количества действующих станций и агрегатов, но и за счет перехода к применению пара высоких параметров.

После Великой Отечественной войны созданы и освоены паровые турбины, работающие с давлением 90 *ата* при 500°C и имеющие мощность 100—150 тысяч *квт*. Развивается не только строительство новых электростанций, но и реконструируются и расширяются существующие.

Сооружение в пятой пятилетке грандиозных гидроэлектростанций и мощных теплоэлектроцентралей не снимает, однако, задач по постройке и эксплуатации паровых электрических и силовых станций небольшой и средней мощности для нужд промышленности, транспорта, сельского и коммунального хозяйства.

Задача настоящей книги — служить пособием при изучении паровых двигателей, применяемых на такого рода станциях.

Программы энергетических специальностей средних технических учебных заведений, готовящих техников по эксплуатации, ремонту и постройке паровых двигателей, весьма различны. Авторы не стремились придерживаться какой-либо из этих программ в отдельности, желая создать учебное пособие, пригодное для подготовки техника-энергетика широкого профиля. Именно в таком руководстве ощущался недостаток, тогда как книги по специальным типам паровых двигателей имеются.

Данное пособие может быть использовано и в высших учебных заведениях неэнергетического профиля, а также найдет своих читателей среди инженерно-технических работников.

В первых двух частях книги излагается теория паровых машин и паровых турбин.

В третью и четвертую части внесены вопросы регулирования машин и конденсационные установки.

В пятой части изложены вопросы эксплуатации паровых двигателей.

Значительное внимание уделено локомотивам, находящим широкое распространение в установках малой мощности, и теплофикационным двигателям, которые получают все более широкое применение.

В книге приведены примерные расчеты и даны задания для самостоятельного выполнения учащимися.

Так как книга предназначается, главным образом, для учащихся средних технических учебных заведений, то в ней пришлось отказаться от приведения сложных выводов формул и дать их в удобном для расчетов виде.

Введение и глава «Эксплуатация паровых машин» написаны инж. П. П. Куликовским, глава «Эксплуатация паротурбинных установок» написана доц. А. Д. Беркута. Все остальные главы написаны инж. В. К. Богомазовым. Общее редактирование книги выполнено инж. П. П. Куликовским.

Авторы просят всех, кто будет пользоваться настоящей книгой, сообщить свои замечания и пожелания по адресу: г. Киев, Красноармейская, 11, Гостехиздат УССР.

это позволяет, выбрав масштаб давлений, найти мертвые точки B_1 и E_1 индикаторной диаграммы.

Линии впуска B_1C_1 и выпуска E_1F_1 проводят как горизонтальные прямые до пересечения с перпендикулярами, опущенными из точек C и F круговой диаграммы. Линии расширения C_1D_1 и сжатия F_1A_1 строят из полюса O' по закону $pV^k = \text{const}$. На эти линии сносят точки D_1 и A_1 с круговой диаграммы и затем соединяют их наклонными прямыми с мертвыми точками E_1 и B_1 .

§ 25. ВЛИЯНИЕ КОНЕЧНОЙ ДЛИНЫ ШАТУНА

До сих пор при построении золотниковых диаграмм принималось, что перемещения поршня соответствуют проекциям перемещений центра пальца кривошипа на горизонтальную ось. Такое движение поршень имел бы при шатуне бесконечно большой длины. При шатуне конечной длины, которая

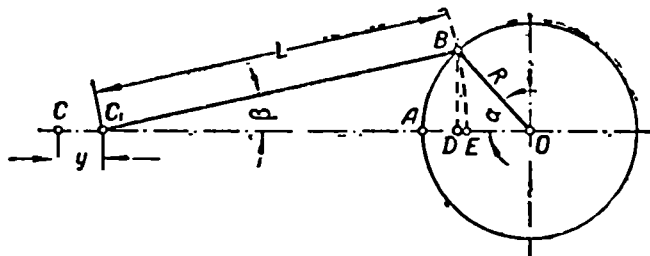


Рис. 41. Поправка на конечную длину шатуна.

обычно бывает $L = (4 \div 6) R$, необходимо ввести поправку на конечную длину шатуна (см. рис. 3, стр. 14). В самом деле, при длине шатуна L (рис. 41) и повороте кривошипа на угол α от мертвого положения поршень пройдет путь:

$$y = CC_1 = AE = AD + DE = R(1 - \cos \alpha) + \lambda. \quad (25,1)$$

Дуга BE проведена радиусом, равным длине шатуна L . Величина AD представляет путь, который был бы пройден поршнем при бесконечно длинном шатуне, а DE — поправку на конечную длину шатуна

$$\lambda = DE = C_1E - C_1D = L - L \cos \beta = L(1 - \cos \beta). \quad (a)$$

Величину $\cos \beta$ можно найти из уравнения:

$$\cos^2 \beta = 1 - \sin^2 \beta = \left(1 - \frac{1}{2} \sin^2 \beta\right)^2 - \frac{1}{4} \sin^4 \beta.$$

Пренебрегая величиной $\frac{1}{4} \sin^4 \beta$, как очень малой, получаем:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \sin^2 \beta \quad (b)$$

и по уравнению (a), заменяя $\cos \beta$ значением из уравнения (b), получим:

$$\lambda = DE = L \left(1 - 1 + \frac{1}{2} \sin^2 \beta\right) = L \frac{1}{2} \sin^2 \beta.$$

Из треугольничка C_1BO

$$\frac{R}{\sin \beta} = \frac{L}{\sin \alpha},$$

откуда

$$\sin^2 \beta = \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha$$

и, следовательно,

$$\lambda = DE = \frac{R^2}{2L} \sin^2 \alpha. \quad (25,2)$$

ВВЕДЕНИЕ

Машины, применяемые в технике, можно разделить на две группы: машины-двигатели и машины-орудия. Первые создают движение, вторые, наоборот, нуждаются в том, чтобы их двигали и используют это движение для подъема тяжестей (лебедки), для нагнетания жидкости или газа (насосы, компрессоры), для обработки металлов (станки) или для других целей.

Выражение «двигатель создает движение» нельзя понимать так, что движение, механическая энергия зарождается в нем. Из закона сохранения энергии, открытого великим русским ученым М. В. Ломоносовым, известно, что такое зарождение энергии «из ничего» невозможно. Речь идет о том, что машина-двигатель преобразует в механическую энергию какой-либо иной вид энергии (тепловую, гидравлическую, электрическую и т. д.) и в связи с этим различают двигатели — тепловые, гидравлические, электрические и т. д. В качестве первичных двигателей, использующих природные запасы энергии, наиболее распространены тепловые и гидравлические двигатели.

Гидравлические двигатели, простейшим представителем которых является водяное колесо, были известны и использовались человеком в глубокой древности. Преимуществом этих двигателей является то, что сама энергия падающей или текущей воды ничего не стоила человеку и требовались лишь первоначальные затраты на постройку плотин, отводных каналов и пр. Недостатком гидравлических двигателей являлась зависимость их мощности от периодов года, от природных явлений. Но главным недостатком таких двигателей являлась необходимость устанавливать их не там, где имелось сырье, топливо, поселения людей и пр., а там, где имелся в наличии водяной поток с достаточно быстрым течением. Это задерживало развитие промышленности и многие изобретатели в XVII и XVIII в. трудились над тем, чтобы создать универсальный двигатель, мощность которого находилась бы всецело под контролем человека и который позволял бы «концентрировать» производство в городах, вместо того чтобы рассеивать его в деревне¹. Таким универсальным двигателем явилась паровая машина, впервые построенная в 1766 г. выдающимся русским изобретателем И. И. Ползуновым и позднее его за границей. Паровые машины и появившиеся в XIX в. паровые турбины и двигатели внутреннего сгорания стали основным источником энергии для приведения в движение машин-орудий, а роль гидроэнергии значительно снизилась.

Однако, с тех пор, как человек научился передавать электроэнергию на большие расстояния, снова возрастает роль гидравлических двигателей.

¹ К. Маркс, Капитал, т. I, Госполитиздат, 1950, стр. 383.

Подставляя это значение в уравнение движения поршня (25,1), получаем:

$$y = R(1 - \cos \alpha) \pm \frac{R^2}{2L} \sin^2 \alpha. \quad (25,3)$$

Поправка на конечную длину шатуна λ всегда откладывается вправо, т. е. в сторону от цилиндра к валу. Поэтому для прямого хода поршня (вправо) надо прибавлять, а для обратного хода вычитать величину этой поправки.

Для того чтобы учесть поправку на конечную длину шатуна λ , при построении индикаторной диаграммы по золотниковой (рис. 40) следовало бы все точки круговой диаграммы сносить на индикаторную диаграмму не вертикальными прямыми 11_1 , CC_1 и т. д., а сначала по дуге, например CC' , проведенной радиусом, равным длине шатуна, на диаметр BE , а затем по вертикали $C'C'_1$.

Поправка $C_1C'_1$, как видно из чертежа, получается ощутимой и пренебрегать ею не следует. Однако перенос точек с окружности на диаметр BE по дугам трудно выполнить достаточно точно, в особенности для точек, лежащих близко к диаметру BE (точки 1 или D). Наш соотечественник проф. Ф. А. Брикс предложил более простой и точный способ учета поправки на конечную длину шатуна.

Этот способ состоит в том, что после построения золотниковой диаграммы внутри окружности mp , проведенной из центра O , окружность поршневого кривошипа проводят (рис. 40) не из того же центра O , а из центра O_1 , причем:

$$OO_1 = r_{\text{макс}} = \frac{R^2}{2L} = \frac{1}{4} \frac{R}{L} l_i, \quad (25,4)$$

где l_i — длина индикаторной диаграммы.

При этом центр золотниковой диаграммы O всегда должен быть расположен вправо (в сторону вала), а центр окружности поршневого кривошипа O_1 влево (в сторону цилиндра).

На эту окружность и переносят все характерные точки $A_0, B_0, C_0, D_0, E_0, F_0$, которые затем вертикальными линиями сносят на индикаторную диаграмму.

Задачи для самостоятельного выполнения

1. Определить поправку на конечную длину шатуна для паровой машины, у которой ход поршня 460 мм, длина шатуна 1125 мм, для углов поворота поршневого кривошипа $30^\circ, 60^\circ, 120^\circ, 150^\circ, 225^\circ, 300^\circ$. *Отв.:* $\frac{R^2}{2L} \sin^2 \alpha = 23,5 \sin^2 \alpha$ мм.

2. По данным предыдущего задания определить, при каком угле поворота поршневого кривошипа поршень будет занимать среднее положение. *Отв.:* Поршень занимает среднее положение в цилиндре при $\alpha = 81^\circ$.

3. Построить нормальную золотниковую диаграмму для парораспределения, у которой эксцентриситет эксцентрика 60 мм, угол опережения 30° , наружная перекрышка 24 мм, внутренняя перекрышка 20 мм, перебор золотника при впуске 2,5 мм. По построенной золотниковой диаграмме определить величины линейных предварений впуска и выпуска и перебор золотника при выпуске. *Отв.:* $a_0 = 6$ мм; $c_1 = 10$ мм; $c' = 13,5$ мм.

§ 26. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЗОЛОТНИКА

При проектировании машины начинают с построения теоретической индикаторной диаграммы, по которой затем строят золотниковую диаграмму, и по ней определяют основные размеры золотника.

Золотниковую диаграмму строят по индикаторной в порядке, обратном описанному при построении индикаторной диаграммы по золотниковой (рис. 40), но при этом построении возникают некоторые дополнительные затруднения. Пример такого построения приведен на рис. 42, на котором построены зеркальные золотниковые диаграммы обеих полостей.

Первоначально были построены совершенно симметричные индикаторные диаграммы левой $A^*BC^*D^*E^*F^*$ и правой $A^*EC^*D^*BF^*$ полостей, все точки которых были снесены вертикалями на большие окружности диаграмм BE , опи-

В 1940 г. мощность гидроэлектростанций СССР составляла уже около 10% мощности всех электростанций. К 1950 году эта цифра возросла до 15%, а с введением в строй великих строек коммунизма она еще повысится.

Строительство гидроэлектростанций имеет большое значение еще и потому, что вместе с энергетической проблемой решаются и другие проблемы: транспортная, гидромелиоративная и др. Только социалистическому государству под силу решение таких грандиозных задач, так как при постройке крупной гидростанции затопляются колоссальные территории, приходится переселять людей, заменять речной флот, строить оросительные каналы и пр. В капиталистических странах решение таких задач наталкивается на непреодолимые затруднения, порождаемые самой системой: частная собственность на землю и дома, нежелание судовладельцев заменять флот и пр.

Однако рост роли гидроэлектростанций в энергетике страны не умаляет значения тепловых двигателей, особенно в области малых и средних мощностей. Тепловые двигатели дают сейчас и долго будут еще давать преобладающее количество энергии, потребляемой человеком.

Из термодинамики известно, что превращение тепловой энергии в механическую — задача чрезвычайно выгодная: одна килокалория может дать 427 *кгм* работы. Но превращение тепла в работу является одновременно весьма трудной задачей, так как этот процесс сопровождается потерями энергии, в результате которых лишь часть (и к тому же меньшая часть) тепла переходит в работу, а большая часть теряется.

Изучение конструкций тепловых двигателей, теории и правил их эксплуатации важно потому, что позволяет правильно строить, собирать и эксплуатировать двигатели, добиваясь более высокого использования ими тепловой энергии.

Всякий тепловой двигатель может быть выполнен в виде поршневой машины, в которой газ или пар, находясь в цилиндре, оказывает давление на поршень и последний, перемещаясь под этим давлением, производит работу. Можно сконструировать тепловой двигатель в виде турбины — вращающегося диска с лопатками на ободе.

Струя газа или пара, вытекая из канала особой формы (сопла), воздействует на лопатки и заставляет диск вращаться.

Двигатели внутреннего сгорания, у которых топливо сгорает непосредственно в цилиндрах, дают лучшее использование тепловой энергии, чем паровые двигатели, но они обычно работают на дефицитном и дорогом жидком топливе и это ограничивает их распространение.

В промышленности и на транспорте широко применяют как паровые поршневые машины, так и паровые турбины: первые — в области малых мощностей (до 500—1000 *л. с.*), вторые — в больших установках (500—100 000 *квт*). Преимуществами паровых машин являются простое устройство, возможность работы при малом числе оборотов вала в минуту, возможность вращения вала в обе стороны (реверсирование) и возможность создания на валу большого вращающего момента при пуске машины в ход (что важно, например, для паровоза). Преимущества паровых турбин: равномерность хода, вследствие отсутствия прямолинейно-возвратного движения деталей, и компактность, т. е. малый вес и габариты, вследствие большого числа оборотов вала в минуту (1500 ÷ 3000, а у малых турбин и более).

Паровые двигатели прошли долгий и сложный путь развития, причем много людей в течение многих веков постепенно совершенствовали паровую машину и паровую турбину. Очевидно, что и в дальнейшем люди также будут совершенствовать существующие двигатели, устраняя имеющиеся у них недостатки и развивая их положительные качества.

Ф. Энгельс называл паровую машину подлинно интернациональным открытием — и действительно, многие народы гордятся именами людей, трудившихся над созданием современного промышленного двигателя. И наш народ может также по праву гордиться такими именами, как Ломоносов, Пеллеуров, Литви-

санные из центров O_1 . Все эти точки были соединены центрами O , снесенными вправо (в сторону вала) от центров O_1 на расстояния $OO_1 = \lambda_{\max}$, подсчитанные по Бриксу по формуле (24,4). Из этих центров O проведены малые окружности, диаметр которых bc представляет собой ход золотника в неизвестном пока масштабе, т. е. выбран произвольно.

Полученные таким образом точки $a'c'$, $a''c''$, $d'f'$ и $d''f''$ попарно соединены хордами (пунктирные). Далее следовало провести диаметры MN , перпендикулярные к этим хордам, и, таким образом, определить угол опережения эксцентрика δ . Однако при этом и возникло затруднение — хорды оказались непараллельными между собой. Поэтому предварительно пришлось выправить

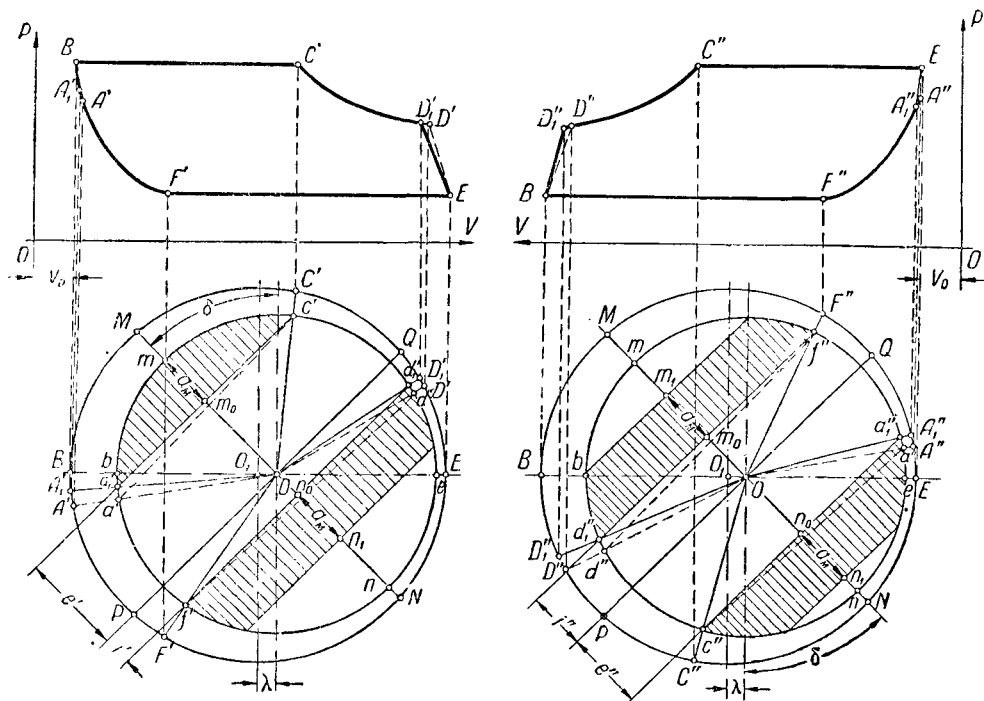


Рис. 42. Построение золотниковой диаграммы по индикаторной.

хорды, обеспечив их параллельность за счет некоторого смещения точек a' , d' , a'' и d'' , что вызвало соответственные изменения и точек индикаторных диаграмм. Окончательные точки A'_1 и D'_1 оказались немного позднее, а точки A''_1 и D''_1 несколько раньше, чем первоначально намеченные.

Из этого виден недостаток простого золотника — связанность фаз парораспределения. Это значит, что с помощью простого золотника не всегда удается осуществить желаемую индикаторную диаграмму. При смещениях точек всегда желательно не изменять точек F — начала сжатия и особенно точек C — конца впуска, так как изменения их сильнее искажают индикаторную диаграмму, чем смещение точек A и D .

Проведя диаметры MN , определяют угол опережения эксцентрика δ , а проведя диаметры PQ (перпендикулярно к MN), находят перекрыши золотника e' , i' , e'' и i'' в том же неизвестном пока масштабе. Важно отметить, что по полостям перекрыши оказались неодинаковыми, и это является следствием конечной длины шатуна, так как, если бы центры O и O_1 совпали, то и золотниковые диаграммы обеих полостей были бы тождественными.

В левой полости золотник принят без перебега при впуске, и, значит, отрезок $a_m = mm_0$ выражает в том же, неизвестном пока, масштабе

нов, Черепановы и многими другими, которые внесли громадный вклад в дело развития и совершенствования паровых двигателей и во многом опередили зарубежных ученых и изобретателей.

Создание паровой машины как промышленного двигателя сыграло громадную роль в промышленном перевороте XVIII в. Появление паровой машины способствовало созданию крупных фабрик и заводов, и в то же время паровая машина появилась именно в результате развития машин-орудий, для приведения в движение которых требовался мощный двигатель. Только с появлением такой потребности идеи использования водяного пара, известные более 2000 лет тому назад, начали получать практическое применение.

Еще Архимеду приписывают идею паровой пушки, Герону Александрийскому (свыше 2000 лет тому назад) — идею вращения шара под действием вытекающей из него струи пара и идею парового фонтана. Но в тот период не могло быть и речи о создании даже таких примитивных двигателей, а главное, в них не было потребности, и сами ученые, предлагавшие такие идеи, видели в них не практический, а скорее теоретический интерес.

Только в XVIII в., когда в результате развития промышленности появилась настоятельная потребность в двигателе, пригодном для промышленных целей, были построены сначала паровые насосы, служившие для откачивания воды из шахт и пр., а затем и настоящие универсальные, т. е. годные для любых заводских нужд, паровые машины.

Создание первой универсальной паровой машины является заслугой русского теплотехника, ученого и изобретателя Ивана Ивановича Ползунова, который сам спроектировал и в 1766 г. построил такую машину для приведения в действие воздуходушных мехов рудоплавильных печей. Такое использование паровой машины Ползунова являлось частным случаем применения паровой машины для заводских нужд, и его машина с успехом могла бы применяться и для других видов промышленных установок.

Устройство машины Ползунова видно из чертежа (рис. 1). Машина имела высоту 14 м и занимала отдельное четырехэтажное здание. Пар, образующийся в паровом котле при давлении около 0,16 *атм*, поступал поочередно в один из цилиндров (на рисунке в левый), поршень которого при этом поднимался вверх. В это время в другой цилиндр (правый), ранее наполненный паром, впрыскивалась вода, подведенная по трубе из верхнего бака. Охлаждение пара струйками воды вызывало быструю конденсацию его, в результате чего под поршнем создавалось разрежение, и давление воздуха сверху на поршень заставляло его двигаться вниз.

К приходу поршней в мертвые положения специальный механизм автоматически быстро перебрасывал паровую заслонку и поворачивал водяной кран так, что пар начинал поступать в другой (правый) цилиндр, а вода — в первый (левый), что заставляло поршни двигаться в противоположных направлениях. Движение поршней через качающиеся балансиры передавалось мехам.

Машина Ползунова развивала мощность около 40 л. с. и по тому времени являлась одной из наиболее мощных. Ползунов при проектировании и изготовлении своей машины внес ряд существенных усовершенствований, важнейшие из которых следующие:

- 1) машина впервые в истории была сделана двухцилиндровой;
- 2) машина имела оригинальный, полностью автоматический механизм парораспределения и подачи воды;
- 3) машина давала непрерывное автоматическое действие.

Кроме того, Ползунов впервые осуществил питание котла подогретой водой (конденсатом, смешанным с охлаждающей водой) и создал первый в истории автомат питания.

Однако главной заслугой Ползунова является создание первой универсальной машины для заводских нужд, тогда как машины всех его предшественников, по выражению К. Маркса, оставались простыми подъемными машинами для воды и соляного раствора. К. Маркс не мог знать о машине Ползунова,

ширину канала. Отложив этот размер от точек m_0 и n_0 , находят перебег золотника при выпуске и при впуске в правую полость.

Основные размеры элементов золотникового парораспределения a, e', e'', i', i'', c и c' можно было бы считать найденными, если бы был известен масштаб построенной диаграммы.

Для определения действительной величины размеров парораспределения находят натуральную ширину паровпускного окна a . Впускной канал на зеркале имеет прямоугольное сечение с высотой h . Необходимо, чтобы через это сечение проходил объем пара, заполняющий объем, освобождаемый в цилиндре движущимся поршнем. Если c_m средняя скорость поршня в $м/сек$, а ω — условная скорость пара в канале в $м/сек$, то объем пара, проходящий через окно в зеркале в одну секунду, будет $ah\omega$, а равный ему объем, освобождаемый поршнем в цилиндре при площади поршня F , будет Fc_m и, следовательно, $ah\omega = Fc_m$. Высоту окна h выбирают в зависимости от диаметра цилиндра D из условия $h = Dk$, принимая $k = (0,65 \div 0,85)$. Тогда ширина окна:

$$a = \frac{\pi}{4k} D \frac{c_m}{\omega} \approx D \frac{c_m}{\omega}. \quad (26,1)$$

При проектировании парораспределения скорость пара ω принимают при насыщенном паре $25 \div 40 м/сек$; при перегретом паре скорости принимаются на 20—25% выше, чем при насыщенном.

Если найдена действительная ширина канала a , то можно определить масштаб золотниковой диаграммы, т. е. отношение размеров на диаграмме к действительным. Масштаб диаграммы

$$m = \frac{a_d}{a} = 1 : \frac{a}{a_d}, \quad (26,2)$$

где: a_d — размеры окна на диаграмме;

a — действительные размеры окна.

Толщина перегородки b (рис. 28) определяется по уравнению

$$b = 0,5 a + (10 \div 15) \text{ мм}. \quad (26,3)$$

Ширина выпускного окна a_0 выбирается с таким расчетом, чтобы при наибольшем сдвиге золотника оно оставалось открытым на величину, не меньшую чем ширина впускного окна a . Это условие выражается уравнением

$$a_0 \geq i + r + a - b. \quad (26,4)$$

Длина золотника в случае перебега c' в левой и c'' в правой полостях получится:

$$l = a_0 + 2(b + r) - (c' + c''). \quad (26,5)$$

Длина золотникового зеркала делается такой, чтобы в крайних положениях золотник свисал с зеркала на 5—10 мм и, следовательно,

$$L = l + 2r - (10 \div 20) \text{ мм}. \quad (26,6)$$

При цилиндрических золотниках длина канала во втулке рассчитывается по формуле

$$h = (0,67 \div 0,75) \pi d \approx (2,1 \div 2,4) d \approx (0,85 \div 1,60) D, \quad (26,7)$$

где d — диаметр золотниковой втулки, принимаемый в зависимости от диаметра цилиндра D :

$$d = (0,4 \div 0,7) D. \quad (26,8)$$

Пример 6. Определить размеры коробчатого золотника с перекрышами для машины, у которой диаметр цилиндра 450 мм, ход поршня 600 мм. Машина работает насыщенным паром и делает 140 об/мин. Для этой машины по индикаторной диаграмме построена золотниковая. На золотниковой диаграмме получилось (индекс m указывает, что размер взят в масштабе диаграммы): $r_m = 40$ мм; $a_m + c_m = 22$ мм; $e_m = 18$ мм; $i_m = 15$ мм; $c'_{em} = 6$ мм; $v_{im} = 8$ мм. Перебег золотника принят $c = 0,1a$ и значит $c_m = 2$ мм и $a_m = 20$ мм.

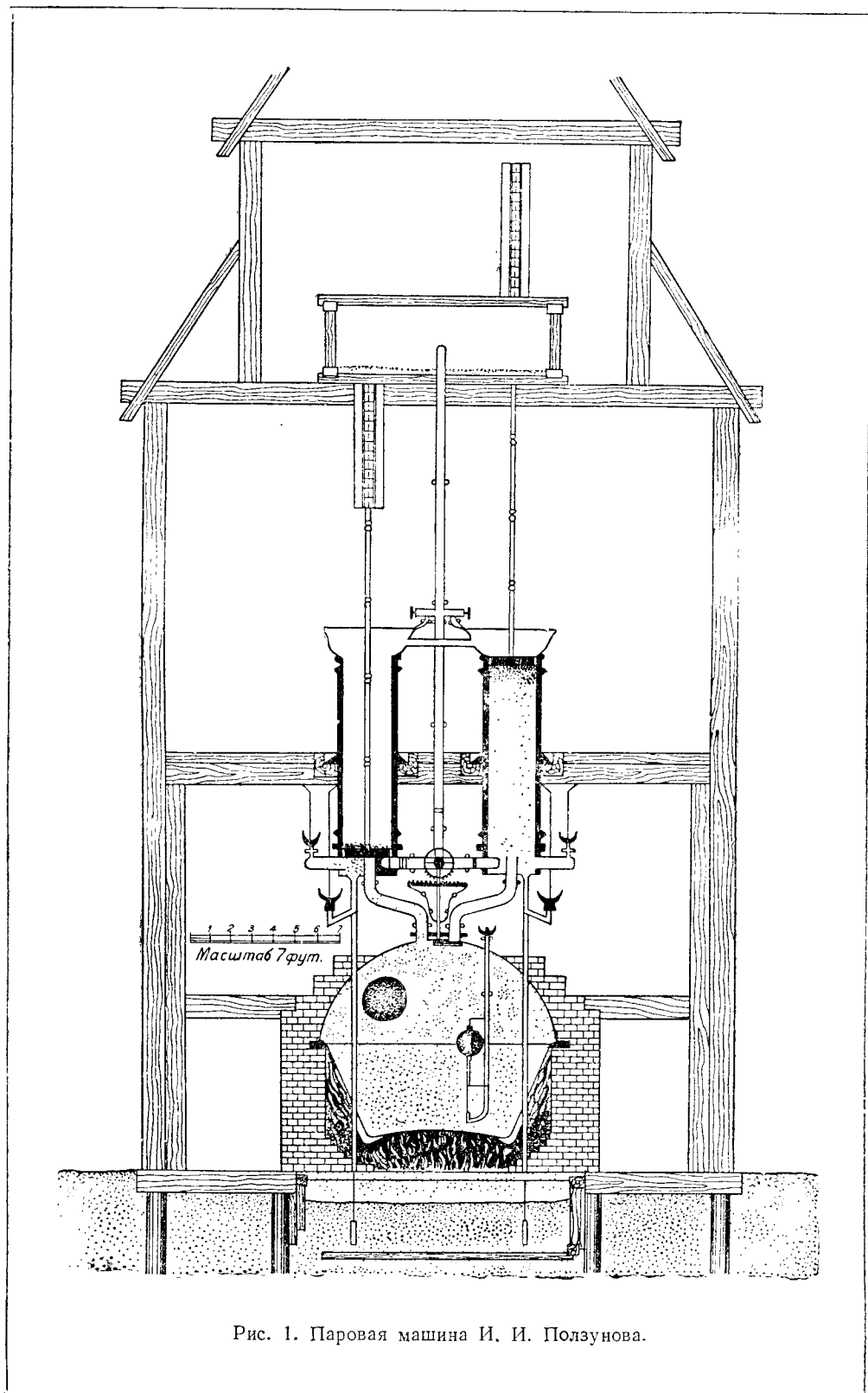


Рис. 1. Паровая машина И. И. Ползунова.

Решение 1. Определяем действительную ширину канала a . Для этого находим среднюю скорость поршня:

$$c_m = \frac{sn}{30} = \frac{0,6 \times 140}{30} = 2,8 \text{ м/сек.}$$

Задаем скорость пара в канале $\omega = 35 \text{ м/сек}$, тогда по (26,1)

$$a = D \frac{c_m}{\omega} = 450 \frac{2,8}{35} = 36 \text{ мм.}$$

2. Определяем масштаб золотниковой диаграммы (по 26,2)

$$m = \frac{a_m}{a} = \frac{20}{36} = \frac{1}{1,8}.$$

3. Определяем остальные размеры парораспределения. Умножая соответствующие величины, взятые с золотниковой диаграммы, на 1,8, находим (пренебрегая косвенным влиянием шатуна, принимаем размеры золотника для обеих полостей одинаковыми):

$$\begin{aligned} r &= 40 \times 1,8 = 72 \text{ мм,} & i &= 15 \times 1,8 = 27 \text{ мм,} \\ e &= 18 \times 1,8 = 32,4 \text{ мм,} & v_e &= 6 \times 1,8 = 10,8 \text{ мм,} \\ c &= 72 - (36 + 32,4) = 3,6 \text{ мм,} & v_i &= 8 \times 1,8 = 14,4 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Значения ширины выпускного окна a_0 , толщины перегородки b , длины золотника l и длины золотникового зеркала L определяем по соответствующим формулам:

$$\begin{aligned} b &= 0,5 a + 10 = 18 + 10 = 28 \text{ мм,} \\ a_0 &= i + r + a - b = 27 + 72 + 36 - 28 = 107 \text{ мм,} \\ l &= a_0 + 2(b + r - c) = 107 + 2(28 + 72 - 3,6) = 299,8 \approx 300 \text{ мм,} \\ L &= l + 2r - 14 = 300 + 2 \times 72 - 14 = 430 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Величину угла опережения можно определить непосредственным измерением, но точнее можно вычислить его значение по формуле (20,3) при $\alpha = 0$, когда $x = e + v_e$.

Тогда

$$e + v_e = r \sin \delta,$$

откуда

$$\sin \delta = \frac{e + v_e}{r} = \frac{32,4 + 10,8}{72} = 0,6.$$

По таблицам натуральных тригонометрических величин находим:

$$\delta = 36^\circ 57' \approx 37^\circ.$$

При определении размеров цилиндрических золотников с внутренним впуском золотниковые диаграммы строятся так же, как и для золотников с наружным впуском пара. При вычерчивании таких золотников значения e откладываются от внутренней кромки золотника, а значения i — от внешней кромки.

Задания для самостоятельного выполнения

1. Определить размеры цилиндрического золотника для машины, работающей перегретым паром. Диаметр цилиндра машины 350 мм, ход поршня 410 мм. Число оборотов вала $n = 290$ об/мин. На построенной для этой машины золотниковой диаграмме получено $r_m = 50$ мм; $mt_0 = a_m + c_m = 27$ мм; $e_m = 23$ мм; $i_m = 18$ мм; $v_{em} = 8$ мм; $v_{im} = 13$ мм. Расчет произвести как для случая без перебега золотника, так и для перебега золотника при впуске $c = 0,08 a$. Скорость пара в канале принять $\omega = 50$ м/сек. Отв.: $a = 19,1$ мм, $\delta = 38^\circ 25'$, масштаб диаграммы для золотника без перебега $m = 1 : 0,764$.

2. По данным примера 6 построить золотниковую и индикаторную диаграммы машины, принимая коэффициент вредного пространства 0,12, давление впуска 13 атм и давление выпуска 0,3 атм. По индикаторной диаграмме определить среднее индикаторное давление и мощность машины в л. с.

3. На индикаторной диаграмме при длине ее 100 мм получилось предварение впуска $V_{вп} = 6$ мм; впуск $V_{н} = 55$ мм; предварение выпуска $V_{вып} = 7$ мм. Построить по этим данным золотниковую диаграмму, если ход поршня 440 мм, длина шатуна 1200 мм, перебега золотника при впуске $c = 0$ (построение сделать для левой полости с поправкой на конечную длину шатуна). По золотниковой диаграмме определить степень сжатия.

4. По результатам расчетов задания 1 начертить разрез золотниковой втулки и золотника в масштабе 1 : 2.

5. По результатам примера 6 начертить в масштабе 1 : 2 разрез золотникового зеркала и золотника, отметить на зеркале крайние положения золотника. Затем аккуратно разрезать чертеж по линии поверхности золотникового зеркала, отделить золотник и, перемещая его по линии поверхности золотникового стола, проследить весь процесс парораспределения.

так как сведения о ней были опубликованы лишь в год смерти Маркса, но он отмечал, что самое важное, гениальное открытие Уатта состояло именно в создании им в 1784 г. универсальной машины. Мы знаем сейчас, что Ползунов опередил в этом Уатта, спроектировав универсальную машину в 1764 г. и построив ее в 1766 г.; поэтому слова К. Маркса о гениальности этого открытия с полным правом можно отнести к Ползунову.

Ползунов умер 16 мая 1766 г. за неделю до пуска в действие его машины. Его машина проработала свыше трех месяцев и была в действии более 1000 часов, вполне доказав свою работоспособность.

Вышла из строя машина 10 ноября 1766 г. в связи с незначительной аварией — течью котла. Но не было уже в живых изобретателя, чтобы добиться устранения аварии и продолжения работы машины. Дело Ползунова забросили, машина его долго стояла неиспользованной, а затем была разрушена, и имя его забыли даже на его родине. И только при советской власти удалось полностью восстановить истину и найти подлинные документы и чертежи изобретателя и даже модель машины, сделанную им самим.

Ползунов, в отличие от многих своих предшественников, не шел ощупью, не был только практиком. Он глубоко изучал теорию вопроса и сам ставил опыты с водяным паром, чтобы правильно спроектировать свою машину. Надо сказать, что он разделял воззрения Ломоносова на природу теплоты и отвергал теорию теплорода, против которой выступал Ломоносов, но которая долго еще имела хождение среди зарубежных ученых.

Нельзя отрицать заслуг зарубежных изобретателей паровой машины и в том числе шотландца Джеймса Уатта, много сделавшего для усовершенствования паровой машины. Но русский мастер Ползунов опередил Уатта в наиболее важном, гениальном усовершенствовании паровой машины, сделавшем ее промышленным двигателем. Имя Ползунова с гордостью произносят теперь советские люди. Его имя присвоено Центральному котло-турбинному институту в Ленинграде.

Кроме Ползунова, над совершенствованием паровой машины работали многие другие русские изобретатели. Так, еще в том же XVIII в. в Кронштадте и в Забайкалье работал строитель «огнедействующих» машин Федор Борзой. На Уральском Гумешевском руднике в 1799 г. и на Златоустовском заводе в 1810 г. успешно работали построенные там же паровые машины, изобретатели и строители которых остались неизвестными. В 1815 г. Вяткин создал конструктивно новую паровую машину, работавшую на Верх-Исетском заводе. В 1820 г. Степан Литвинов изобрел оригинальную машину двойного расширения.

В 1833 г. Матвей Назукин построил машину высокого давления, опередив в этом на полсотни лет заграничных ученых. В 1835 г. крепостной Ефим Черепанов с сыном строит первые русские паровозы. В 1832 г. Ижорский завод построил первую безбалансирную паровую машину для военного парохода «Геркулес».

Нельзя не отметить важнейших теоретических работ русских ученых и инженеров в области теории водяного пара и паровых двигателей. М. В. Ломоносов первый дал стройное учение о тепловой энергии, как энергии движения молекул (корпускул) и этим далеко опередил зарубежных ученых, пришедших к этой теории более чем через столетие. Во второй половине XIX в. М. Ф. Окатов, И. П. Алымов, Л. К. Попов и др. дали ряд трудов по теории водяного пара. В конце XIX в. вышли учебники М. Ф. Окатова, Ф. Ф. Петрушевского, Н. П. Петрова и др., написанные с правильным пониманием идей Ломоносова о природе тепловой энергии. В конце прошлого и в начале нынешнего столетия вышли в свет труды по теории паровых двигателей Д. Г. Добролюбова, Ф. Е. Орлова, П. К. Янковского, А. И. Сидорова, В. И. Гриневецкого и других. Ряд блестящих работ в области теории водяного пара и паровых двигателей дали советские ученые: А. А. Радциг, Г. С. Жирицкий, Л. П. Смирнов, С. П. Сыромятников, лауреат Сталинской премии М. П. Вукалович и другие.

§ 27. КЛАПАННОЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ. КЛАПАНЫ

Золотниковое парораспределение, как было разобрано выше, имеет ряд недостатков.

Клапанное парораспределение хотя и несколько сложнее золотникового, но почти не имеет его недостатков.

При клапанном парораспределении в цилиндре имеются четыре пути для пара и четыре клапана, что ведет к уменьшению начальной конденсации пара, фазы при прямом и обратном ходе поршня могут быть отрегулированы, независимо друг от друга, благодаря чему легче выравнять стени индикаторную диаграмму. Вес клапанов небольшой, они уравновешены, и усилие на приведение их в движение меньше, чем для золотников. Каналы закрываются клапанами быстро, что уменьшает мятые пара в конце впуска. Поэтому клапанное парораспределение в настоящее время является наиболее распространенным у стационарных машин.

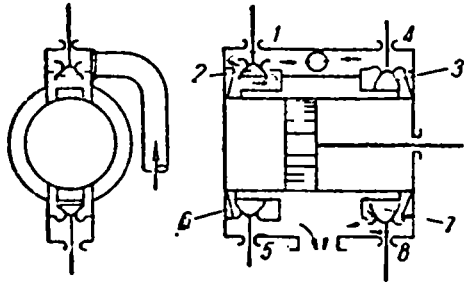


Рис. 43. Схема клапанного парораспределения.

Расположение клапанов на цилиндре машины видно из рис. 43. По краям цилиндра имеются четыре клапанных коробки: 1 и 4 — сверху, 5 и 8 — снизу.

В верхних коробках находятся клапаны 2 и 3 для впуска пара, а в нижних — клапаны 6 и 7 для выпуска. Клапаны попеременно поднимаются и опускаются специальным механизмом, получающим движение от распределительного вала, расположенного параллельно оси цилиндра. Распределительный вал связан с коренным конической зубчатой передачей при передаточном числе 1:1, и поэтому число оборотов распределительного вала такое же, как и у коренного. Иногда клапаны ставятся на крышках цилиндра. Это выгодно тем, что уменьшается объем вредных пространств, и крышки обогриваются паром, но вся конструкция значительно усложняется, так как нельзя снять крышки и вынуть поршень, не разбирая приводной механизм клапанов и паропроводящие трубы к ним.

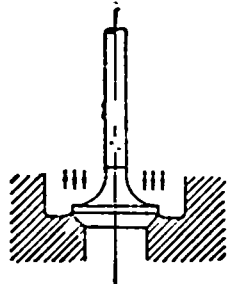


Рис. 44. Тарельчатый-односедельный клапан.

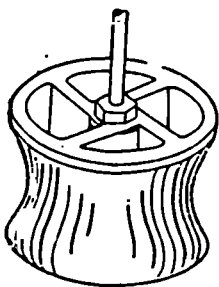


Рис. 45. Двухседельный клапан.

В зависимости от числа опорных поверхностей клапаны бывают тарельчатые-односедельные (рис. 44) и многоседельные. Тарельчатый-односедельный клапан имеет простую конструкцию, дает хорошую плотность запирания и почти не деформируется под действием высоких температур, но обладает существенным недостатком: он не уравновешен, так как на клапан сверху действует давление острого пара, не уравновешиваемое давлением на клапан снизу. Для подъема такого клапана приходится затрачивать большое усилие, и внешние органы парораспределения получают значительных размеров, а трущиеся их части сильно изнашиваются.

Многоседельные клапаны бывают двух- и редко четырехседельные. Многоседельные клапаны почти разгружены, и так как при открытом клапане пар протекает как снаружи, так и внутри клапана, необходимая высота его подъема меньше, чем односедельного.

Внешний вид двухседельного клапана показан на рис. 45. На рис. 46 дан разрез такого клапана в закрытом (а) и открытом (б) положении. Клапан 1

Паровые турбины стали применять значительно позже, чем паровые машины. Нужно отметить, что еще в 1806—1813 гг. изобретатель Поликарп Залесов соорудил на Сузунском заводе на Алтае действующие модели паровых турбин. Однако турбина малой мощности может быть экономичной лишь при весьма большой скорости вращения диска (до 30 000 оборотов в минуту) и то она будет уступать в экономичности паровой машине. При большой мощности паровая турбина значительно экономичнее поршневой машины и с начала нынешнего столетия развитие паровых турбин больших мощностей пошло весьма быстро.

В дореволюционной России совсем не было специализированных турбостроительных заводов.

Лишь в 1906—1914 гг. Балтийский и Николаевский судостроительные заводы построили несколько паровых турбин для судов. В 1907 г. Петербургский металлический завод построил первую в России стационарную паровую турбину мощностью 200 *квт*. Первые турбины строили небольшой мощности (200 ÷ 1250 *квт*).

Широкого развития отечественное турбостроение достигло после Октябрьской революции. Ленинградский металлический завод с 1923 г. возобновил выпуск турбин, в 1928 г. создал усовершенствованную конструкцию паровой турбины мощностью 10 000 *квт*, а в последующие годы выпускал турбины мощностью 25 000 и 50 000 *квт*. В 1938 г. завод выпустил первую в мире турбину мощностью 100 000 *квт*, работавшую перегретым паром с температурой 400°С и давлением 29 *атм*, а в 1946 г. турбину такой же мощности, но с параметрами пара 90 *атм* и 480°С. За успехи в области турбостроения советские ученые и строители паровых турбин М. И. Гринберг, М. Н. Яновский, Д. П. Бузин, А. В. Щегляев и другие удостоены Сталинской премии.

Ныне в СССР работает несколько турбостроительных заводов. С 1931 г. начал выпускать паровые турбины Кировский завод в Ленинграде, с 1934 г. вступил в строй Харьковский турбогенераторный завод имени Кирова. С 1936 г. начал выпуск паровых турбин Невский машиностроительный завод имени Ленина, с 1940 г. вошел в строй Уральский турбинный завод.

В настоящее время советскими конструкторами создана самая большая в мире паровая турбина мощностью 150 000 *квт*. Сейчас Советский Союз по праву считается наиболее передовой страной в мире в области турбостроения.

Особенно широкое распространение в нашей стране получили теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), т. е. электростанции, у которых тепло отработавшего пара используют для бытовых и производственных целей. Это имеет чрезвычайно большое значение для народного хозяйства, так как на отопление зданий и на снабжение теплом предприятий и коммунального хозяйства расходуется более 60% общего количества сжигаемого в стране топлива. При этом в таких мелких теплоиспользующих устройствах, сжигающих обычно дальнепривозное высококалорийное топливо, к. п. д. редко доходит до 25%, а в большинстве случаев бывает 5—20%.

Перевод таких мелких потребителей на снабжение теплом отработавшего пара силовых установок, сжигающих низкосортные виды топлива, может дать значительное улучшение топливоиспользования. Таким образом, теплофикация является весьма эффективным средством для достижения экономии топлива, что было отмечено в решениях пленума ЦК ВКП(б) в 1931 г. Большую роль в выдвижении идеи широкой теплофикации и в осуществлении первых теплофикационных установок сыграли проф. В. В. Дмитриев и проф. Г. Л. Гинтер.

К 1940 г. СССР занял уже первое место в мире по мощности теплоэлектроцентралей, которые имели тепловые сети общим протяжением более 700 *км* и отпускали в год более $24 \cdot 10^{12}$ *ккал* тепла. После войны за короткий срок были восстановлены и введены в строй разрушенные гитлеровскими захватчиками теплоэлектроцентрали и построены новые. В результате этого за 1950 г.

выработка тепловой и электрической энергии ТЭЦ превысила более чем на 40% выработку энергии в довоенные годы.

Для тех районов нашей страны, где имеются или строятся гидроэлектростанции, значительный интерес представляет возможность комбинирования работы гидростанций и ТЭЦ. Дело в том, что мощность гидростанций обычно по метеорологическим условиям снижается в зимнее время, когда потребность в тепловой и электрической энергии возрастает. В такие периоды целесообразно передавать часть нагрузки гидростанции теплоэлектроцентрали, которая, наоборот, именно в зимнее время будет работать на полную мощность с высоким к. п. д.

Преимущества ТЭЦ особенно ощутимы в нашей стране, в условиях планового социалистического хозяйства. В странах капитализма эти преимущества ТЭЦ мало ощутимы, так как компании, владеющие электростанциями, заинтересованы в увеличении сбыта электроэнергии и стремятся вытеснить с рынка компании, вырабатывающие на своих станциях только тепло и снабжающие им централизованно потребителей.

Теперь Советский Союз прочно занимает первое место по количеству и мощности теплоэлектроцентралей. Строительство их продолжает расширяться и далее. Достаточно сказать, что более 55% электростанций, введенных в строй за четвертую пятилетку, были теплоэлектроцентралями.

представляет собою полое тело вращения, соединенное ребрами 2 со втулкой 4, в которой укреплен шток 3. Клапан помещается в клапанной коробке и опирается на две кольцевые поверхности. Опорные поверхности клапана лучше делать во вставных гнездах, а не в отливке цилиндра, так как при вставных гнездах размеры их можно подобрать так, чтобы при нагревании удлинение клапанов и гнезд было одинаковым. В этом случае возможна притирка клапанов в холодном состоянии. Если же опорные поверхности клапана образованы в отливке цилиндра, то притирку клапана к опорным поверхностям надо производить в горячем состоянии, так как при нагревании высота клапана увеличивается в большей степени, чем клапанной коробки, составляющей одно целое с массивным цилиндром.

Кроме того, вставные гнезда позволяют вынуть их во время ремонта для проверки, а при необходимости и заменить новыми.

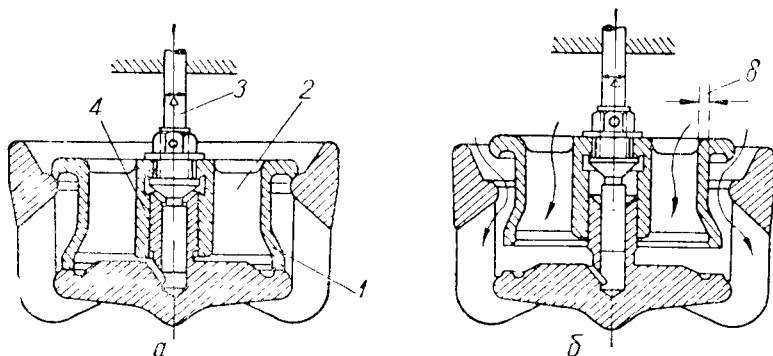


Рис. 46. Впуск пара двухседельным клапаном.

Опорные поверхности могут делаться горизонтальными или наклонными — коническими. Клапаны отливаются из чугуна с толщиной стенки $\delta = 5 \div 10$ мм. Ширина кольцевых опорных поверхностей $s = 2 \div 4$ мм. Диаметр штока (шпинделя) клапана $\Delta = 10 \div 25$ мм. Ребра, соединяющие тело клапана со втулкой, обычно располагаются тангенциально (рис. 45), с целью уменьшения тепловых деформаций.

Диаметр клапана рассчитывается из условия пропускания через сечение, закрываемое клапаном, всего пара, заполняющего пространство, которое освобождается в цилиндре движущимся поршнем. Если f см² — площадь сечения канала, необходимая для прохода пара, F см² — площадь поршня, ω м/сек — условная скорость пара в канале, c_m м/сек — средняя скорость поршня, то

$$f\omega = Fc_m, \quad (a)$$

откуда

$$f = \frac{c_m}{\omega} F \text{ см}^2. \quad (б)$$

С другой стороны, при диаметре клапана d см

$$f = \varphi \frac{\pi d^2}{4} \text{ см}^2, \quad (27,1)$$

где φ — коэффициент сужения канала ребрами и телом клапана, принимаемый от 0,6 до 0,8.

Тогда при диаметре поршня D см по уравнениям (б) и (27,1)

$$d = D \sqrt{\frac{c_m}{\varphi\omega}}. \quad (27,2)$$

Величина нормального подъема клапана определяется исходя из того, что боковая поверхность цилиндрической щели, открываемой клапаном, пропус-

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ
ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

ГЛАВА I
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

§ 1. СХЕМА УСТРОЙСТВА И ПРИНЦИП РАБОТЫ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

В паровой машине тепловая энергия пара превращается в механическую работу вращения вала. Для этого паровая машина имеет следующие основные части (рис. 2):

1) паровой цилиндр, в котором пар, перемещая поршень, совершает работу;

2) кривошипно-шатунный механизм, превращающий возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение вала.

Поршень *11* делит цилиндр *1* на две полости: полость крышки *1а* и полость вала *1б*. Для непроницаемого разделения цилиндра на две полости поршень снабжен пружинящими кольцами, плотно прилегающими ко внутренней поверхности цилиндра. В цилиндр ведут каналы *2* и *13* для впуска свежего пара и *10* и *12* для выпуска отработавшего.

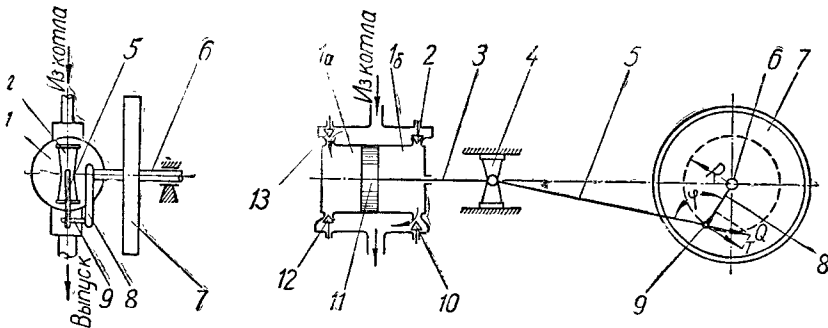


Рис. 2. Схема паровой машины.

При закрытых каналах *2* и *12* свежий пар из котла по каналу *13* поступает в полость *1а* цилиндра и своим давлением перемещает поршень вправо. По каналу *10* из полости *1б* выходит отработавший пар. При крайнем правом положении поршня каналы *10* и *13* закрываются, а открываются канал *2* для впуска свежего пара и канал *12* для выпуска отработавшего пара, вследствие чего поршень перемещается влево. При крайнем левом положении поршня каналы *2* и *12* закрываются, а открываются каналы *10* и *13*, и процесс повторяется. Таким образом, создается прямолинейное возвратно-поступательное движение поршня.

Кривошипно-шатунный механизм, состоящий из шатуна *5*, пальца кривошипа *9* и кривошипа *8*, связан с поршнем штоком *3* и шарниром-крейцкопфом *4*.

кает то же количество пара, что и сечение, перпендикулярное к оси клапана. Тогда при количестве опорных поверхностей i и угле их наклона α

$$f = \pi d h i \cos \alpha = \varphi \frac{\pi d^3}{4},$$

откуда

$$h = \frac{f}{\pi d i \cos \alpha} = \frac{\varphi d}{4 i \cos \alpha}. \quad (27,3)$$

Для горизонтальных опорных поверхностей

$$\alpha = 0; \quad \cos \alpha = 1$$

и, следовательно,

$$h = \frac{\varphi d}{4 i}. \quad (27,4)$$

Анализ формул (27,3) и (27,4) показывает, что с увеличением числа опорных поверхностей высота подъема клапана уменьшается, а это выгодно отражается на конструкции внешних органов парораспределения. Так, для односедельного клапана при $\alpha = 0$ $\varphi = 1$ $i = 1$

$$h = \frac{d}{4},$$

а для двухседельного при $\alpha = 0$ $\varphi = 0,65$, $i = 2$

$$h = \frac{0,65d}{4 \times 2} \approx \frac{1}{12} d.$$

Задание для самостоятельного выполнения

1. Определить размеры паровпускного клапана для машины, у которой средняя скорость поршня 3,5 м/сек, диаметр поршня 400 мм. Скорость пара в канале 40 м/сек. Клапан двухопорный с горизонтальными опорными поверхностями. Коэффициент сужения принять равным 0,75. *Отв.: $d = 137$ мм; $h = 12,8$ мм.*

§ 25. КЛАПАНОЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ

Внешние органы клапанного парораспределения — механизмы, приносящие клапаны в движение, делятся на механизмы принудительные и расцепные. Расцепные механизмы называют также механизмами со свободной посадкой клапана.

В принудительных механизмах клапан все время связан с приводным механизмом. Расцепной механизм производит только подъем клапана, а опускание его происходит под действием пружины и сил тяжести. Принудительные механизмы дают более надежное закрытие канала, меньший износ опорных поверхностей и допускают большее число оборотов, чем расцепные. Однако при принудительных механизмах скорость посадки клапана меньше и, следовательно, мятис пара при этом больше. Расцепные механизмы пригодны только для машин с числом оборотов не более 150. Выпускные клапаны всегда имеют принудительный механизм.

Механизмы с принудительной посадкой могут быть: с кулачной шайбой, с катящимся рычагом и с качающимся кулаком.

В механизмах с кулачной шайбой (рис. 47) рычаг 4 имеет постоянную точку опоры 5. Свободный конец рычага BC связан со штоком 7 клапана 6 так, чтобы, поворачиваясь около своей оси B, он не препятствовал штоку двигаться прямолинейно. При вращении распределительного вала вместе с ним вращается кулак 1, который, нажимая на ролик 2, заставляет тягу 3 подняться, а клапан 6 открыть канал для выпуска пара, двигаясь вниз и сжимая пружину 8. Профиль кулачной шайбы должен соответствовать следующим условиям:

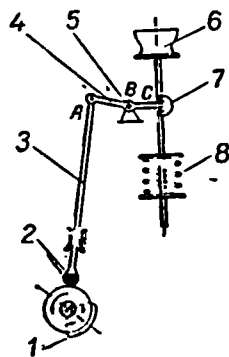


Рис. 47. Парораспределительный механизм с кулачной шайбой.

Попеременное открытие и закрытие каналов 10, 2, 12, 13 для подвода и отвода пара по полостям цилиндра осуществляется специальным парораспределительным механизмом.

Величину момента, вращающего коренной вал машины (рис. 2), можно определить по формуле:

$$M = TR,$$

где: T — сила, приложенная к пальцу кривошипа и направленная по касательной к окружности вращения его центра;

R — радиус кривошипа (расстояние от центра вала до центра пальца кривошипа).

Если угол между шатуном и кривошипом φ и по шатуну передается усилие Q , то

$$T = Q \cos(\varphi - 90^\circ) = Q \sin \varphi$$

и тогда, следовательно:

$$M = QR \sin \varphi.$$

Так как при работе машины угол φ непрерывно изменяется, то величина момента, вращающего вал, переменна. Чтобы создать равномерное вращение вала 6, на него насаживается маховик 7, за счет инерции которого поддерживается постоянная угловая скорость вращения вала.

При крайних положениях поршня $\varphi = 0$ или $\varphi = 180^\circ$. В обоих случаях $\sin \varphi = 0$ и, следовательно, $M = 0$. Вращение вала при этом невозможно, и машина должна остановиться. Эти положения машины называются мертвыми положениями. Через мертвые положения механизм машины переходит также за счет инерции маховика.

Ходом поршня s называется путь, проходимый поршнем при перемещении из одного крайнего положения в другое. Так как при этом центр пальца кривошипа перемещается в диаметрально противоположное положение, то

$$s = 2R.$$

Так как часть площади поршня закрыта штоком, то под давлением пара находится не вся, а так называемая рабочая площадь поршня F . Если обозначить через D диаметр цилиндра, а через d диаметр штока, то рабочая площадь поршня

$$F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \approx (0,96 \div 0,97) \frac{\pi D^2}{4}. \quad (1,1)$$

Рабочим объемом цилиндра V называется объем, описываемый поршнем, т. е.

$$V = Fs. \quad (1,2)$$

При мертвых положениях поршень не доводится до соприкосновения с крышками цилиндра, и между поршнем и крышкой остается пространство, называемое вредным. Вредным это пространство называется потому, что, заполняя его, пар не выполняет работы. В объем вредного пространства включается также объем паровых каналов от органов парораспределения до цилиндра.

Рассматривая взаимное движение поршня и кривошипа машины, необходимо отметить, что при вертикальном положении кривошипа поршень не занимает среднего положения в цилиндре. В самом деле, если кривошип повернется на угол 90° из горизонтального крайнего положения OA (рис. 3) и займет вертикальное положение OB , то перемещение поршня можно представить, как зависящее от двух взаимно перпендикулярных перемещений пальца кривошипа сначала по направлению AO , а затем по направлению OB . При перемещении пальца по направлению AO валик крейцкопфа C и поршень D переместятся соответственно в точки C_1 и D_1 и займут средние положения. Затем при перемещении пальца из O в B произойдет дополнительное смещение их в точки C_2 и D_2 и поршень уйдет за среднее положение на величину $D_1D_2 = C_1C_2$.

1) создавать по возможности безударное вступление ролика 2 на конце тяги на выступ кулачной шайбы; поэтому механизмы с кулачной шайбой неприменимы для быстроходных машин;

2) обеспечивать своевременный подъем и опускание клапана, согласно выбранной продолжительности фаз парораспределения.

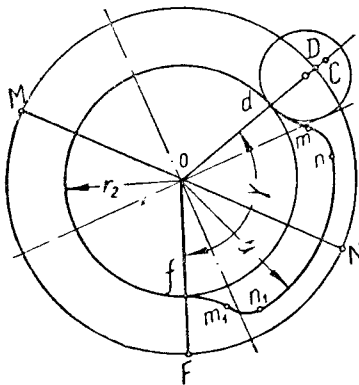


Рис. 48. Кулачная шайба.

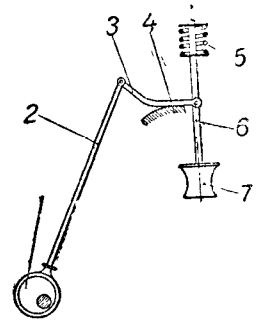


Рис. 49. Парораспределительный механизм с катящимся рычагом.

Профилирование кулачных шайб производится следующим образом (рис. 48). Радиусом r_2 , выбираемым из конструктивных соображений, описывается окружность из центра O , и наносятся положения кривошипа в момент начала предварения выпуска — OD и в момент начала сжатия — OF . Углом $DOF = \gamma$ определяется положение точек d и f на профиле шайбы. При высоте подъема клапана h и отношении плеч рычага (рис. 47)

$$\frac{AB}{BC} = m,$$

$$r_1 - r_2 = mh,$$

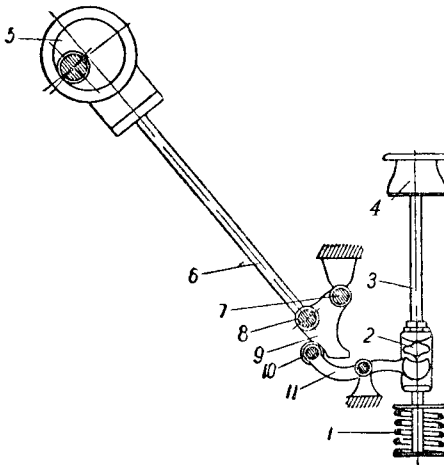


Рис. 50. Парораспределительный механизм с качающимся кулаком.

где r_1 — радиус, которым вычерчивается профиль кулачной шайбы по дуге mn_1 . Через точки d и f из центров C проводят дуги dm и fn_1 радиусом на 5—10 мм большим, чем радиус ролика, который обычно принимают равным $25 \div 40$ мм. Переходные кривые mn и m_1n_1 вычерчивают радиусом $3 \div 5$ мм.

Механизм с катящимся рычагом (рис. 49) отличается от предыдущего, во-первых, наличием на распределительном валу эксцентрика 1, вместо кулака, а также тем, что криволинейный рычаг 3, шарнирно соединенный со штоком 6 клапана 7, не имеет постоянной точки опоры, а перекатывается во время своего

движения по подушке 4, профиль которой имеет слегка криволинейное очертание. Благодаря такой конструкции отношение плеч рычага непрерывно изменяется, и начало подъема и конец посадки клапана происходят при малых скоростях. Этим достигается уменьшение силы удара при посадке клапана пружинной 5, что предохраняет как клапан, так и его гнездо от быстрого износа. Это важно для быстроходных машин, хотя при этом несколько увеличивается время пара в начале и в конце впуска. Этот недостаток предварения

Очевидно, что если из центра C_2 радиусом $l = C_2B$ провести дугу BO_1 , то расстояние

$$OO_1 = C_1C_2 = \lambda$$

укажет смещение поршня за среднее положение при среднем положении кривошипа. Эта величина, как стрелка дуги BB_1 , будет тем меньше, чем больше ра-

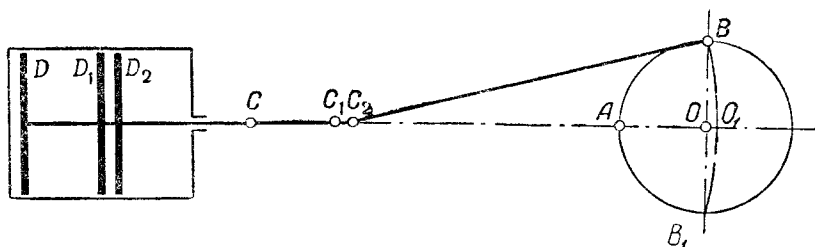


Рис. 3. Движение поршня и пальца кривошипа.

диус этой дуги l . При бесконечно длинном шатуне дуга BB_1 совпала бы с хордой и величина λ равнялась бы нулю. Поэтому λ называют поправкой на конечную длину шатуна.

§ 2. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ МАШИН

Изображенная на рис. 2 паровая машина является горизонтальной одноцилиндровой машиной однократного расширения, двустороннего давления. В отличие от нее паровые машины в зависимости от характера работы, конструкции отдельных частей, назначения и по многим другим признакам могут быть и других типов.

Иногда применяются машины одностороннего давления, в которых пар оказывает давление на поршень только со стороны крышки. Другая сторона цилиндра в таких машинах остается открытой.

В зависимости от того, каким паром работает машина, различают машины, работающие насыщенным и перегретым паром.

По пространству, в которое производится выпуск отработавшего пара, машины могут быть: выхлопные с выпуском в атмосферу, конденсационные с выпуском в конденсатор, давление в котором ниже атмосферного, и теплофикационные, у которых отработавший пар частично или полностью используется для нагрева, для технологических процессов или дополнительно совершает работу в двигателях специального назначения. Теплофикационные машины широко применяются в народном хозяйстве СССР.

Закрытие и открытие паровых каналов может производиться золотниками, клапанами или кранами. В зависимости от этого паровые машины бывают с золотниковым, клапанным и крановым парораспределением.

По расположению осей цилиндров паровые машины могут быть горизонтальными и вертикальными. Иногда применяется наклонное расположение машины на фундаменте. Такие машины называют наклонными.

По количеству цилиндров машины могут быть одноцилиндровыми и многоцилиндровыми.

По использованию перепада давления паровые машины бывают однократного расширения, в которых весь процесс расширения и работы пара происходит в одном или параллельно в нескольких самостоятельных цилиндрах, и многократного расширения, в которых процесс расширения и работы пара происходит последовательно в нескольких цилиндрах, и пар, отработав в одном цилиндре, переходит в другой.

Машины многократного расширения бывают двукратного (двухкратного) расширения (рис. 4), трехкратного расширения (рис. 5) и редко четырехкратного расширения. Из машин многократного расширения наиболее распростра-

нены машины двукратного расширения, которые бывают типа компаунд и тандем. Машина компаунд (рис. 4) имеет параллельно расположенные цилиндры, а в машине тандем (рис. 6) цилиндры расположены один за другим по общей оси. Кривошпы машин компаунд располагаются один к другому под углом 90 или 180°.

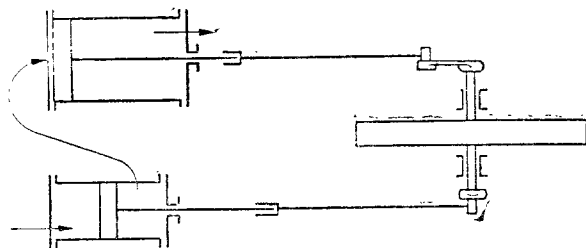


Рис. 4. Машина компаунд.

Трубу, соединяющую между собою отдельные цилиндры машин многократного расширения, называют ресивером.

В зависимости от назначения паровые машины могут быть универсальные, пригодные для привода любой рабочей машины, и специальные, постоянно соединенные с какой-нибудь машиной. Например, паровозная паровая машина, судовая машина, машина прокатного стана, парового молота, насоса и т. п. — это специальные машины.

Паровые машины, устанавливаемые на одном месте для постоянной работы, называются стационарными.

До конца прошлого века, т. е. до появления паровых турбин, паровая машина была единственным типом парового двигателя, и отдельные агрегаты строились мощностью до 10 000 л. с. и более. С появлением паровых турбин паровые машины с мощностью более 1000 л. с. в одном агрегате почти не строятся, так как при больших мощностях турбины оказываются выгодней. Широко применяется паровая машина для локомотивов — компактных паросиловых установок, в которых паровой котел и машина сконструированы, как одно целое.

В настоящее время паровая машина широко применяется, как первичный двигатель для электростанций небольшой и средней мощности, в сельском хозяйстве, промышленности и на транспорте.

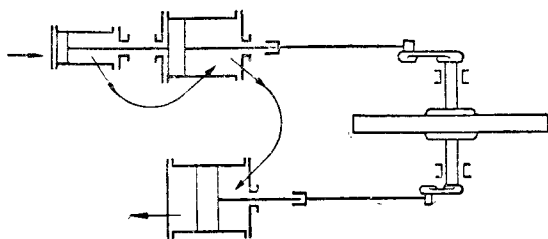


Рис. 5. Машина тройного расширения тандем-компаунд.

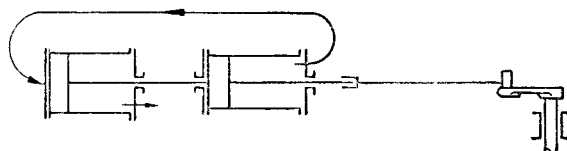


Рис. 6. Машина тандем.

ГЛАВА II

РАБОТА ПАРА В ПАРОВОЙ МАШИНЕ

§ 3. ОБРАЗЦОВЫЕ ЦИКЛЫ РАБОТЫ ПАРОВЫХ МАШИН

Рабочий процесс в паровой машине состоит в превращении тепловой энергии пара в механическую работу. Если теплосодержание пара при входе в машину i_1 ккал/кг, то, использовав все тепло одного килограмма пара, машина

впуска механизм устраивается так, что при мертвых положениях кривошипа клапан уже приподнят на 1—1,5 мм.

Механизмы с качающимся кулаком (рис. 50) отличаются от предыдущих тем, что эксцентриковая тяга 6 качает кулак 9 (на рисунке показан механизм выпускного клапана). Эксцентрик 5, насаженный на распределительный вал, вращаясь против часовой стрелки тягой 6, связанной шарнирно в точке 8 с качающимся кулаком 9, поворачивает его вокруг валика 7 и отклоняет влево. Ролик 10, катясь по фигурной поверхности кулака, поворачивает рычаг 11 против часовой стрелки. Правый конец этого рычага поднимается вверх и через сухарь 2 воздействует на шток 3 клапана 4, поднимая их и сжимая пружину 1.

Эксцентрик впускного клапана, имеющего аналогичный механизм, под воздействием регулятора может перемещаться на распределительном валу. При этом благодаря изменению эксцентриситета эксцентрика будет изменяться продолжительность открытия канала при постоянной высоте подъема клапана. Это выгодно отличает механизмы с качающимся кулаком от механизмов с катящимся рычагом, у которых при больших степенях наполнения увеличивается подъем клапана и приходится ставить сильную пружину.

§ 29. КЛАПАННОЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ С РАСЦЕПНЫМ МЕХАНИЗМОМ

Расцепные механизмы управляют лишь подъемом клапана, а посадка клапана производится свободно, под действием сил тяжести и пружины. Схема такого механизма изображена на рис. 51.

На распределительном валу 11 жестко насажен эксцентрик 12, передающий тягой 10 движение валику 7, с которым шарнирно соединен качающийся вокруг точки 5 рычаг 6. К этому же валику 7 подвешена активная зацепка или собачка 9. Активная зацепка пружиною 8 постоянно отжимается от эксцентриковой тяги и своим выступом нажимает на рычаг 3, вращающийся вокруг неподвижной опоры 2. При движении валика 7 вниз активная зацепка 9 тоже опускается вниз, нажимает на рычаг 3, называемый пассивной зацепкой, и производит подъем штока 4 и клапана 1. При этом хвостовик активной зацепки набегает на закрепленный в определенном положении отсечный кулак 14 и отклоняется влево. В результате этого в некоторый момент выступ активной зацепки соскакивает с пассивной зацепки, происходит их расцепление, и клапан под действием своего веса и силы пружины садится на место. При дальнейшем вращении эксцентрика тяга 10 и валик 7 начнут двигаться вверх, активная зацепка снова заскочит своим выступом за пассивную зацепку, и связь между клапаном и механизмом восстановится. Положение отсечного кулака 14 устанавливается регулятором, воздействующим на рычаг 13.

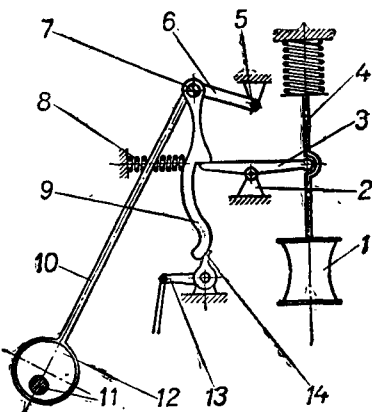


Рис. 51. Расцепной парораспределительный механизм.

Для уменьшения удара клапана об опорные поверхности к штоку клапана присоединяется буферное приспособление, замедляющее посадку.

При расцепном механизме начало впуска всегда происходит в один и тот же момент, независимо от положения отсечного кулака.

Клапанное парораспределение у вертикальных машин несколько усложняет их конструкцию, и поэтому для вертикальных машин чаще применяют золотниковое парораспределение.

К недостаткам клапанного парораспределения надо отнести сравнительно сложную конструкцию с большим количеством деталей, требующую тщательного надзора. У вертикальных машин становится затруднительным применение больших чисел оборотов и усложняется конструкция клапанного привода.

произвела бы работу

$$L = 427 i_1 = \frac{1}{A} i_1 \text{ кГМ/КГ.}$$

Однако полное использование теплосодержания пара невозможно, так как в машине имеются потери тепла. Эти потери можно разделить на две группы.

Первая группа — это потери, получающиеся в силу того, что после совершения работы из машины уходит не вода при температуре 0°C , а пар, имеющий, даже при отсутствии других потерь, теплосодержание i_2 ккал/кг. В результате этого возможная работа одного килограмма пара будет только

$$L = \frac{1}{A} (i_1 - i_2) \text{ кГМ/КГ.}$$

Применяя пар высокого давления при высоком перегреве, можно повысить значение i_1 . Выпуская отработавший пар при весьма низком давлении в конденсатор, можно понизить значение i_2 , но все же в любой паросиловой установке максимум работы одного килограмма пара ограничивается, с одной стороны, источником тепла (паровой котел), с другой — охладителем (конденсатор, атмосфера). Таким образом, эта первая группа потерь хотя и может быть уменьшена, но вообще неизбежна. Она зависит исключительно от состояния пара до и после машины и не может быть совершенно устранена никакими принципиальными и конструктивными усовершенствованиями машины.

Вторая группа потерь — это потери, зависящие от степени совершенства использования машиной того располагаемого теплоперепада $i_1 - i_2$, который ей предоставляют тепловой

источник и охладитель. К таким потерям относятся потери от охлаждения пара в машине, от несовершенства парораспределения, от мятя пара и т. п. Потери второй группы могут быть уменьшены путем улучшения конструкции машины и качества ее обслуживания.

Рис. 7. Образцовый цикл паровой машины.

Следовательно, даже при одном и том же располагаемом перепаде тепла не все машины будут использовать этот теплоперепад одинаково, и для того чтобы оценить совершенство процессов их работы, надо уметь сравнивать работу различных машин между собой. Сравнивать работу данной машины с работой наилучшей современной машины, приняв ее за образец, нецелесообразно, так как техника непрерывно движется вперед, и то, что еще недавно было образцом, при современном состоянии техники может уже оказаться весьма далеким от совершенства. Поэтому для сравнительной оценки работы машин за образец приняли цикл работы такой теоретической машины, в которой отсутствуют потери второй группы, зависящие от качества обслуживания и конструкции машины.

Как известно из термодинамики, такой образцовый цикл (рис. 7) состоял бы из следующих процессов:

а) испарения воды при постоянном давлении $p_1 = \text{const}$ (линия 4—1);

б) адиабатического расширения пара от давления p_1 до давления p_2 (линия 1—2);

в) конденсации пара при постоянном давлении $p_2 = \text{const}$ (линия 2—3);

г) повышения давления воды от p_2 до p_1 (линия 3—4).

Теоретически можно считать, что все процессы происходят в цилиндре машины, но в действительности первый из них происходит в паровом котле, второй — в цилиндре машины, третий — в конденсаторе и четвертый — в насосе, нагнетающем воду в котел.

§ 30. ДРУГИЕ ВИДЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Крановое парораспределение было первым, примененным в машинах с четырьмя путями для пара. Схема кранового парораспределения изображена на рис. 52.

На цилиндре установлены впускные краны 2 и 4 и выпускные 1 и 5. Привод кранов осуществляется от эксцентрика 7, соединенного тягой 6 с распределительным диском 3. В различных точках распределительного диска к нему присоединены тяги отдельных кранов, которыми поворачиваются краны при открытии и закрытии паровых каналов.

Положительной стороной кранового парораспределения является простая и дешевая конструкция, но крановое парораспределение совершенно непригодно для перегретого пара и пара высокого давления. Поэтому сейчас машины с крановым парораспределением не строятся.

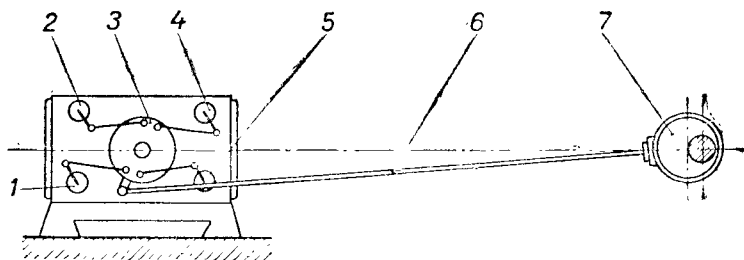


Рис. 52. Крановое парораспределение.

В прямооточных паровых машинах, как указывалось выше, парораспределение выпуска управляется поршнем. Окна для выпуска делаются прямоугольные, ромбические или круглые. В этих машинах впуск пара производится клапанами, расположенными на крышке цилиндра.

Стремление уменьшить степень сжатия, длину цилиндра и поршня, которые у прямооточных машин обычно велики, привело к появлению прямооточных машин с окнами, выпуск из которых управляется не только поршнем, но и специальными клапанами или золотниками, в определенные моменты закрывающими выпускной канал.

§ 31. РЕВЕРСИВНЫЕ УСТРОЙСТВА

В некоторых паровых машинах необходимо реверсирование, т. е. изменение направления вращения вала. К таким машинам относятся паровозные и пароходные машины, машины шахтных подъемников, прокатных станов и т. п.

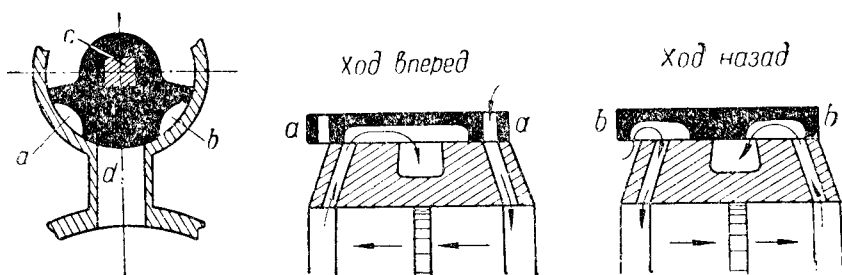


Рис. 53. Реверсивный золотник.

Реверсирование может осуществляться реверсивными золотниками и кулисными механизмами.

Реверсивный золотник, применяемый у небольших реверсивных машин, дает постоянное стопроцентное наполнение, так как не имеет перекрыши.

Термический коэффициент полезного действия η_t такого образцового цикла, как известно из термодинамики, будет:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}, \quad (3,1)$$

где: i_1 — теплосодержание пара, впускаемого в машину (в ккал/кг);
 i_2 — теплосодержание того же пара после его адиабатического расширения до давления p_2 (определяется по is диаграмме)¹ (в ккал/кг);
 i_2' — теплосодержание воды в конденсаторе при давлении p_2 (определяется по таблицам водяного пара) (в ккал/кг).

Например, для насыщенного (сухого) пара при $p_1 = 20 \text{ атм}$ и $p_2 = 0,2 \text{ атм}$ теплосодержания составляют: $i_1 = 668 \text{ ккал/кг}$, $i_2 = 498 \text{ ккал/кг}$ и $i_2' = 60 \text{ ккал/кг}$. Термический к. п. д. η_t в этом случае будет:

$$\eta_t = \frac{668 - 498}{668 - 60} = 0,28.$$

§ 4. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ПРОЦЕСС РАБОТЫ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

В современной паровой машине рабочий процесс протекает несколько иначе, чем было рассмотрено выше, на схеме машины (рис. 2). Если бы выпуск пара производился на всем протяжении хода поршня, то потенциальная энергия пара оставалась бы почти неиспользованной, и он, выходя из цилиндров со значительным давлением, уносил бы большое количество тепла. Чтобы полнее использовать энергию пара, его выпускают в цилиндр машины только на части хода поршня, а дальнейшее движение поршня происходит под действием расширяющегося пара. Для уменьшения противодействия отработавшего пара при обратном движении поршня выпуск пара начинается до того, как поршень придет в крайнее положение, т. е. предварительно, чем создается так называемое предварение выпуска пара. При обратном ходе поршня выпуск прекращается до прихода поршня в крайнее положение. Часть пара, оставшаяся в цилиндре, сжимается поршнем, создавая паровую подушку. Сжатие пара и образование паровой подушки необходимо для уменьшения толчков, неизбежных при перемене направления движения поршня. Кроме того, как видно будет из дальнейшего изложения, за счет сжатия отработавшего пара снижаются тепловые потери в цилиндре паровой машины. Чтобы к приходу поршня в начальное крайнее положение давление пара во вредном пространстве достигло полного, выпуск пара тоже начинают еще до прихода поршня в крайнее положение, т. е. создают предварение впуска пара.

Таким образом, за один оборот вала цикл работы пара в полости цилиндра составляет из следующих четырех процессов: впуск, расширение, выпуск и сжатие, которые распадаются на следующие фазы:

- | | | |
|-------------------------|---|----------------------|
| 1) впуск, | } | прямой ход поршня, |
| 2) расширение, | | |
| 3) предварение выпуска, | | |
| 4) выпуск, | } | обратный ход поршня. |
| 5) сжатие, | | |
| 6) предварение впуска. | | |

По другую сторону поршня происходят те же процессы и в том же порядке, но со сдвигом во времени, соответствующем полуобороту вала.

§ 5. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА

Процессы, происходящие в одной полости цилиндра за один оборот вала, удобно представить графически в координатах pV . Такой график, изображающий процесс работы пара в цилиндре машины, имеет вид замкнутой линии, называемой индикаторной диаграммой. Индикаторная диаграмма может быть

¹ Диаграмма is для водяного пара, построенная по новейшим исследованиям советского ученого М. П. Вукаловича, дана в приложении к книге.

Устройство реверсивного золотника показано на рис. 53. На полуцилиндрическом зеркале помещается полукруглый золотник, состоящий как бы из двух золотников, одного a — с внешним впуском, другого b — с внутренним. Поворачивая такой золотник около его оси, можно производить внешний выпуск пара, что будет соответствовать ходу вперед, или внутренний — ходу назад. При левом крайнем положении золотника, как указано на рисунке, золотник a производит бы выпуск пара в правую полость цилиндра и выпуск из левой, и поршень двигался бы влево. Но если, повернув шток c , поставить против каналов d золотник b , то выпуск будет происходить в левую, а выпуск из правой полости, и поршень начнет двигаться вправо.

Кулисные механизмы позволяют не только реверсировать паровую машину, но и работать с переменными степенями наполнения.

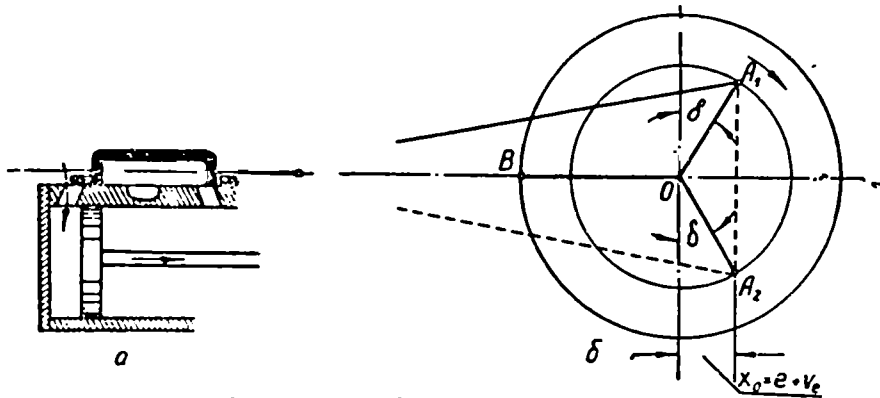


Рис. 54. Реверсирование паровой машины.

В кулисном механизме изменение направления вращения достигается изменением положения эксцентриситета эксцентрика относительно главного кривошипа. Если при положении главного кривошипа OB (рис. 54) эксцентриситет эксцентрика при ходе вперед и вращении по часовой стрелке занимает положение OA_1 , то при положении эксцентриситета OA_2 машина будет иметь задний ход.

При мертвом положении кривошипа OB золотник сдвинут от своего среднего положения на величину $x_0 = e + v_e$ и открывает канал на величину v_e . Независимо от направления вращения вала, поршень, выходя из левого мертвого положения, будет двигаться вправо, но при этом и золотник тоже должен двигаться вправо, чтобы открывать канал для впуска пара, который только начался. Поэтому, если заклинить эксцентрик под углом $90^\circ + \delta$ к кривошипу в положении OA_1 , то вал будет вращаться по часовой стрелке, а если под тем же углом в положении OA_2 , то в противоположную сторону, так как в обоих случаях центр эксцентрика, определяющий направление движения золотника, смещается вправо.

Существующие кулисные механизмы можно разделить на две группы. Кулисные механизмы первой группы имеют два эксцентрика (рис. 55), эксцентрик переднего хода 2 и эксцентрик заднего хода 1 с одинаковыми эксцентриситетами и одинаковыми углами опережения δ . От эксцентриков идут тяги 3 и 4 к кулисе 11 , представляющей собою дугу, в пазу которой находится камень 8 , связанный с золотниковым штоком 9 . Кулиса в точке 10 с помощью тяги 7 подвешена к рычагу 6 , поворачивая который при помощи тяги 5 , можно поднимать или опускать кулису. При переднем ходе (рис. 55, а) кулиса опущена, находится в нижнем положении, и золотник получает движение только от эксцентрика переднего хода 2 . При заднем ходе кулиса поднята, находится в верхнем положении (рис. 55, б), и золотник получает движение только от эксцентрика заднего хода 1 . При промежуточных положениях кулисы на движение

построена на основании теоретических соображений или снята с действующей паровой машины прибором — индикатором. В первом случае диаграмма называется теоретической, а во втором — действительной, или практической. При построении теоретической диаграммы не учитывают такие второстепенные явления, как мятие пара, понижение его давления от охлаждения и т. п. Поэтому площадь действительной диаграммы всегда меньше площади теоретической. Отношение площади действительной индикаторной диаграммы к площади теоретической называется степенью полноты индикаторной диаграммы и, в известной мере, характеризует совершенство процесса работы пара в машине, так как в координатах pV площадь выражает работу.

На рис. 8 сплошной линией показана теоретическая индикаторная диаграмма. По оси абсцисс в определенном масштабе откладывают объем вредного пространства V_0 и рабочий объем цилиндра V . В пределах рабочего объема путь, проходимый поршнем, пропорционален изменению объема пара, и поэтому длина диаграммы, представляющая собою рабочий объем цилиндра, в другом масштабе выражает ход поршня s . По оси ординат, тоже в определенном масштабе, откладывают давление пара p .

Впуск пара теоретически происходит при постоянном давлении и изображается горизонтальной линией 1—2. В процессе расширения 2—3 давление пара постепенно понижается. Во время предварения выпуска 3—4 давление пара быстро понижается до давления выпуска p_2 . Выпуск 4—5 происходит при постоянном давлении p_2 . Сжатие 5—6 сопровождается постепенным повышением давления. В период предварения впуска 6—1 давление быстро повышается до начального давления p_1 .

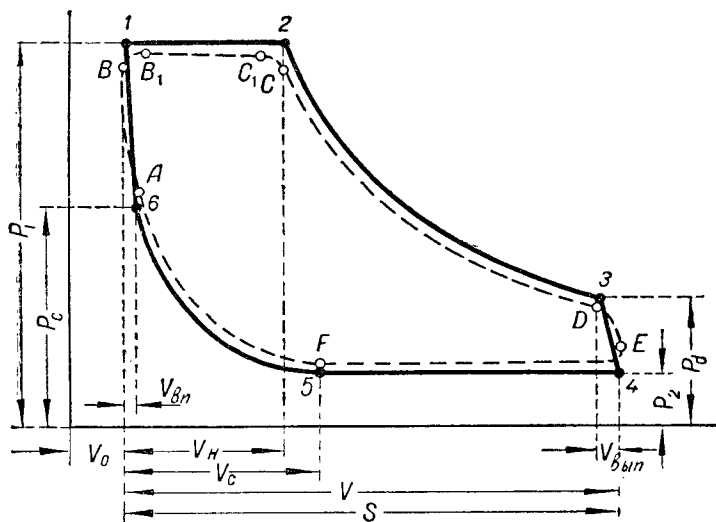


Рис. 8. Индикаторная диаграмма паровой машины.

Характерные для индикаторной диаграммы объемы: наполнения V_n , сжатия V_c , предварения впуска $V_{вп}$ и предварения выпуска $V_{вып}$, выраженные в долях рабочего объема цилиндра V , называют элементами индикаторной диаграммы. Таких элементов четыре:

Условная степень наполнения

$$\varepsilon = \frac{V_n}{V}.$$

Условная степень сжатия

$$\sigma = \frac{V_c}{V}.$$

золотника оказывают влияние оба эксцентрика, и ход золотника, а значит, и степень наполнения, уменьшаются. При среднем положении кулисы степень наполнения очень мала, открытие канала происходит только на величину линейного предварения впуска, и машина останавливается.

Основной недостаток двухэксцентриковых кулисных механизмов — большая работа трения на двух эксцентриках и сложная конструкция, и потому эти механизмы вытесняются одноэксцентриковыми механизмами.

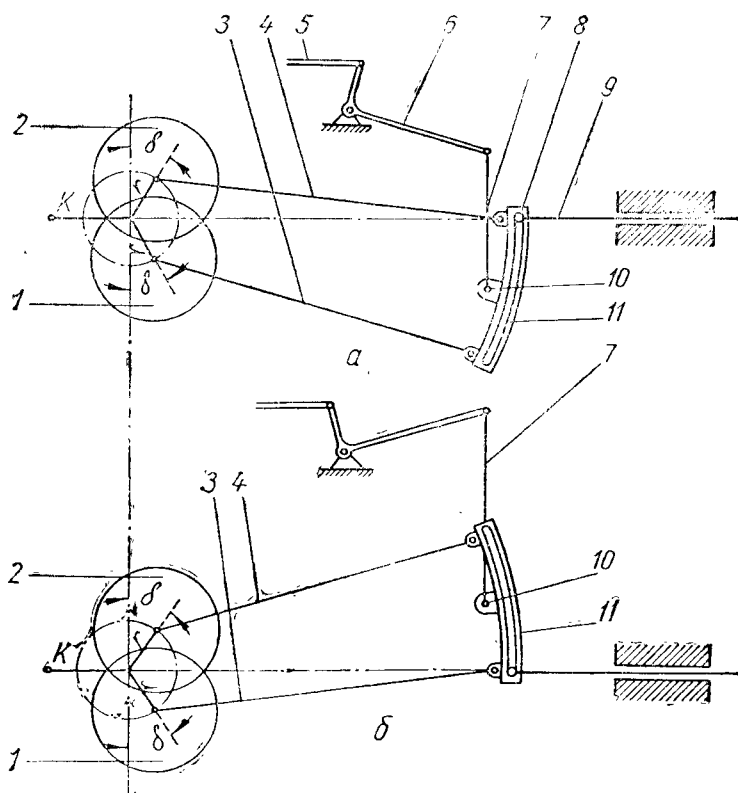


Рис. 55. Двухэксцентриковый кулисный механизм.

В таких кулисных механизмах имеется только один эксцентрик, а иногда и его заменяют так называемым контркривошипом, имеющим малую работу трения.

Схема одноэксцентрикового кулисного механизма показана на рис. 56. На валу O псаживается эксцентрик OA или на конце пальца кривошипа K укрепляется контркривошип KA , связанный эксцентриковой тягой AB с концом кулисы DB , качающейся вокруг неподвижной точки C . Получающийся при этом эксцентриситет $AO = r$ образует с главным кривошипом R угол 90° . Сама кулиса представляет собой дугу круга, описанную радиусом, равным длине кулисной тяги TE . В кулисе находится камень T , который с помощью тяги LM и рычага MN может быть установлен в любой части кулисы. С другой стороны камень кулисной тягой TE связан с качающимся рычагом FG , называемым маятником. Нижняя точка маятника G серьгой GS связана с одной из возвратно-поступательно движущихся частей машины (крейцкопфом). Верхним концом маятник шарнирно связан со штоком золотника FH .

При вращении вала конец золотникового штока F получает сложное движение, состоящее из качательного движения маятника FG относительно

Условная степень предварения впуска

$$\mu = \frac{V_{\text{вп}}}{V}$$

Условная степень предварения выпуска

$$\nu = \frac{V_{\text{вып}}}{V}$$

Отношение объема вредного пространства V_0 к рабочему объему цилиндра V $\tau_0 = \frac{V_0}{V}$ называют коэффициентом вредного пространства.

Момент прекращения впуска пара (точка 2) называется отсечкой впуска, а момент прекращения выпуска (точка 5) — отсечкой выпуска.

Степень предварения впуска μ бывает практически в пределах 0,02÷0,05, причем меньшие значения относятся к тихоходным, а большие — к быстроходным машинам. Значения остальных элементов индикаторных диаграмм и коэффициентов вредного пространства могут быть приняты по табл. 1 и 2.

Значения элементов индикаторных диаграмм

Таблица 1

Тип машины	Степень иаполнения ϵ	Степень предварения выпуска ν	Степень сжатия σ
Одноцилиндровые машины с выпуском в атмосферу, с золотниковым парораспределением . . .	0,50—0,30	0,06—0,14	0,25—0,50
То же, но с клапанным парораспределением . . .	0,24—0,16	0,05—0,12	0,20—0,30
Одноцилиндровые машины с выпуском в конденсатор, с золотниковым парораспределением . . .	0,15—0,20	0,07—0,15	0,30—0,40
То же, но с клапанным парораспределением . . .	0,14—0,18	0,07—0,20	0,30—0,40
Машины двукратного расширения с выпуском в атмосферу:			
для цилиндра высокого давления	0,40—0,60	0,05—0,07	0,05—0,15
» » низкого давления	0,50—0,70	0,10—0,15	0,15—0,35
То же, но с выпуском в конденсатор:			
для цилиндра высокого давления	0,35—0,50	0,05—0,07	0,06—0,15
для цилиндра низкого давления	0,45—0,65	0,10—0,20	0,20—0,40
Прямоточные машины	0,07—0,10	0,08—0,12	0,88—0,92

Величины коэффициента вредного пространства

Таблица 2

Тип парораспределения	Коэффициент вредного пространства τ_0
Плоские золотники	0,05 —0,10
Цилиндрические и поршневые золотники	0,07 —0,16
Клапаны на цилиндре	0,06 —0,12
Клапаны в крышках	0,04 —0,07
То же у прямоточных машин	0,015—0,035
Горны	0,03 —0,06

точки E и качательного движения самой точки E , приводимой в движение от эксцентриситета OA через систему тяг AB и TE .

Размах качания точки E зависит от положения камня T на кулисе BD , которое может изменяться путем поворота рычага MN . Движение точки E прекратится, если передвинуть камень T в точку C , относительно которой качается кулиса. Движение точки E изменится на противоположное, если камень T поднять выше точки качания кулисы C .

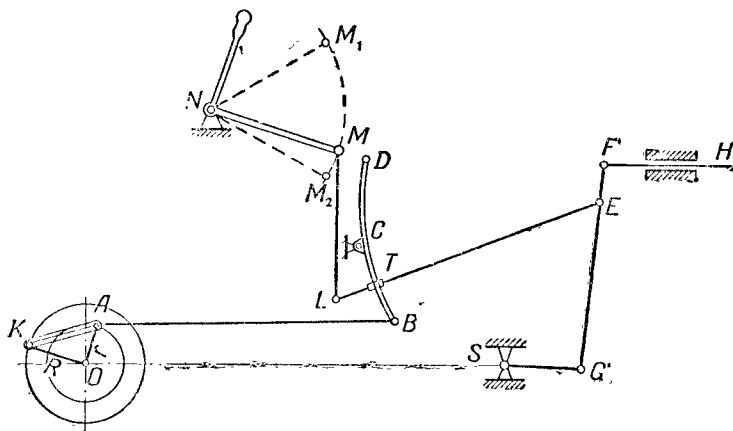


Рис. 56. Одноэксцентриковый кулисный механизм.

Изменение величины размаха колебаний точки E меняет величину хода золотника и позволяет применять в машине различные степени наполнения ϵ . Изменение направления движения точки E на противоположное позволяет реверсировать машину.

Кулисы одноэксцентрикового типа получили широкое распространение на паровозах и на судах.

§ 32. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Ознакомившись с тремя видами парораспределительных механизмов — золотниковым, клапанным и крановым, сравним их между собою и на основе такого сравнения установим область применения этих парораспределительных механизмов.

1. Основным достоинством золотникового парораспределения является очень простая конструкция, надежность в работе и несложный ремонт. Наряду с этим, золотниковое парораспределение имеет существенные недостатки. Как для плоских, так и для цилиндрических золотников таким недостатком является наличие только двух путей для пара, вызывающее при насыщенном паре значительную начальную конденсацию пара.

Фазы парораспределения (элементы индикаторной диаграммы) при золотниковом парораспределении связаны, так как открытие и закрытие каналов для впуска и выпуска осуществляется одним и тем же органом — золотником. Поэтому если выбраны начало предварения впуска, начало расширения и начало предварения выпуска, то получается вполне определенный конец выпуска — начало сжатия. В силу этого, как уже указывалось (рис. 42), при проектировании золотника приходится иногда изменять заданную индикаторную диаграмму.

Плоские золотники не уравновешены под действием давления пара, дают значительные пропуски и не могут работать с малыми степенями наполнения. Двойные цилиндрические золотники и цилиндрические золотники с двойным впуском имеют сложную конструкцию и лишают золотниковое парораспределение его главного положительного качества — простоты конструкции.

Теоретическую индикаторную диаграмму строят при проектировании машины, а также для сравнения такой диаграммы с практической диаграммой, снятой индикатором. При таком построении давления впуска p_1 и выпуска p_2 являются заданными, а объемы V_0 , V_H , V_C , $V_{вп}$ и $V_{вып}$ находят, принимая соответствующие величины ν_0 , ε , σ , μ , и γ по табл. 1 и 2 или по опытным данным.

Точку 1 диаграммы (рис. 8) определяют по координатам: V_0 — объем вредного пространства и p_1 — начальное давление пара, равное котловому. Линию впуска 1—2 проводят горизонтально на высоте постоянного давления p_1 до пересечения с вертикалью, проведенной через абсциссу $V_0 + V_H$.

Линия расширения 2—3 строится как политропа по известному из термодинамики уравнению

$$pV^k = \text{const}$$

до пересечения с вертикалью, проведенной через абсциссу $V_0 + V - V_{вып}$.

Показатель политропы k принимают: для сухого насыщенного пара $k = 1,135$, а для влажного пара (со степенью сухости x) $k = 1,035 + 0,1x$.

Так как процесс расширения не является строго адиабатическим, то, как показали опыты, с достаточной степенью точности для насыщенного пара можно принять $k = 1$, для перегретого пара $k = 1,05 \div 1,30$, причем:

при перегреве на	$\Delta t = 50^\circ \text{C}$	$k = 1,05$
»	» $\Delta t = 100^\circ \text{C}$	$k = 1,15$
»	» $\Delta t = 150^\circ \text{C}$	$k = 1,20$
»	» $\Delta t = 200^\circ \text{C}$	$k = 1,25$
»	» $\Delta t = 250^\circ \text{C}$	$k = 1,30$

Линию предварения выпуска строят как наклонную прямую, соединяющую точку 3 с точкой 4, имеющей ординату p_2 — давление выпуска и абсциссу $V_0 + V$ (конец хода поршня). Линию выпуска 4—5 строят как линию постоянного давления p_2 до абсциссы $V_0 + V_C$. Линию сжатия 5—6 строят также по уравнению

$$pV^k = \text{const}$$

до пересечения с вертикалью, проведенной через абсциссу $V_0 + V_{вп}$.

Линию предварения впуска строят, как наклонную прямую, соединяющую точки 6 и 1.

Кривые расширения и сжатия в зависимости от величины k строят графическими приемами, известными из термодинамики.

§ 6. ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА

Как указывалось выше, действительный процесс работы пара в цилиндре машины сопровождается потерями, не учитываемыми при построении теоретической индикаторной диаграммы. К таким потерям относятся:

1. Снижение давления впуска p_1 сравнительно с давлением в котле, объясняемое мятием пара на пути от котла к машине.
2. Понижение давления в процессе впуска из-за торможения пара в паровпускных каналах.
3. Уменьшение площади диаграммы вследствие мятия пара перед закрытием и в начале открытия паровых каналов, когда для прохода пара остаются лишь узкие щели.
4. Начальная конденсация пара, происходящая вследствие того, что за период выпуска стенки цилиндра принимают температуру отработанного пара более низкую, чем температура острого пара. Острый пар, соприкасаясь с относительно более холодными стенками цилиндра, частично конденсируется, осаждается на них в виде росы, и теплосодержание его понижается. При перегретом паре конденсация, в буквальном смысле, не происходит, но из-за отдачи части тепла стенкам цилиндра теплосодержание перегретого пара также немного снижается.

Золотники создают значительное мятие пара и имеют сравнительно с другими видами парораспределения большие объемы и поверхности вредного пространства.

2. Клапанное парораспределение имеет следующие достоинства: небольшие размеры и вес клапанов, почти полная уравновешенность под действием давления пара, сравнительно малые потери от начальной конденсации пара благодаря четырем путям для пара, возможность осуществлять любые степени наполнения и сжатия, не зависящие друг от друга. Кроме того, клапаны не требуют смазки рабочей (опорной) поверхности, что особенно важно для высоких давлений и перегрева пара.

Отрицательными сторонами клапанного парораспределения являются сравнительно сложная конструкция, требующая постоянного и более тщательного надзора, усложненность механизма для вертикальных машин и сравнительная тихоходность. Число оборотов вала при расцепном клапанном парораспределении не должно превышать 150 об/мин, при принудительном — 250 об/мин или немного выше, в то время как при золотниковом парораспределении легко осуществляется 500 об/мин и более, доходя в современных быстроходных машинах даже до 1500 об/мин.

3. Краповое парораспределение дает малый объем вредного пространства и в известной мере обладает преимуществами клапанного парораспределения, но совершенно неприменимо при перегретом паре. Краны быстро изнашиваются и теряют плотность прилегания.

В настоящее время золотники применяются в установках небольшой мощности, для которых главную роль играет простота конструкции и эксплуатации, например, локомотивы, в особенности передвижные, в машинах с высоким числом оборотов и установках, в которых невозможен постоянный надзор за работой и которые, работая при значительных числах оборотов, подвергаются загрязнению, действию переменных температур и т. п., как, например, у машин паровозов.

Клапанное парораспределение является сейчас наиболее распространенным парораспределением у стационарных машин средней и повышенной мощностей, имеющих число оборотов вала до 250 в минуту.

Краповое парораспределение, в связи с указанными недостатками его, теперь не применяется.

ГЛАВА VI

ДИНАМИКА ПАРОВОЙ МАШИНЫ

§ 33. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ

Для расчета деталей машины на прочность, для расчета фундамента машины и решения других вопросов необходимо знать величину и направление сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме и в машине в целом.

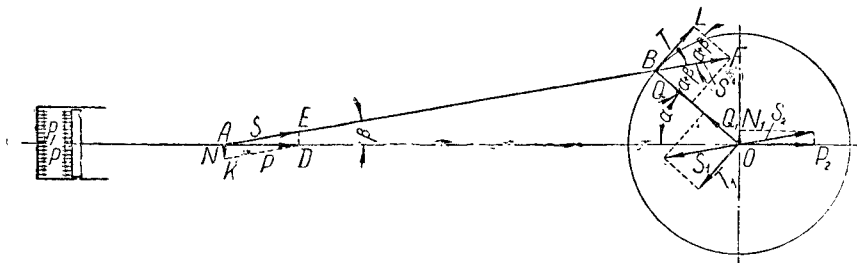


Рис. 57. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме.

В механизме машины (рис. 57) при удельном давлении пара p кг/см² на поршень с площадью F см² действует сила давления пара $P = Fp$ кг. Сила P

Действительная индикаторная диаграмма вследствие указанных причин будет иметь площадь меньшую, чем теоретическая. Примерная действительная диаграмма на рис. 8 изображена штриховой линией. Участок BB_1 в самом начале впуска получается слегка закругленным благодаря торможению (мятию) пара в недостаточно открытом канале. Давление при впуске на участке B_1C_1 не остается постоянным, а немного понижается вследствие причин, указанных выше. Отсечка впуска происходит не мгновенно, пар мнется, и поэтому участок C_1C округляется. При расширении температура пара понижается, и к концу расширения температура стенок оказывается выше температуры пара. Происходит отдача тепла от стенок цилиндра пару, и действительная линия расширения CD приближается к теоретической 2—3. Во время предварения выпуска, благодаря постепенному открытию паровпускного канала, давление снижается не так быстро, как на теоретической диаграмме, и линия практической диаграммы DE может слегка выходить за контур теоретической. Линия выпуска EF на действительной диаграмме проходит немного выше, чем на теоретической. Это объясняется торможением пара в парораспределительных органах и в выпускной трубе. Сжатие, благодаря постепенному закрытию выпускного канала и мятию пара, начинается при большем давлении, и линия сжатия FA действительной диаграммы проходит несколько выше, чем на теоретической. Благодаря мятию пара давление при предварении впуска возрастает медленнее, чем теоретически, и линия предварения впуска AB немного выходит за контур теоретической диаграммы.

На действительной индикаторной диаграмме границы между фазами парораспределения видны неотчетливо, так как углы закруглены благодаря мятию пара из-за неполного открытия каналов. Чтобы установить на действительной диаграмме моменты парораспределения, следует пограничную между фазами точку ставить в начале закругления, если канал открывается (точки A и D), и в конце закругления, если канал закрывается (точки C и F).

§ 7. ИНДИКАТОР

Для снятия с действующей паровой машины индикаторных диаграмм применяют прибор, называемый индикатором (рис. 9). Индикатор устанавливается на трубе, позволяющей соединить его при помощи трехходового крана с любой полостью цилиндра.

Трехходовой кран и конус индикатора 1 соединяются гайкой 2. В цилиндре 4 индикатора может перемещаться поршень 3, нагруженный пружиной 6. Если через трехходовой кран цилиндр индикатора соединен с одной из полостей цилиндра машины, то поршень индикатора будет перемещаться в соответствии с изменением давления в цилиндре машины.

Вычерчивание индикаторной диаграммы производит карандаш 11 на бумаге, закрепленной на вращающемся барабане 9. Для этого карандаш рычагом 7 связан со штоком 5 поршня индикатора, и поэтому вертикальные перемещения карандаша 11 записывают изменения давления. Для записи изменения объемов барабан 9 шнуром 13 через ролики 12 связывается с крейцкопфом или другой деталью, имеющей такое же движение, как и поршень. От такой детали движение передается барабану при прямом ходе поршня. При обратном ходе поршня пружина 10, находящаяся внутри барабана, возвращает его в исходное положение.

Таким образом, в результате совместных движений карандаша и барабана на индикаторной диаграмме вычерчивается кривая изменения объемов и давлений пара в цилиндре машины.

Длина окружности барабана индикатора всего $100 \div 160$ мм, т. е. значительно меньше хода поршня. Поэтому барабан индикатора соединяют с крейцкопфом через ходоуменьшители, которые бывают разных конструкций. Изображенный на рис. 9 ходоуменьшитель представляет собою два шкива 14 и 15, насаженных на общую ось, укрепленную на кронштейне, привинчиваемом к индикатору. Шнур 13 навивается на маленький шкивок 14, а шнур 16, соединяемый с крейц-

передается по штоку на валик кресткопфа в точку A , где она раскладывается на две: по направлению шатуна AB — сила S и по направлению, перпендикулярному к оси цилиндра — сила N . При отклонении шатуна от оси цилиндра на угол β из треугольника DAE сила

$$S = \frac{AD}{\cos \beta} = \frac{P}{\cos \beta}, \quad (33,1)$$

из треугольника DAK сила

$$N = AD \operatorname{tg} \beta = P \operatorname{tg} \beta. \quad (33,2)$$

Сила S по шатуну передается на палец кривошипа в точку B , где раскладывается по направлению касательной к окружности вращения кривошипа тангенциальная сила T и по кривошипу по направлению к центру вала — сила Q .

Угол FBO , как внешний угол треугольника AOB , равен $\alpha + \beta$. Очевидно, что и равный ему

$$\angle BFL = \alpha + \beta.$$

Из треугольника FBL получаем

$$T = S \sin(\alpha + \beta).$$

Заменив силу S по уравнению (33,1), получаем окончательно

$$T = \frac{P \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (33,3)$$

Для выяснения действия полученных сил приложим в точке O две противоположно направленные силы S_1 и S_2 , равные и параллельные силе S . Силу S_1 разложим по двум направлениям: по направлению кривошипа — сила Q_1 и по направлению, перпендикулярному к кривошипу — сила T_1 .

Силы Q и Q_1 равны и направлены по оси кривошипа в разные стороны. Их действие создает усилие, сжимающее кривошип.

Силы T и T_1 равны, параллельны и направлены в противоположные стороны и составляют пару сил с плечом, равным радиусу кривошипа $R = OB$. Эта пара сил создаст момент, вращающий вал

$$M = TR.$$

Силу S_2 тоже разложим по двум направлениям: по направлению оси цилиндра — сила P_2 и по направлению, перпендикулярному к оси цилиндра, — сила N_1 .

Сила P_2 действует на вал и передается на коренной подшипник. Вместе с силой P_1 , действующей на крышку цилиндра, эта сила стремится деформировать раму машины, подвергая ее попеременному растяжению и сжатию.

Сила N_1 с силой N создают вращающий момент

$$M_1 = AO \cdot N.$$

Под действием этого момента машина колеблется на фундаменте и стремится вращаться в сторону, обратную вращению вала, отрываясь от болтов, укрепляющих ее раму на фундаменте.

§ 34. СИЛЫ ИНЕРЦИИ В ПАРОВОЙ МАШИНЕ

Работа паровой машины сопряжена с возвратно-поступательным движением масс поршня, штока, кресткопфа и частично шатуна. Эти массы при движении имеют значительные силы инерции, которые влияют на работу машины.

Тело, имеющее массу m и движущееся с ускорением j , будет обладать силой инерции — U , направленной в сторону, обратную ускорению, и равной — $U = mj$ или $U = -mj$.

копфом, навивается на большой шкивок 15. Очевидно, что перемещение шнура 13 будет во столько раз меньше перемещения шнура 16, во сколько раз диаметр малого шкивка меньше диаметра большего.

К индикатору прилагается набор пружин для различных по величине давлений пара. На цоколе каждой пружины отмечен масштаб. Масштабом пружины называется величина перемещения карандаша, вызываемая изменением давления на поршень индикатора на 1 кг/см^2 .

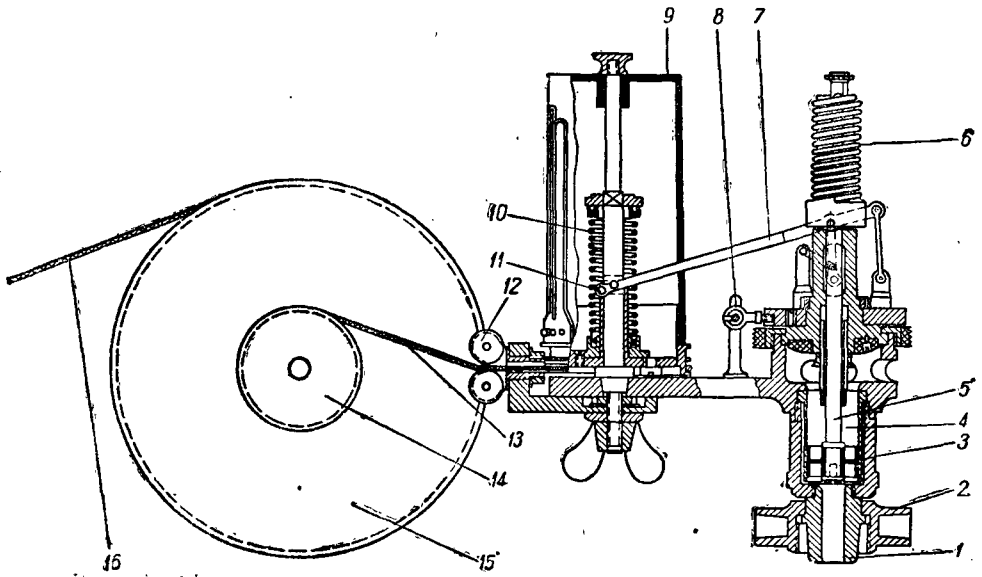


Рис. 9. Индикатор.

Для определения по индикаторной диаграмме давления в атмосферах надо величину давления, выраженного в миллиметрах, разделить на масштаб пружины.

Диаграмма, снятая с действующей машины, при сравнении ее с теоретической дает возможность судить о правильности процесса работы пара в машине.

Задания для самостоятельного выполнения

Построить теоретическую индикаторную диаграмму для машины, работающей перегретым паром ($\Delta t = 195^\circ \text{C}$). Начальное давление пара 12 атa ; давление при выпуске $1,6 \text{ атa}$. Условная степень наполнения $0,38$; условная степень предварения выпуска $0,08$; условная степень сжатия $0,36$; условная степень предварения впуска $0,03$. Коэффициент вредного пространства $0,07$.

У к а з а и е. Индикаторную диаграмму удобно строить на миллиметровой бумаге, приняв рабочую длину диаграммы равной 100 мм . Масштаб давлений можно принять $m = 5 \text{ мм/ат}$.

§ 8. МОЩНОСТЬ МАШИНЫ

Для того чтобы паровая машина приводила в движение обслуживаемые ею рабочие машины, она должна иметь определенную мощность. Мощность, передаваемая со шкива рабочим машинам, называется эффективной мощностью N_e . Мощность, развиваемая в цилиндрах машины, называется индикаторной N_i .

Эффективная мощность меньше индикаторной на величину сопротивлений в механизме машины (трение поршня, подшипников, сопротивление парораспределительных органов и т. п.) и на величину мощности, затрачиваемой на приведение в действие обслуживающих машину устройств. Отношение

$$\frac{N_e}{N_i} = \eta_m \quad (8,1)$$

При скорости поршня c м/сек ускорение его можно определить, как производную от скорости по времени:

$$j = \frac{dc}{dt}. \quad (34,1)$$

Скорость поршня определим, как первую производную пути по времени из уравнения (25, 3) $y = R(1 - \cos \alpha) \pm \frac{R^2}{2L} \sin^2 \alpha$

$$c = y' = \frac{dy}{dt} = R \left(\sin \alpha \pm \frac{R}{2L} \sin 2\alpha \right) \frac{d\alpha}{dt}. \quad (34,2)$$

Производная от угла поворота вала α по времени $\frac{d\alpha}{dt}$ есть угловая скорость вращения вала ω . Поэтому:

$$c = \omega R \left(\sin \alpha \pm \frac{R}{2L} \sin 2\alpha \right), \quad (34,3)$$

а ускорение движения

$$j = \frac{dc}{dt} = \frac{d^2y}{dt^2} = \omega^2 R \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right), \quad (34,4)$$

откуда сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$U = -mj = -m\omega^2 R \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right). \quad (34,5)$$

Обозначив через $q = \frac{G}{F}$ вес возвратно-поступательно движущихся частей, отнесенных к 1 см² площади поршня, и заменив в уравнении (34, 5) сомножитель $\omega^2 m$ соответствующими значениями ω и $m = \frac{q}{g}$, получим:

$$\omega^2 m = \frac{4\pi^2 n^2 q}{3600g}.$$

Принимая $\pi^2 \approx g \approx 9,81$, находим

$$\omega^2 m \approx \frac{n^2 q}{900}. \quad (34,6)$$

Тогда в окончательном виде сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс машины

$$U = -qR \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right) \frac{n^2}{900}. \quad (34,7)$$

К возвратно-поступательно движущимся частям паровой машины относят: поршень, шток, крейцкопф, а также половину длины шатуна, что приблизительно составляет около 0,4 полного веса шатуна.

В действующей машине вес этих частей определяется непосредственным взвешиванием, а при проектировании общий их вес, приходящийся на 1 см² площади поршня, принимают по табл. 9.

Таблица 9

Вес возвратно-поступательно движущихся частей, приходящихся на 1 см² площади поршня

Давление впуска	Ход поршня S (м)	Вес q (кг/см ²)
12 ата	0,7	0,25 ÷ 0,40
10 ата	0,8	0,24 ÷ 0,32
8 ата	0,9	0,20 ÷ 0,22
Прямоточные машины	—	0,30 ÷ 0,40

называется механическим коэффициентом полезного действия (к. п. д.) машины и характеризует степень совершенства машины с механической стороны. Средние значения η_m приведены в табл. 3.

Таблица 3

Тип машины	Средние значения механического к.п.д.					
	Эффективная мощность в лошадиных силах (нормальная)					
	10	50	100	300	500	700
Машины без конденсации . . .	0,82 — 0,87	0,83 — 0,88	0,85 — 0,89	0,86 — 0,91	0,87 — 0,92	0,88 — 0,94
Машины с конденсацией . . .	0,79 — 0,84	0,80 — 0,85	0,81 — 0,86	0,82 — 0,87	0,86 — 0,91	0,86 — 0,92

Эффективную мощность практически можно определить одним из следующих способов:

- 1) посредством электрической нагрузки, если машина работает на генератор электрического тока;
- 2) посредством специального тормозного устройства;
- 3) по индикаторной мощности и механическому к. п. д. машины.

При постоянном токе мощность, передаваемая генератору тока, т. е. эффективная мощность машины

$$N_e = \frac{Ei}{\eta_r \eta_p} \text{ л. с.}, \quad (8,2)$$

где: E — напряжение тока (в вольтах);

i — сила тока (в амперах);

η_r — к. п. д. генератора;

η_p — к. п. д. передачи (редуктора), равный единице при непосредственном соединении вала машины с валом генератора, и $0,97 \div 0,98$ — при ременной передаче.

Эффективную мощность определяют тормозом. На рабочий шкив, маховик или специальную тормозную шайбу 6 (рис. 10) накладывают тормозные колодки 4, подтягиваемые натяжными гайками 5 так, чтобы рычаг 3 находился в равновесии. Рычаг 3 тормоза устанавливают в строго горизонтальном положении и уравновешивают противовесом 7, чтобы собственный вес рычага не увеличивал момент груза Q . При вращении шайбы рычаг 3 поддерживают в равновесии, постепенно отпуская гайки 5 и изменяя вес груза Q на весах 1 до тех пор, пока число оборотов вала машины достигнет нормального и вращение вала будет равномерным, а предохранительный канат 2 будет свободным.

По величине тормозной нагрузки Q (в килограммах), длине плеча l (в метрах) и числу оборотов в минуту n определяют эффективную мощность машины:

$$N_e = \frac{Qln}{30 \times 75} \text{ л. с.} \quad (8,3)$$

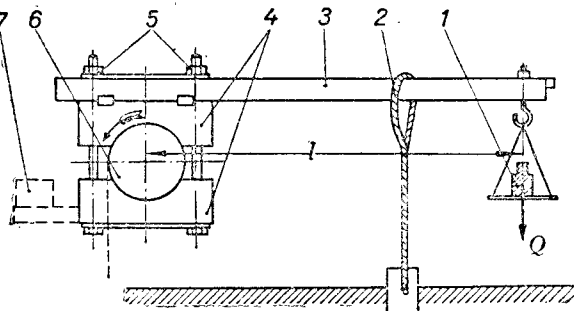


Рис. 10. Тормоз для определения эффективной мощности машины.

Если принять шатун бесконечной длины, то формула (34,7) приобретает вид:

$$U = -qR \frac{n^2}{900} \cos \alpha. \quad (34,8)$$

Для определения величины момента M , вращающего вал, при любых положениях кривошипа надо определить величину тангенциальной силы T тоже для любых положений кривошипа. Из уравнения (33,3) видно, что величина тангенциальной силы T за один оборот вала, во-первых, непрерывно изменяется при изменении углов α и β , а во-вторых, прямо пропорциональна силе P , которая складывается из силы давления пара на поршень и силы инерции движущихся масс. Как сила давления пара, так и сила инерции тоже за один оборот вала непрерывно изменяются. Определение тангенциальной силы аналитически сложно, поэтому прибегают к графическим приемам для определения величины тангенциального усилия T при различных положениях кривошипа. Такая графическая зависимость силы T от угла поворота кривошипа α называется тангенциальной диаграммой.

Тангенциальную диаграмму строят в такой последовательности:

1. Определяют результирующее давление пара на 1 см^2 площади поршня:

$$p_{\text{рез}} = p_1 - p_2.$$

где: p_1 — давление в рабочей полости цилиндра,

p_2 — давление в нерабочей полости цилиндра, и затем строят кривую результирующих давлений.

2. По уравнению (34,7) или (34,8) строят кривую сил инерции U , относенных к 1 см^2 площади поршня.

3. Графически определяют величину суммарных давлений на поршень:

$$p_c = p_{\text{рез}} + U.$$

4. По величине суммарных давлений строят тангенциальную диаграмму.

Величину результирующего давления $p_{\text{рез}}$ определяют по индикаторной диаграмме следующим образом. В одной системе координат строят две индикаторные диаграммы для левой и для правой полости цилиндра (рис. 58, а). Давление в левой полости выражается кривою A (сплошная линия), а давление в правой полости — кривою B (штриховая линия). Результирующее давление находят при различных положениях поршня, как разность ординат кривой A и кривой B . На участке $abcd$ это результирующее давление положительно, а на участке $defa$ — отрицательно. Для абсциссу диаграммы на произвольное число равных частей (на рисунке 8 частей), находим для каждого из 16 положений результирующее давление и наносим его в виде кривой B на отдельную систему координат (рис. 58, б) — кривая $abcdefa$.

На этой же системе координат строят кривые сил инерции для прямого и обратного ходов поршня по уравнениям (34,7) или (34,8). При построении по уравнению (34,7) получаются кривые lm и $m'l'$ (сплошные линии), а по уравнению (34,8) прямые ns и $s'n'$ (штриховые линии). Разность ординат кривой B

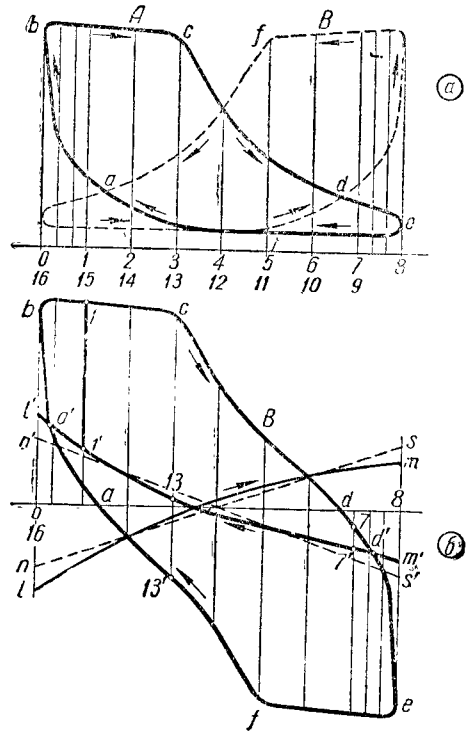


Рис. 58. Определение избыточного давления на поршень.

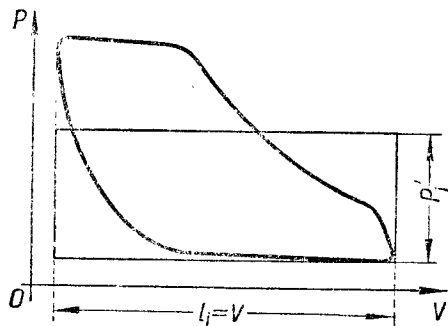
Индикаторную мощность машины можно определить по индикаторной диаграмме. Площадь индикаторной диаграммы, как и всякого кругового процесса в координатах pV , в определенном масштабе выражает величину работы пара в одной полости цилиндра за один оборот вала. Обозначим эту работу через L' кгм. При числе оборотов вала в минуту n мощность, развиваемая паром в одной полости цилиндра, будет:

$$N'_i = \frac{L'n}{60 \times 75} \text{ л. с.}$$

Площадь индикаторной диаграммы, по которой находится работа, определяют следующим образом. Площадь диаграммы заменяют площадью равнобедренного прямоугольника, у которого основание равно длине V диаграммы (рис. 11). Высоту этого прямоугольника обозначают p'_i и называют средним индикаторным давлением. Площадь этого прямоугольника $L' = p'_i V$.

При рабочей площади поршня F' в ходе поршня s площадь прямоугольника, равная площади индикаторной диаграммы, будет:

$$L' = p'_i F' s.$$



Чтобы выразить работу, соответствующую этой площади, в килограммометрах, измеряют p'_i в кг/см^2 , F' в см^2 и s в м. При этом индикаторная мощность, развиваемая в одной полости цилиндра, будет:

$$N'_i = \frac{p'_i F' s n}{60 \times 75} = \frac{p'_i F' s n}{4500} \text{ л. с.}$$

Рис. 11. Определение среднего индикаторного давления.

Если в другой полости цилиндра рабочая площадь поршня $F'' \text{ см}^2$, а среднее индикаторное давление $p''_i \text{ кг/см}^2$, то мощность, развиваемая в этой полости,

$$N''_i = \frac{p''_i F'' s n}{60 \times 75} = \frac{p''_i F'' s n}{4500}.$$

Полная мощность машины двустороннего давления, следовательно, будет

$$N_i = N'_i + N''_i,$$

то есть:

$$N_i = (p'_i F' + p''_i F'') \frac{sn}{4500} \text{ л. с.} \quad (8,4)$$

Формулу (8,4) применяют для определения мощности при испытании машины. При проектировании машины принимают, что:

$$F' = F'' = F$$

и

$$p'_i = p''_i = p_i.$$

Тогда:

$$N_i = \frac{p_i F s n}{2250} \text{ л. с.} \quad (8,5)$$

При расчетах принимают:

$$F = (0,96 \div 0,97) \frac{\pi D^2}{4}$$

или приближенно можно считать $F = 0,75 D^2$.

При таком допущении:

$$N_i = p_i D^2 \frac{sn}{3000} \text{ л. с.} \quad (8,6)$$

и кривых lm и $m'l'$ определяют величину суммарной силы p_c , передаваемой на шатун (например $1 - 1', 7 - 7', 13 - 13'$ для соответствующих положений поршня).

Величину тангенциальной силы можно вычислить по уравнению (33,2), подставляя в него значения сил p_c по диаграмме (рис. 58), но удобнее сделать это графически (рис. 59).

На отрезке BE , представляющем собою ход поршня, построена кривая $a'bcd'eja'$, выражающая изменение суммарной силы p_c по ходу поршня. Из точки O описывается окружность вращения кривошипа, диаметр которой K_0K_8 равен BE , а расстояние BK_0 равно длине шатуна L . При повороте кривошипа на угол α крейцкопф занимает положение A_3 , а шатун с осью цилиндра образует угол β . Величина суммарной силы в этот момент выражается отрезком A_3c (ординатой в точке A_3). Проведем направление шатуна A_3K_3 . Из точки K_3 по

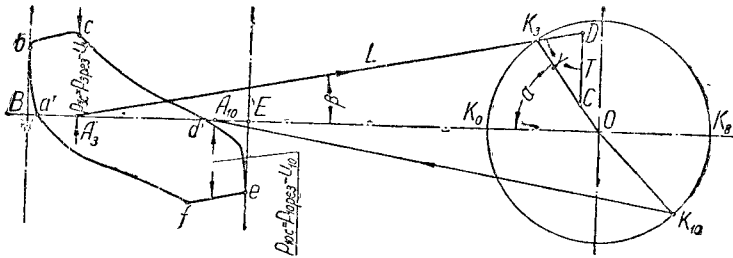


Рис. 59. Графическое определение тангенциальной силы.

направлению радиуса кривошипа отложим $K_3C = p_{3c}$. Через точку C проведем вертикаль до пересечения с направлением шатуна в точке D . В треугольнике DCK_3

$$\angle DK_3C = \alpha + \beta,$$

как внешний для треугольника A_3K_3O и

$$\angle DCK_3 = 90^\circ - \alpha,$$

поэтому

$$\begin{aligned} \angle K_3DC = \gamma &= 180^\circ - \angle DK_3C - \angle DCK_3 = 180^\circ - (\alpha + \beta) - (90^\circ - \alpha) = \\ &= 90^\circ - \beta. \end{aligned}$$

В треугольнике DCK_3

$$\frac{DC}{\sin(\alpha + \beta)} = \frac{p_{3c}}{\sin \gamma} = \frac{p_{3c}}{\sin(90^\circ - \beta)} = \frac{p_{3c}}{\cos \beta},$$

откуда

$$DC = p_{3c} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

Ранее (уравнение 33,3) было выведено, что тангенциальная сила

$$T = p \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta},$$

следовательно,

$$DC = T.$$

Применяя такой прием, можно графически определить тангенциальную силу T для любых положений поршня. Для обратного хода поршня от E к B величина p_c определяется по нижней части диаграммы суммарных сил, т. е. от e через f к b . Чтобы определить отдельные, промежуточные значения силы T , окружность вращения кривошипа делят на равные части. Из точек деления делают засечки на линии BE радиусом, равным длине шатуна, и в точках засечек находят соответствующие значения p_c . Необходимо на окружность кри-

Если средняя скорость поршня $c_m = \frac{2sn}{60}$ м/сек, то число оборотов вала машины в 1 мин.

$$n = \frac{30c_m}{s} \text{ об/мин.} \quad (8,7)$$

Подставляя это значение n в формулу (8, 5), получим:

$$N_i = \frac{p_i F c_m}{75} \text{ л. с.} \quad (8,8)$$

или

$$N_i = \frac{p_i F c_m}{102} \text{ квт.} \quad (8,9)$$

Пользуясь вышеуказанными формулами, можно, зная размеры машины, определить величину ее по практической индикаторной диаграмме; или же при проектировании машины, построив индикаторную диаграмму, определить p_i и по заданной мощности, задавшись c_m , найти размеры цилиндра.

В обоих случаях необходимо уметь определять величину среднего индикаторного давления, которое можно найти, определив высоту прямоугольника (рис. 11):

$$h = \frac{f_i}{l_i} \text{ мм,}$$

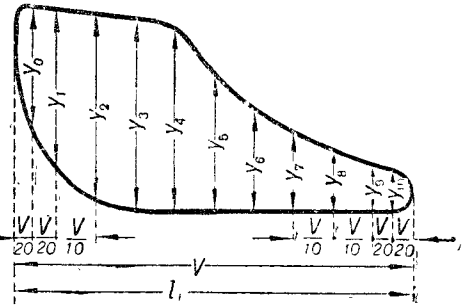


Рис. 12. Определение средней высоты индикаторной диаграммы.

где: f_i —площадь прямоугольника, равная площади индикаторной диаграммы (в мм²);

l_i — длина прямоугольника (в мм).

Если масштаб давления m мм/ат, то

$$p_i = \frac{h}{m} = \frac{f_i}{l_i m} \text{ атм.} \quad (8,10)$$

Площадь индикаторной диаграммы можно определить с помощью специального прибора — планиметра (см. рис. 243, стр. 278). При отсутствии планиметра среднюю высоту диаграммы определяют по правилу Чебышева (рис. 12). В этом случае длину диаграммы делят на 10 равных частей и через точки деления проводят ординаты $y_1; y_2; y_3; \dots; y_9$. Первое и последнее деление делят еще на две равные части и проводят ординаты y_0 и y_{10} . Средняя высота диаграммы определяется по уравнению:

$$h = 0,1 \left(\frac{y_0 + y_{10}}{2} + y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6 + y_7 + y_8 + y_9 \right). \quad (8,11)$$

Эффективная мощность машины может быть:

1) экономической $N_{\text{экон}}$, при которой стоимость вырабатываемой энергии с учетом всех эксплуатационных расходов будет наименьшая;

2) максимальной продолжительной $N'_{\text{макс}}$, при которой к. п. д. машины и ее экономичность немного снижаются, но машина может работать продолжительное время без перегрева трущихся поверхностей и вполне безопасно;

3) максимальной кратковременной $N''_{\text{макс}}$, которую можно допустить лишь в течение небольшого промежутка времени (15—30 мин.), так как при большей продолжительности работы с такой мощностью возможен значительный перегрев трущихся поверхностей и даже появление остаточных деформаций в деталях машины.

вошипа перенести также те точки, для которых $p_c = 0$, а следовательно, и $T = 0$, т. е. точки a' и d' . Кроме того, на участках $a'b$ и $d'e$ отмечают хотя бы по одной промежуточной точке и для них находят величины тангенциальных сил.

В дальнейшем тангенциальную диаграмму строят следующим образом. Развернутую окружность вращения кривошипа, имеющую длину $2\pi R$, делят на такое же количество равных частей, на какое была разделена окружность ($12 \div 24$ части), и в точках деления по ординатам откладывают величины силы T (рис. 60) с соблюдением их знака, т. е. положительные значения T откладываются над осью KK_0 , а отрицательные — под осью. Отрицательными значениями T будут значения, при которых p_c отрицательно, т. е. при прямом ходе поршня лежащие под осью BE , а при обратном ходе — над осью. На рис. 59 отрицательные значения T будут на участке $d'e$ и $a'b$. Полученные на ординатах точки соединяются плавной кривой.

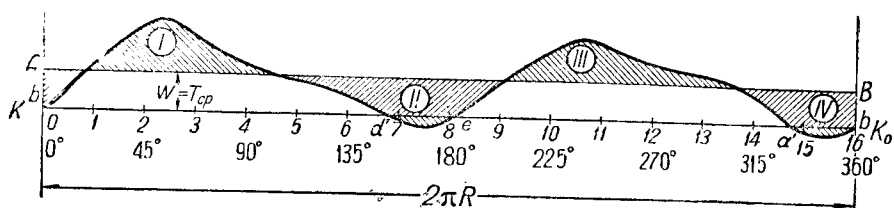


Рис. 60. Тангенциальная диаграмма.

Построенная тангенциальная диаграмма показывает изменение как тангенциальных сил T , так и величины вращающего момента, так как плечо пары $R = \text{const}$. Площадь тангенциальной диаграммы, как произведение вращающего момента на угол поворота вала, выражает работу за один оборот вала. На построенной тангенциальной диаграмме находят среднее значение тангенциальной силы $T_{\text{ср}}$. Величина $T_{\text{ср}}$ равна величине сил внешних сопротивлений W , так как если бы этого равенства не было, то вращение вала было бы неравномерным. Внешние сопротивления машины состояются из вредных сопротивлений самой машины $W_{\text{хх}}$ и сопротивлений полезной нагрузки $W_{\text{п}}$.

Величина $T_{\text{ср}}$ откладывается над осью диаграммы, и проводится линия AB . Значения сил T и W , лежащих над осью, будут положительными избыточными силами, а лежащие под осью — отрицательными. Так как по горизонтальной оси отложен путь, проходящий центром пальца кривошипа, а по вертикалям — значения сил, то избыточные площади тангенциальной диаграммы I , II , III , и IV выражают работу избыточных сил.

§ 35. РАСЧЕТ МАХОВИКА

Вращение коренного вала машины было бы строго равномерным, если бы никогда не нарушалось равенство между работой движущих сил T и сил сопротивлений W . Для соблюдения этого условия необходимо, чтобы как движущие силы, так и силы сопротивления были постоянны и равны друг другу, или чтобы при изменениях этих сил любые мгновенные значения их всегда были равны между собой.

В действительности это равенство всегда нарушается либо вследствие изменения движущих сил T , либо вследствие изменения сил сопротивления W .

Движущая сила T непостоянна в силу следующих причин:

- 1) непрерывного изменения положения частей кривошипного механизма и переменного давления пара на поршень, о чем говорилось выше;
- 2) изменения величины сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс;

3) изменения давления пара на поршень, вследствие возможного непостоянства давления в котле.

Для паровых машин можно считать:

$$N'_{\text{макс}} = 1,25 N_{\text{эл}}, \quad (8,12)$$

$$N''_{\text{макс}} = 1,2 N'_{\text{макс}} = 1,5 N_{\text{эл}}. \quad (8,13)$$

Хотя, как указывалось, при работе машины на экономической мощности стоимость вырабатываемой энергии получается минимальной, но в производственных условиях часто приходится работать на мощностях, выше экономических. Это объясняется тем, что стоимость продукции зависит не только от стоимости затраченной в производственном процессе энергии, но и от ряда других причин — таких, как высокая производительность цеха или завода, максимальная возможная мощность электростанции, вождение тяжеловесных составов поездов на больших скоростях и т. п.

Задания для самостоятельного выполнения

1. Для теоретической индикаторной диаграммы (см. задание к § 7) определить величину среднего индикаторного давления.
2. Для действительной индикаторной диаграммы (рис. 8) определить среднее индикаторное давление, если масштаб давлений в этом случае $m = 4 \text{ мм/ат}$.

§ 9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ МАШИНЫ

Пользуясь приведенными выше уравнениями мощности, при проектировании машины можно определить ее основные размеры: диаметр цилиндра D и ход поршня s . По уравнению (8, 8)

$$F = \frac{75 N_i}{p_i c_m} \text{ см}^2, \quad (9,1)$$

или несколько более приближенно, принимая $F = 0,75 D^2$:

$$D = 10 \sqrt{\frac{N_i}{p_i c_m}} \text{ см}. \quad (9,2)$$

Величину хода поршня определяют из уравнения (8, 7):

$$s = \frac{30 c_m}{n}. \quad (9,3)$$

Среднюю скорость поршня принимают в пределах $2 \div 4 \text{ м/сек}$, для больших стационарных машин — до 5 м/сек , для паровозных — до 7 м/сек .

Определив ход поршня и диаметр цилиндра, проверяют полученные размеры по соотношению их

$$k = \frac{s}{D}, \quad (9,4)$$

которое должно находиться в пределах:

при $n \leq 160$ об/мин	$k = 1,5 \div 2,0$
» $n > 160$ »	$k = 0,9 \div 1,5$
для прамоточных машин	$k = 1,0 \div 1,3$

Пример 1. Заданная мощность машины $N_e = 190 \text{ л. с.}$, число оборотов в минуту $n = 280$. Найденное по индикаторной диаграмме среднее индикаторное давление $p_i = 3,2 \text{ кг/см}^2$. Определить основные размеры машины. Машина однократного расширения.

Решение. По табл. 3 принимаем значение $\eta_m = 0,85$, тогда:

$$N_i = \frac{190}{0,85} = 223,5 \text{ л. с.}$$

Так как машина может быть отнесена к числу быстроходных, то принимаем $c_m = 5 \text{ м/сек}$. Тогда по формуле (9,1):

$$F = \frac{75 N_i}{p_i c_m} = \frac{75 \times 223,5}{3,2 \times 5} = 1048 \text{ см}^2.$$

Силы сопротивления W могут изменяться из-за:

4) непостоянства числа обслуживаемых рабочих машин или изменения их нагрузки;

5) нормальной периодичности сил сопротивления в самих рабочих машинах (в прокатных станах, насосах и т. п.).

Под действием указанных причин нарушается равенство между T и W , и движение машины становится неравномерным. Однако весьма важно, чтобы скорость вращения вала изменялась возможно меньше. Поэтому у паровой машины необходимы устройства, служащие для устранения неравномерности и поддержания постоянной скорости. Такими устройствами являются маховики и регуляторы.

Маховики служат для уравнивания периодически повторяющихся неравномерностей хода (причины 1, 2 и отчасти 5) и поддерживают постоянство угловой скорости в течение одного оборота вала, а регуляторы, воздействуя на процесс работы машины, уравнивают неравенство действия движущих сил и сил сопротивления, возникающих в результате непостоянно действующих причин (причины 3, 4 и 5), и поддерживают постоянное число оборотов в минуту.

Маховик представляет собою массивное кольцо, связанное спицами и ступицей с валом машины и вращающееся вместе с ним. Действие маховика заключается в том, что он в моменты избытка работы движущих сил и возникновения ускоренного движения аккумулирует этот избыток работы и отдает его при замедлениях, возникающих при избытке работы сил сопротивления. Чем больше вес маховика, тем больше его аккумулирующая способность и тем равномернее движение машины, но повышение веса маховика увеличивает вредные сопротивления и износ частей машины. Поэтому задача расчета маховика заключается в определении минимального веса его, необходимого для того, чтобы вал машины вращался достаточно равномерно.

Для определения минимального веса и размеров маховика необходимо по тангенциальной диаграмме определить наибольшую из площадей I , II , III и IV , т. е. наибольшую избыточную работу, которую должен поглотить или отдать маховик, поддерживая достаточно равномерное вращение вала. Чтобы получить эту работу ΔL в $кгм$, необходимо учесть масштабы построенной диаграммы. Масштаб по оси абсцисс находят, зная, что длина диаграммы выражает длину окружности $2\pi R$. При определении вертикального масштаба надо учесть масштаб, в котором были отложены давления p_c и, следовательно, силы T . Так как все силы вычислялись отнесенными к $1 см^2$ площади поршня, необходимо умножить значения сил на тангенциальной диаграмме на величину рабочей площади поршня $F см^2$.

Избыток работы ΔL поглощается приращением кинетической энергии вращающихся масс. Если J — момент инерции маховика, ω_1 — его максимальная угловая скорость, ω_2 — минимальная угловая скорость, то поглощенная маховиком работа

$$\Delta L = J \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}.$$

В данном уравнении сделаем следующие преобразования:

$$\frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \cdot \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_{cp}} \omega_{cp},$$

где средняя угловая скорость

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2},$$

а отношение

$$\frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_{cp}} = \delta \quad (35,1)$$

Считая, что рабочая площадь поршня составляет 0,97 от его полной площади, находим диаметр цилиндра:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{0,97\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1048}{0,97 \times 3,14}} = 37 \text{ см} = 370 \text{ мм} = 0,37 \text{ м}.$$

По формуле (9,3) ход поршня:

$$s = \frac{30 \text{ см}}{n} = \frac{30 \times 5}{280} = 0,536 \text{ м}.$$

При этом:

$$k = \frac{s}{D} = \frac{0,536}{0,37} = 1,45,$$

что соответствует значениям k , принимаемым для быстроходных машин.

Если бы оказалось, что $k = \frac{s}{D}$ не соответствует допускаемым значениям, то надо было бы выбрать другое значение для скорости поршня и произвести новый расчет.

Задания для самостоятельного выполнения

1. В одноцилиндровой паровой машине среднее индикаторное давление со стороны крышки $3,75 \text{ кг/см}^2$, со стороны вала $3,80 \text{ кг/см}^2$. Площадь поршня, находящаяся под давлением, со стороны крышки 1280 см^2 , со стороны вала 1240 см^2 . Ход поршня $0,5 \text{ м}$. Число оборотов 240 об/мин . Определить индикаторную и эффективную мощности машины в лошадиных силах и киловаттах, подобрав самостоятельно значение механического к. п. д. *Отв.:* $N_i = 253,8 \text{ л. с.} = 186,6 \text{ кВт}$.

2. Среднее индикаторное давление для обеих полостей цилиндра принято равным $2,8 \text{ кг/см}^2$. Диаметр цилиндра 350 мм . Средняя скорость поршня $4,4 \text{ м/сек}$. Определить эффективную мощность машины, если механический к. п. д. равен $0,85$. По эффективной мощности машины, являющейся ее экономической мощностью, определить максимальную продолжительную и максимальную кратковременную мощность машины. *Отв.:* $N_e \approx 94 \text{ кВт}$; $N'_{\text{макс}} = 117,5 \text{ кВт}$; $N''_{\text{макс}} \approx 141 \text{ кВт}$.

3. Определить диаметр цилиндра, величину хода поршня и число оборотов одноцилиндровой машины мощностью 150 л. с. , у которой средняя скорость поршня $2,7 \text{ м/сек}$ и среднее индикаторное давление $3,33 \text{ кг/см}^2$. Отношение $\frac{s}{D}$ принять равным $1,6$. *Отв.:* $D = 408 \text{ мм}$; $s = 653 \text{ мм}$.

4. При испытании паровой машины тормозом нагрузка на весах оказалась равной 143 кг . Плечо рычага весов имеет длину 1250 мм . При испытании машина делала 120 об/мин . Определить эффективную мощность машины и ее механический к. п. д., если вычисленная по индикаторным диаграммам мощность составляет $37,5 \text{ л. с.}$ *Отв.:* $N_e = 30 \text{ л. с.}$; $\eta_m = 0,8$.

ГЛАВА III

ТЕПЛОСПОЛЬЗОВАНИЕ В ПАРОВОЙ МАШИНЕ

§ 10. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛА И К. П. Д. ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Как известно, даже в образцовой машине не все количество тепла Q_1 , подведенное к машине, превращается в работу. Большая часть этого тепла Q_2 отводится с отработавшим паром. В действительной машине из оставшегося тепла $Q_1 - Q_2$ в работу превращается только Q_p тепла, а остальное тепло Q_n теряется вследствие мятая и пропусков пара, неполного его расширения, трения на нагревание цилиндров и других частей и т. п. На рис. 13 представлен графически примерный тепловой баланс паровой машины для средних условий (без конденсатора).

Таким образом, тепловой баланс паровой машины можно написать в виде уравнения:

$$Q_1 = Q_2 + Q_n + Q_p. \quad (10,1)$$

К. п. д. машины как теплового двигателя — это отношение тепла, превращенного в механическую работу в цилиндре машины Q_p , к теплу, затраченному на получение пара в котле, которое равно $Q_1 - Q_n$, где Q_n — тепло, вносимое в котел питательной водой, имеющей теплосодержание i_2 . Поэтому к. п. д., выражающий совершенство машины как теплового двигателя — а б с о л ю т н ы й и н д и к а т о р н ы й к. п. д. будет:

$$\eta_h = \frac{Q_p}{Q_1 - Q_n}.$$

называют степенью неравномерности вращения. Тогда

$$\Delta L = J \omega_{\text{ср}} \delta \omega_{\text{ср}} = J \delta \omega_{\text{ср}}^2.$$

Кроме того, пользуясь уравнениями, известными из механики, можно написать:

$$\omega^2 = \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 = \frac{\pi^2 n^2}{900},$$

$$J = \frac{G}{g} \cdot \frac{D_i^2}{4},$$

где: G — вес маховика (в кг),

D_i — диаметр инерции маховика (в м) (диаметр окружности, описываемой центром тяжести сечения обода),

g — ускорение силы тяжести.

Принимая $\pi^2 = g$, получим

$$\Delta L = GD_i^2 \frac{n^2 \delta}{3600},$$

откуда вес маховика

$$G = \frac{3600 \Delta L}{n^2 \delta D_i^2} \text{ кг.} \quad (35,2)$$

Диаметр инерции маховика выбирается так, чтобы при заданном числе оборотов окружная скорость на обode маховика была в пределах:

- для тихоходных машин $v = 12 \div 18 \text{ м/сек}$
- » машин с нормальным числом оборотов (150—250) об/мин $v = 16 \div 26 \text{ м/сек}$
- » быстроходных машин $v = 24 \div 32 \text{ м/сек}$

Приближенно, в зависимости от величины хода поршня, можно принять:

$$D_i = (4,5 \div 7) s. \quad (35,3)$$

В формулах (35,1) и (35,2) для δ принимают значения по табл. 10.

Допустимые степени неравномерности δ

Таблица 10

Назначение машины	Степень неравномерности
Насосы и лесопильные рамы	1/20 \div 1/30
Трансмиссии мастерских	1/30 \div 1/50
Ткацкие станки и бумажные машины	1/40
Мельницы для размолы	1/50
Прядильные машины	1/50 \div 1/100
Центрифуги сахарных заводов	1/100 \div 1/120
Генераторы постоянного тока	1/150 \div 1/200
» переменного тока	1/200 \div 1/300
Стационарные локомотивы	1/160 \div 1/200
Передвижные локомотивы	1/60 \div 1/140

При расчетах, не требующих большой точности, ΔL определяется не по тангенциальной диаграмме, а по опытным данным. В этом случае вес маховика определяют по формуле:

$$G = \frac{v N_e}{\omega^2 n} \text{ кг.} \quad (35,4)$$

В уравнении (35,4) значения v принимают по табл. 11.

Если машина развивает в цилиндре N_i л. с., то, очевидно, работа ее за час будет:

$$L_i = 75 N_i \cdot 3600 = 270\,000 N_i \text{ кгм}$$

и, значит, в механическую работу превратилось:

$$Q_D = \frac{L_i}{427} = 632,3 N_i \text{ ккал.}$$

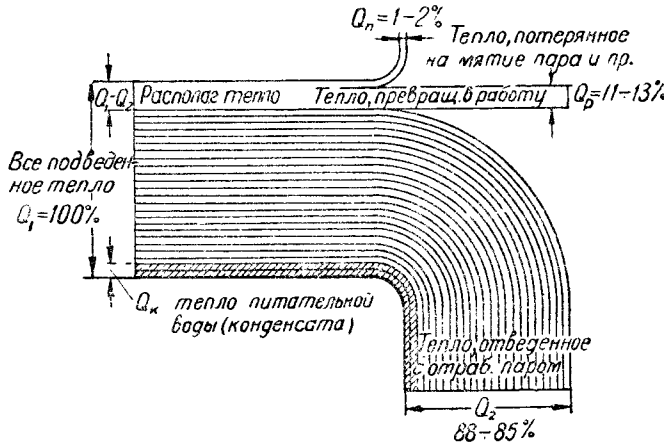


Рис. 13. Тепловой баланс паровой машины.

Если машина расходует в час D кг пара, теплосодержание которого i_1 ккал/кг, то на вычисленную выше работу L_i в котле затрачено тепла:

$$Q_1 - Q_R = D(i_1 - i_2) \text{ ккал.}$$

где i_2 — теплосодержание питательной воды.

Таким образом, абсолютный индикаторный к. п. д. машины будет:

$$\eta_i = \frac{632,3 N_i}{(i_1 - i_2) D} = \frac{632,3}{(i_1 - i_2) d_i}, \quad (10,2)$$

где $d_i = \frac{D}{N_i}$ — удельный расход пара на сило-час индикаторной мощности в кг/и. с. час.

Образцовая машина в условиях практической машины, т. е. работая паром того же теплосодержания с тем же давлением выпуска p_2 , имела бы к. п. д. (3, 1)

$$\eta_{it} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2^0},$$

где i_2^0 — теплосодержание пара после адиабатического расширения (рис. 14).

Рис. 14. Тепловой процесс машины на $i-s$ диаграмме.

Нельзя это теплосодержание считать теплосодержанием отработавшего в действительной машине пара. Отработавший пар имел бы такое теплосодержание при работе машины по образцовому циклу, т. е. без потерь Q_n . Наличие этих потерь (мятие пара, пропуски и пр.) повышает теплосодержание отработавшего пара и из действительной машины пар уходит с теплосодержанием i_2^0 , которое больше чем i_2 .

Тип машины	μ
Одноцилиндровая с выпуском в атмосферу или с концевым отбором пара	6800 — 7800
Одноцилиндровая с выпуском в конденсатор	7300 — 8300
Тандем или компаунд с кривошипами под углом 180°	6400 — 7800
Компаунд с кривошипами под углом 90°	3400 — 4900
Двухцилиндровая однократного расширения	2900 — 3900
Трехцилиндровая	1500 — 1700
Одноцилиндровая прямоходная	7300 — 8800

Вследствие влияния спиц достаточно, если все обода маховика будет составлять

$$G_{об} = 0,9G \text{ кг.} \quad (35,5)$$

Полный вес маховика со ступицей принимают:

$$G_M = 1,3G. \quad (35,6)$$

Если удельный вес материала обода (чугун) $\gamma = 725 \cdot 10^{-5} \text{ кг/см}^3$, то при площади поперечного сечения обода $f \text{ см}^2$ его вес будет:

$$G_{об} = \pi D_i f \gamma,$$

откуда площадь поперечного сечения обода маховика

$$f = \frac{G_{об}}{\pi D_i \gamma} \approx 44 \frac{G_{об}}{D_i} \approx \frac{39,6G}{D_i}. \quad (35,7)$$

Если обод используется как шкив для передачи работы, то ширина обода при ширине ремня b должна быть:

$$B_{об} = 1,1b + (0,5 \div 1,5) \text{ см.} \quad (35,8)$$

Тогда, принимая сечение обода прямоугольным, его толщина:

$$H_{об} = \frac{f}{B_{об}}.$$

§ 36. УРАВНОВЕШИВАНИЕ МАШИН. РАСЧЕТ ФУНДАМЕНТА

У быстроходных машин силы инерции могут достигать весьма больших величин, и при расчете на прочность деталей таких машин размеры их получаются иногда чрезмерно большими. Поэтому, проектируя машину, надо стремиться уравновесить силы инерции, возникающие в машине. Силы инерции возникают в результате неравномерного движения возвратно-поступательно движущихся масс (поршень, шток, крейцкопф и условно 0,4 массы шатуна) и неуравновешенных вращающихся масс (кривошип, палец кривошипа и 0,6 массы шатуна).

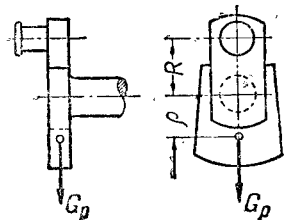


Рис. 61. Противовес.

Если вес вращающихся частей, приведенный к центру пальца кривошипа, обозначить через $G_R \text{ кг}$, т. е. считать, что соответствующая ему масса $\frac{G_R}{g}$ сосредоточена в центре кривошипного пальца, то сила инерции (центробежная сила) может быть определена по уравнению:

$$U_R = \frac{G_R}{g} \omega^2 R = G_R R \frac{n^2}{900} \text{ кг.}$$

Следовательно, разность теплосодержаний $i_1 - i_2 = h_T$ или располагаемый теплоперепад в образцовой машине больше, чем такой же перепад тепла $h_D = i_1 - i_2^D$ в действительной машине. Поэтому в действительной машине процесс расширения пара происходит не по адиабате $I-II$, как в образцовой машине, а по кривой $II D$, характеризующей процесс расширения пара одновременно с мятием его, во время которого энтропия пара увеличивается.

Как известно, на валу машины используется не вся работа L_i , выполненная за час паром в цилиндре, а лишь часть ее:

$$L_e = \eta_M L_i = 270\,000 N_e \text{ кгм.}$$

Поэтому более полно можно охарактеризовать использование энергии в машине ее абсолютным эффективным к. п. д., т. е. отношением энергии, использованной на валу машины, к теплу, затраченному на получение пара:

$$\eta_e = \frac{632,3 N_e}{(i_1 - i_2^D) D} = \frac{632,3}{(i_1 - i_2^D) d_e}, \quad (10,3)$$

где d_e — удельный расход пара на сило-час эффективной мощности (в кг эфф. с. час).

Из сопоставления формул (10,2) и (10,3) видно, что

$$\eta_e = \eta_M \cdot \eta_i \quad (10,4)$$

или

$$d_e = \frac{d_i}{\eta_M}.$$

Практические значения для современных конденсационных машин

$$\eta_i = 13 \div 17\% \quad \text{и} \quad \eta_e = 11 \div 14\%,$$

а для машин без конденсации

$$\eta_i = 10 \div 12\% \quad \text{и} \quad \eta_e = 6 \div 10\%.$$

Оба эти абсолютные коэффициенты полезного действия в значительной мере зависят от параметров пара при впуске и выпуске, и если две машины имеют одинаковые η_i , то лучшей из них надо признать ту, которая работает паром с меньшим давлением или перегревом и с меньшим разрежением в конденсаторе. Поэтому характеризуют степень совершенства паровой машины не только абсолютными, но и относительными к. п. д., которые сравнивают работу практической машины с работой образцовой машины в тех же условиях.

Отрезки h_D и h_T характеризуют количество тепла, перешедшее в механическую работу в действительной и в образцовой машинах. Их соотношение:

$$\frac{h_D}{h_T} = \frac{\eta_i}{\eta_T} = \eta_{oi}, \quad (10,5)$$

показывающее, какую часть работы образцовой машины составляет работа в цилиндре действительной машины, называют относительным индикаторным к. п. д. машины. Подставляя в формулу (10, 5) значения к. п. д., получаем:

$$\eta_{oi} = \frac{632,3}{(i_1 - i_2^D) d_i}. \quad (10,6)$$

Аналогично выводят и относительный эффективный к. п. д. η_{oe} машины, указывающий, какую часть работы образцовой машины составляет работа на валу действительной машины:

$$\eta_{oe} = \frac{632,3}{(i_1 - i_2^D) d_e} = \eta_M \eta_{oi}. \quad (10,7)$$

Средние значения относительного индикаторного к. п. д. η_{oi} даны в табл. 4.

Для уравнивания этой силы на щеках кривошипа укрепляют противовесы (рис. 61), центробежные силы которых должны быть равны центробежным силам неуравновешенных вращающихся масс, т. е.

$$G'_o \rho \frac{n^2}{900} = G_R R \frac{n^2}{900},$$

где: G'_o — вес противовесов (в кг),

ρ — радиус окружности, описываемый их центром тяжести (в м).

Значит, для уравнивания вращающихся масс противовесы должны иметь вес:

$$G'_o = G_R \frac{R}{\rho} \text{ кг.} \quad (36.1)$$

При помощи противовесов можно уравновесить также и инерцию возвратно-поступательно движущихся деталей. Вес этих деталей G_h может быть определен с помощью табл. 9, как $G_h = qF$. Очевидно, что если противовесы сделать весом:

$$G''_o = G_h \frac{R}{\rho}, \quad (36.2)$$

то центробежная сила U_o , возникающая при их вращении с числом оборотов в минуту n , будет:

$$U_o = G''_o \rho \frac{n^2}{900}.$$

Если разложить эту силу инерции на горизонтальную составляющую U_{oh} , направленную по оси машины, и на вертикальную составляющую U_{ov} , направленную перпендикулярно к этой оси, то эти составляющие будут:

$$U_{oh} = G''_o \rho \frac{n^2}{900} \cos \alpha = G_h R \frac{n^2}{900} \cos \alpha, \quad (36.3)$$

$$U_{ov} = G''_o \rho \frac{n^2}{900} \sin \alpha = G_h R \frac{n^2}{900} \sin \alpha. \quad (36.4)$$

При таком способе уравнивания первая из этих сил U_{oh} , направленная по оси машины, почти полностью уравнивает силу инерции возвратно-поступательно движущихся масс, которая приближенно может быть вычислена по формуле (34,8). Все же и в горизонтальной плоскости остается неуравновешенной небольшая сила U_h , обусловленная инерцией вращающихся масс (рис. 62):

$$U_h = U_R \cos \alpha = G_R R \frac{n^2}{900} \cos \alpha.$$

В вертикальном направлении, перпендикулярном к оси машины, останется неуравновешенной разность сил:

$$U_{ov} - U_v = (G_h - G_R) R \frac{n^2}{900} \sin \alpha. \quad (36.5)$$

У вертикальных машин применяют обычно первый способ уравнивания только вращающихся масс. У горизонтальных машин чаще применяют второй способ уравнивания поступательно движущихся масс или комбинированный способ, подбирая вес противовеса, исходя из суммарного веса поступательно движущихся и вращающихся масс.

У многоцилиндровых машин силы инерции вращающихся масс уравнивают с помощью противовесов, а инерцию поступательно движущихся масс стремятся уравновесить за счет соответствующего расположения кривошипов. С этой точки зрения сравнительно хорошо уравниваются трехцилиндровые машины с кривошипами, расположенными под углом 120° , или двухцилиндровые с кривошипами под углом 180° .

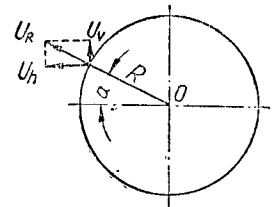


Рис. 62. Центробежная сила неуравновешенных масс.

Таблица 4

Средние значения относительного индикаторного к.п.д.

Тип машины	Насыщенный пар		Перегретый пар	
	Выпуск в атмосферу	Выпуск в конденсатор	Выпуск в атмосферу	Выпуск в конденсатор
Одноцилиндровая с золотниковым парораспределением	0,50 — 0,70	0,38 — 0,60	0,65 — 0,80	0,50 — 0,65
То же, с клапанным парораспределением	0,65 — 0,75	0,43 — 0,65	0,72 — 0,85	0,60 — 0,77
Прямоточная	0,70 — 0,80	0,64 — 0,74	0,75 — 0,85	0,70 — 0,80
Двукратного расширения	0,70 — 0,82	0,65 — 0,75	0,75 — 0,85	0,69 — 0,78

Удельный расход пара на индикаторную силу в час (*и. с. час.*) является одним из показателей экономичности работы машины. Удельный расход пара уменьшается при работе перегретым паром и тем заметнее, чем выше температура перегрева пара. Удельный расход пара меньше при выпуске отработавшего пара в конденсатор, чем при выпуске в атмосферу. Удельный расход пара меньше при малых степенях наполнения, чем при больших. При золотниковом парораспределении удельный расход пара на 5—10% выше, чем при клапанном парораспределении. У прямоточных машин удельный расход пара на 10—15% меньше, чем у обыкновенных машин. Средние значения удельного расхода пара d_i даны в табл. 5.

Таблица 5

Средние значения удельного расхода пара
(в кг/и.с.час.)

Давление впуска (в <i>ата</i>)	Насыщенный пар		Перегретый пар	
	Выпуск в атмосферу	Выпуск в конденсатор	Выпуск в атмосферу	Выпуск в конденсатор
6	13,50—10,00	9,50—5,60	—	—
8	13,60— 7,60	9,20—5,40	9,00—7,50	6,60—5,40
10	13,00— 6,90	9,10—5,30	8,35—6,90	6,45—5,10
14	—	—	7,80—6,40	6,20—4,90
16	—	—	7,35—6,10	6,00—4,65

Из сравнения различных к. п. д. машины видно, что произведение термического к. п. д. образцового цикла и относительного индикаторного к. п. д. дает значение абсолютного индикаторного к. п. д.

$$\eta_i \eta_{oi} = \eta_i. \quad (10,8)$$

Произведение термического к. п. д. образцового цикла на относительный эффективный к. п. д. дает абсолютный эффективный к. п. д.:

$$\eta_i \eta_{oe} = \eta_e \quad (10,9)$$

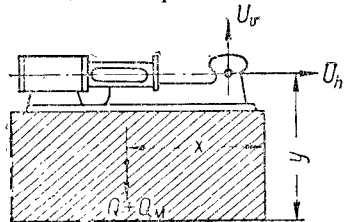
и, следовательно:

$$\eta_e = \eta_i \eta_{oi} \eta_m. \quad (10,10)$$

Таким образом, абсолютные к. п. д. характеризуют степень использования в машине затраченного тепла, а относительные к. п. д. характеризуют степень совершенства работы данной машины сравнительно с работой образцового цикла.

Тем не менее ясно, что полностью уравновесить силы инерции в паровой машине нельзя, и поэтому целью динамического расчета машины является выявление наибольших значений неуравновешенных сил, действующих в горизонтальном и вертикальном направлениях. Эти силы необходимо учитывать при расчете фундамента машины. Вес фундамента рассчитывается, исходя из следующих условий.

1. Для горизонтальных машин при весе фундамента Q кг и собственном весе машины Q_M (рис. 63):



а) опрокидывающий момент должен быть не более момента устойчивости машины и фундамента, т. е.:

$$U_{h \text{ макс}} y \leq (Q + Q_M) x; \quad (36,5)$$

б) вертикальные неуравновешенные силы не должны превышать веса машины и фундамента

$$U_{v \text{ макс}} \leq (Q + Q_M); \quad (36,7)$$

в) сила трения между подошвой фундамента и его основанием должна быть не меньше горизонтальной составляющей сил инерции:

$$U_{h \text{ макс}} \leq (Q + Q_M) f, \quad (36,8)$$

где f — коэффициент трения, принимаемый при земляном основании равным 0,65, при бетонном — 0,75.

2. Для вертикальных машин:

$$а) U_{v \text{ макс}} y \leq (Q + Q_M) x; \quad (36,9)$$

$$б) U_{h \text{ макс}} \leq (Q + Q_M); \quad (36,10)$$

$$в) U_{v \text{ макс}} \leq (Q + Q_M) f. \quad (36,11)$$

Рис. 63. Силы, действующие на фундамент машины.

Объем фундамента определяется по относительному весу кладки, а именно: вес 1 м^3 бетонного фундамента 2100—2200 кг, 1 м^3 кирпичного или бутового фундамента 1900—2000 кг.

Вес машины на основании практических данных определяется по табл. 12.

Таблица 12

Тип машины	Относительный вес машин (в кг/эфф. л. с.)		
	Вес (в кг) на 1 эфф. л. с.		
	машины	маховика	всего
Одноцилиндровая вертикальная быстроходная	35 ÷ 49	9 ÷ 12	44 ÷ 61
Одноцилиндровая горизонтальная	31 ÷ 45	28 ÷ 30	59 ÷ 75
Двойного расширения (компаунд)	41 ÷ 43	26 ÷ 39	67 ÷ 82
Тандем горизонтальная	67 ÷ 77	25 ÷ 28	92 ÷ 105
Прямоточная горизонтальная	67 ÷ 93	23 ÷ 26	90 ÷ 119

Пример 7. Для машины эффективной мощностью 175 л. с. рассчитать маховики, если машина делает 200 об/мин. Диаметр цилиндра 350 мм, ход поршня 400 мм. Допустимая степень неравномерности 1/180. Машина проектируется с двумя маховиками. Ширина обода каждого маховика 250 мм. Для машины построены индикаторные диаграммы.

По индикаторным диаграммам, как указывалось выше, были построены кривая давления пара на поршень и кривая сил инерции. По этим кривым построена кривая сил, приложенных к поршню. Затем, приняв $\frac{R}{L} = \frac{1}{4}$, по известному уже способу построена диаграмма тангенциальных сил, длина которой по оси абсцисс диаграммы принята 240 мм. Далее определена средняя тангенциальная сила и наибольшая площадь избыточной работы, лежа-

Если машина приводит в действие генератор электрического тока, мощность которого N_g обычно измеряется в киловаттах, то аналогично предыдущему, обозначая

$$d_g = \frac{D}{N_g} \text{ кг/квт-час,}$$

получаем относительный электрический к. п. д.:

$$\eta_{ог} = \frac{632,3 \times 1,36}{(i_1 - i_2)d_g} = \frac{860}{(i_1 - i_2)d_g}, \quad (10,11)$$

абсолютный электрический к. п. д.

$$\eta_g = \frac{860}{(i_1 - i_2')d_g}, \quad (10,12)$$

где d_g — удельный расход пара в кг/квт-час мощности генератора.

Если η_p — к. п. д. передачи от машины к генератору, η_r — к. п. д. генератора электрического тока, то электрическая мощность машины

$$N_g = N_e \eta_p \eta_r. \quad (10,13)$$

Экономичность всей паросиловой установки, включая котельную установку, характеризуется экономическим к. п. д.:

$$\eta_{ок} = \frac{632,3}{b_e Q_H^p}, \quad (10,14)$$

где b_e — удельный расход топлива в кг/с. час. эффективной мощности;

Q_H^p — низшая рабочая теплотворная способность топлива (в ккал/кг).

При работе машины на генератор электрического тока и удельном расходе топлива в $b_g \text{ кг/квт-час}$ электрической мощности, экономический к. п. д. электростанции:

$$\eta_{эс} = \frac{860}{b_g Q_H^p}. \quad (10,15)$$

Если η_k к. п. д. котельной установки, то экономический к. п. д. электростанции можно выразить

$$\eta_{эс} = \eta_k \eta_t \eta_{oi} \eta_M \eta_p \eta_r. \quad (10,16)$$

Пример 2. При испытании локомотива П-38 расход пара составлял 341 кг/час . Развиваемая локомотивом мощность $34,8 \text{ эфф. л. с.}$ При входе в цилиндр машины пар имел давление $11,8 \text{ атм}$ при температуре 285°С . При выходе из цилиндра пар имел давление $1,2 \text{ атм}$. Определить для этого локомотива эффективный и индикаторный относительные к. п. д.

Решение. 1) По i_s диаграмме находим, что для давления $p_1 = 11,8 + 1 = 12,8 \text{ атм}$ и $t_1 = 285^\circ \text{С}$ $i_1 = 719 \text{ ккал/кг}$;

После адиабатического расширения до давления $p_2 = 1,2 + 1 = 2,2 \text{ атм}$ теплосодержание этого пара было бы $i_2 = 632 \text{ ккал/кг}$;

2) удельный расход пара на 1 эфф. с. час. :

$$d_e = \frac{341}{34,8} = 9,8 \text{ кг/эфф. с. час.};$$

3) относительный эффективный к. п. д.:

$$\eta_{ое} = \frac{632,3}{(719 - 632)9,8} = 0,74;$$

4) принимая по табл. 3 механический к. п. д. $\eta_M = 0,84$, находим:

$$\eta_{oi} = \frac{0,74}{0,84} = 0,88.$$

Задание для самостоятельного выполнения

1. Паровая машина локомотива СК-200 расходует 1360 кг пара в час при эффективной мощности 240 л. с. Механический к. п. д. машины $0,853$. Располагаемый теплоперепад $\Delta t = 174 \text{ ккал/кг}$. Определить относительный индикаторный к. п. д. машины локомотива. *Отв.:* $\eta_{oi} = 0,75$.

шая над линией $T_{ср}$. Эта площадь оказалась равной 1720 м.м^2 . Масштаб давлений при построении тангенциальной диаграммы принят $1 \text{ мм} = 0,1 \text{ кг/см}^2$.

Так как длина диаграммы должна равняться

$$2\pi R = 2\pi \frac{s}{2} = 2\pi \cdot 0,2 = 1,256 \text{ м,}$$

то масштаб тангенциальной диаграммы по оси абсцисс будет

$$1 \text{ мм} = \frac{1,256}{240} = 0,00523 \text{ м.}$$

Следовательно, избыточная работа при площади 1720 м.м^2 будет

$$1720 \times 0,1 \times 0,00523 = 0,9 \text{ кгм/см}^2.$$

Площадь поршня

$$F = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} = 962 \text{ см}^2.$$

Таким образом, полная избыточная работа

$$\Delta L = 962 \times 0,9 = 865,8 \text{ кгм.}$$

Примем окружную скорость на ободе маховика $v = 25 \text{ м/сек}$. Тогда диаметр инерции маховика

$$D_i = \frac{60v}{\pi n} = \frac{60 \times 25}{\pi \cdot 200} = 2,4 \text{ м.}$$

Вес двух маховиков по формуле (35,2)

$$G = \frac{3600 \Delta L}{\pi n^2 D_i^2} = \frac{3600 \times 865,8}{\frac{1}{180} \times 200^2 \times 2,4^2} = 2435 \text{ кг.}$$

Вес обода одного маховика по формуле (35,5)

$$G_{об} = \frac{0,9G}{2} = \frac{0,9 \times 2435}{2} = 1096 \text{ кг.}$$

Полный вес маховиков по формуле (35,6)

$$G_m = 1,3 \times 2435 = 3165 \approx 3,2 \text{ т.}$$

Площадь поперечного сечения обода по формуле (35,7)

$$f = \frac{44G_{об}}{D_i} = \frac{44 \times 1096}{240} = 209 \text{ см}^2.$$

При ширине обода 25 см толщина его:

$$H_{об} = \frac{f}{B_{об}} = \frac{209}{25} = 8,36 \text{ см} \approx 84 \text{ мм.}$$

ГЛАВА VII

ДЕТАЛИ ПАРОВЫХ МАШИН

§ 37. ПАРОВОЙ ЦИЛИНДР

Форма парового цилиндра зависит от типа машины и типа применяемого парораспределения. При распределении пара плоским золотником цилиндр имеет прилив, образующий золотниковое зеркало; при распределении пара цилиндрическим золотником прилив к цилиндру имеет форму цилиндрической втулки, при клапанном парораспределении на цилиндре должны быть клапанные коробки и гнезда и т. д. Точно так же конструктивно будут различными цилиндры вертикальных и горизонтальных машин, машины однократного и многократного расширения, прямоточных машин и т. д.

Паровой цилиндр состоит из собственно цилиндра, с отливаемыми вместе с ним частями для парораспределения и крепления цилиндра, и крышек, укрепляемых на цилиндре шпильками.

2. При работе локомотива П-60 на генератор электрического тока последний развивает мощность 46 *квт*. Определить экономический к. п. д. электростанции, если расход дров с теплотворной способностью 2880 *ккал/кг* составляет 108 *кг/час*. *Отв.: $\eta_{эс} = 0,127$.*

3. Определить удельный эффективный и полный расход пара машиной, имеющей эффективную мощность 60 *л. с.*, если располагаемый теплоперепад в цилиндре машины $i_1 - i_2 = 132$ *ккал/кг*. Механический к. п. д. равен 0,87; индикаторный относительный к. п. д. равен 0,74. *Отв.: $d_e = 7,74$ кг/эфф. с. час.; $D = 464,4$ кг/час.*

§ 11. РАСХОД ПАРА ПАРОВОЙ МАШИНОЙ

Как указывалось выше, различают полный расход пара машиной D *кг/час* и удельный d_i *кг/л. с. час* или d_e *кг/эфф. с. час*. Величина расхода пара характеризует экономичность работы паровой машины и является одним из важных показателей ее работы. Определение удельного расхода пара паровой машиной может быть произведено расчетным путем: 1) по относительному индикаторному к. п. д. машины и по располагаемому теплоперепаду; 2) по индикаторной диаграмме и эмпирическим формулам или 3) опытным путем (см. главу «Эксплуатация паровых машин»).

Для определения расхода пара первым способом, по табл. 4 подбирается относительный индикаторный к. п. д. η_{oi} и по начальным и конечным параметрам пара определяется величина располагаемого теплоперепада

$$h_T = i_1 - i_2.$$

Затем по уравнению (10, 6) определяется удельный расход пара:

$$d_i = \frac{632,3}{h_T \eta_{oi}}.$$

Пример 3. Определить удельный расход пара для одноцилиндровой паровой машины с клапанным парораспределением, работающей перегретым паром $p_1 = 12$ *атм*; $t_1 = 300^\circ \text{C}$ с выпуском в конденсатор при $p_2 = 0,25$ *атм*. Эффективная мощность машины 80 *л. с.*

Решение. По i_s диаграмме находим располагаемый теплоперепад

$$h_T = i_1 - i_2 = 726 - 560 = 166 \text{ ккал/кг.}$$

По табл. 4. значение индикаторного относительного к. п. д. принимаем $\eta_{oi} = 0,74$. Тогда:

$$d_i = \frac{632,3}{166 \times 0,74} = 5,14 \text{ кг/л. с. час.}$$

По табл. 3 принимаем механический к. п. д. равным 0,83, тогда:

$$d_e = \frac{d_i}{\eta_{им}} = \frac{5,14}{0,83} = 6,19 \text{ кг/эфф. с. час.}$$

Полный расход пара машиной

$$D = N_e d_e = 80 \cdot 6,19 = 495,2 \text{ кг/час.}$$

Уменьшения расхода пара, как видно из уравнения (10,6), можно достичь увеличением теплоперепада в цилиндре

$$h_T = i_1 - i_2.$$

Увеличение теплоперепада достигается повышением начального или уменьшением конечного теплосодержания пара. Повышение начального теплосодержания можно достичь увеличением давления впуска и повышением температуры перегрева пара. Уменьшение конечного теплосодержания достигается уменьшением давления выпуска.

Выпуская отработавший пар в пространство с давлением ниже атмосферного, можно значительно снизить давление выпуска и конечное теплосодержание пара i_2 и этим увеличить работу пара. Это видно из сравнения двух индикаторных диаграмм (рис. 15) машины выхлопной (сплошная линия) и машины

В большинстве случаев цилиндры отливаются из чугуна и сравнительно редко из стали. Внутренняя поверхность цилиндра гладко обработана и на концах около крышек имеет расточки на 1—2 мм для того, чтобы в крайних положениях поршень сбежал с рабочей поверхности во избежание образования рубцов на неизнашиваемой части рабочей поверхности.

Цилиндры горизонтальных машин имеют лапы, которые опираются на фундаментную плиту и укрепляются на ней так, чтобы обеспечить возможность продольного перемещения лап при тепловом расширении машины. В машинах небольшой мощности цилиндры иногда сстаются на весу (см. рис. 96, стр. 110).

У вертикальных машин цилиндры нижней крышкой опираются на раму машины и могут свободно расширяться вверх.

Цилиндры и их крышки отливаются из чугуна СЧ-21-40, СЧ-28-48 или СЧ-32-52. При высоком давлении пара применяют легированные чугуны или легированные стали.

Толщина стенки цилиндра определяется по формуле:

$$\delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_2 + p}{\sigma_2 - p}} - 1 \right) + (1,5 \div 2,5) \text{ см}, \quad (37,1)$$

где: D — наружный диаметр цилиндра (в см),

σ — 200 ÷ 300 кг/см² для чугуна и $\sigma = 300 \div 500$ кг/см² для стали,

p — максимальное давление пара в цилиндре (в кг/см²).

Длина рабочей части цилиндра при ходе поршня s см и длине поршня по наружным кромкам колец b_0 см

$$l = s + b_0 - (0,2 \div 0,4) \text{ см}. \quad (37,2)$$

Между крышкой цилиндра и поршнем в крайнем положении величина зазора

$$k = 0,0025 s + 0,3 \text{ см}. \quad (37,3)$$

Площадь поперечного сечения труб, по которым производится выпуск и выпуск пара, рассчитывается на скорость в 1,3—1,5 раза меньшую, чем в органах парораспределения. При выпуске в конденсатор скорость пара не должна превышать 25 м/сек.

Крышки цилиндра крепятся к его фланцам болтами-шпильками. Число их определяется по формуле:

$$i = \frac{D}{8} + 4. \quad (37,4)$$

Диаметр шпилек определяется из уравнения:

$$PD^2 = id^2 \sigma_z, \quad (37,5)$$

где: d — диаметр шпилек (в см),

σ_z — допускаемое напряжение материала шпилек на разрыв (в кг/см²).

Для увеличения прочности крышки цилиндра выполняются ребристыми. Для облегчения сборки и разборки желательно, чтобы расположенная со стороны вала крышка вынималась внутрь цилиндра или свободно проходила между параллелями.

Минимальная толщина стенок крышки должна быть не менее толщины стенок цилиндра.

Паровой цилиндр имеет следующую арматуру: продувальные краны, индикаторные краны, предохранительные клапаны, смазочные устройства и сальники на крышках в местах выхода штока и контрштока, являющегося продолжением штока при длинных цилиндрах. На золотниковой коробке часто делают приливы для штуцера манометра и пирометра.

Сальники на крышках цилиндра служат для уплотнения места выхода штока или контрштока. Уплотнение в сальнике создается набивкой, которая может быть мягкой и металлической.

с выпуском в пространство с давлением ниже атмосферного (штриховая линия). Понижение давления выпуска дает дополнительную (заштрихованную на рисунке) площадь индикаторной диаграммы без увеличения количества выпускаемого пара V_n .

Для уменьшения давления выпуска выпуск производится в конденсатор, в котором пар охлаждается проточной водой и конденсируется, вследствие чего в конденсаторе создается разрежение.

Применение конденсации отработавшего пара хотя и повышает к. п. д. машины, но усложняет ее конструкцию, увеличивает размеры установки и требует значительного количества охлаждающей воды. Поэтому применение конденсации отработавшего пара не всегда осуществимо, например, у передвижных локомотивов, паровозов, машин малой мощности и т. п.¹

При определении расхода пара по индикаторной диаграмме находят объем пара, находящегося в цилиндре в момент отсечки (точка 2, рис. 8)

$$V_0 + V_n = (v_0 + \varepsilon) V m^3,$$

где V — рабочий объем цилиндра в m^3 .

При удельном весе острого пара γ_1 вес находящегося в цилиндре к концу выпуска пара

$$D_1 = (v_0 + \varepsilon) V \gamma_1 \text{ кг.}$$

В конце выпуска (точка 5) в цилиндре остался объем пара

$$V_0 + V_0 = (v_0 + \varepsilon) V m^3;$$

при удельном весе γ_2 полный вес пара будет:

$$D_2 = (v_0 + \varepsilon) V \gamma_2 \text{ кг,}$$

где γ_2 в $\text{кг}/m^3$.

Следовательно, при n оборотов в минуту расход пара в час на обе полости цилиндра, определенный по индикаторной диаграмме, составит:

$$D' = (D_1 - D_2) 120 n = V [(v_0 + \varepsilon) \gamma_1 - (v_0 + \varepsilon) \gamma_2] 120 n \text{ кг/час.} \quad (11,1)$$

Удельный расход пара, определенный по индикаторной диаграмме:

$$d'_i = \frac{D'}{N_i} \text{ кг/у. с. час.} \quad (11,2)$$

Кроме этого расхода пара, необходимо учесть расходы пара, не отраженные индикаторной диаграммой: расход на начальную конденсацию d'_i и расход на пропуски и утечки d'''_i .

Удельный расход пара на начальную конденсацию определяется по формуле, полученной опытным путем:

$$d'_i = \alpha \frac{B}{\sqrt{c_m}} \text{ кг/у. с. час,} \quad (11,3)$$

где α и B — коэффициенты, выбираемые по табл. 6 и 7.

¹ В СССР довольно широко применяется конденсация пара на паровозах: паровозы серии СО⁸ и некоторые паровозы серии ФД. Но на паровозах конденсация отработавшего пара имеет другое назначение. На паровозах этих серий конденсат отработавшего пара возвращается в котел, благодаря чему увеличиваются как пробеги между наборами воды, так и пробеги между промывками. Повышение же к. п. д., благодаря малому разрежению в конденсаторе, помещенном на тендере паровоза, очень невелико.

Сальники с мягкой набивкой (рис. 64) имеют следующую конструкцию. К крышке цилиндра, в месте выхода поршневого штока 1, шпильками 6 и 8 крепится набивочная коробка 5, образующая вокруг штока набивочное пространство 9, заполняемое набивкой. В набивочное пространство входит нажимная втулка 4 с бронзовым вкладышем 2. Такой же вкладыш 7 имеется в теле набивочной коробки 5.

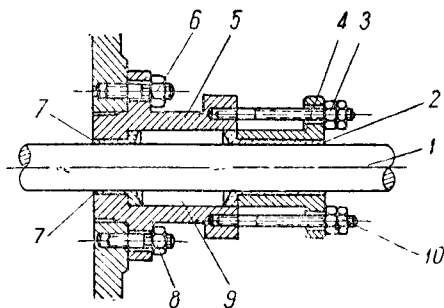


Рис. 64. Сальник с мягкой набивкой.

Гайками 3 и 10 нажимная втулка вдавливается в нажимную коробку и, сжимая набивку, создает уплотнение. Набивка такого сальника может быть из пеньки, хлопчатой бумаги, асбеста и т. п. Мягкие набивки применяются в виде шнуров, которые пропитываются салом, маслом, графитом или тальком. При повышенных давлениях применяют асбестовые шнуры с вплетенными в них латунными проволочками.

Набивки из органических материалов не пригодны для перегретого пара и высокой температуры. Асбестовые набивки сравнительно скоро истираются. Поэтому в последнее время в машинах, работающих перегретым паром, применяются почти исключительно металлические набивки.

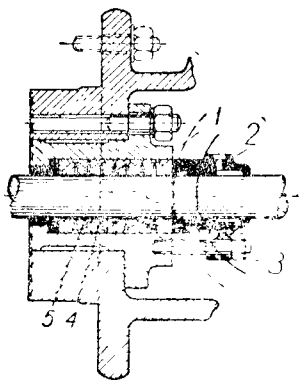


Рис. 65. Сальник с металлической набивкой из разрезных колец.

Конструкций металлических набивок много, но всех их можно разделить на две группы: набивки из разрезных колец и эластичные (из металлической бумаги, проволочных шнуров и т. п.). Обычно металлические набивки бывают с осевым или радиальным сжатием. Наиболее распространены набивки из разрезных колец с осевым сжатием. На рис. 65 представлен сальник с разрезными кольцами. Здесь: 1 — набивочная коробка, 2 — нажимная втулка, 3 — шпильки нажимной втулки, 4 — набивочные разрезные кольца, заключенные в буксы 5.

§ 38. ПОРШЕНЬ И ШТОК ПОРШНЯ

Поршень принимает давление пара. Плотно соприкасаясь со стенками цилиндра, он герметически делит его на две полости.

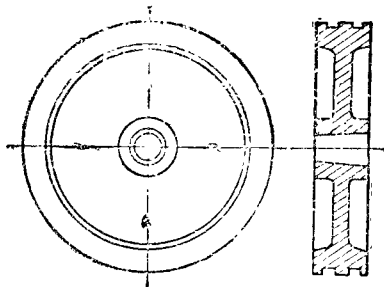


Рис. 66. Поршень паровой машины (дисковый).

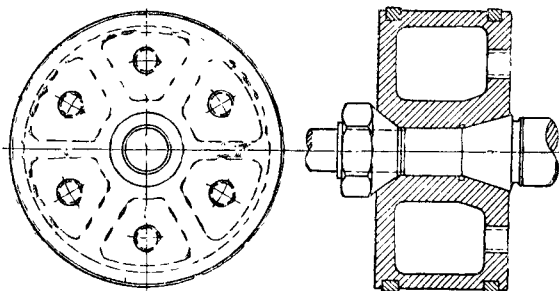


Рис. 67. Поршень паровой машины Сумского завода.

Поршни изготовляют из стали или чугуна. Форма сечения поршня бывает различна. Наиболее часто применяемые типы поршней изображены на рис. 66 и 67.

Расход пара на пропуски в машине определяется также по эмпирической формуле:

$$d_i''' = \beta \delta \left(\frac{8,8}{N_i c_m} + \frac{1}{2c_m} \right) \text{ кг/л. с. час}, \quad (11,4)$$

где: β — коэффициент, выбираемый по табл. 8,

δ — коэффициент, принимаемый равным 1 для машин однократного расширения, 0,8 — для машин двойного расширения и 0,7 — для машин тройного расширения. Полный удельный расход пара машиной будет:

$$d_i = d_i' + d_i'' + d_i''' \text{ кг/л. с. час}. \quad (11,5)$$

Значения коэффициента α

Таблица 6

α	0,82	0,87	0,81	1,00	1,08	1,15	1,29	1,41
$\frac{s}{D}$	1,00	1,25	1,50	2,00	2,5	3	4	5

Значения коэффициента B

Таблица 7

Тип машины	Род пара	Коэффициент B
Одноцилиндровая с выпуском в атмосферу . . .	Насыщенный	6,00 ÷ 5,00
» » » конденсатор . . .	»	4,50 ÷ 4,20
» » » атмосферу . . .	Перегретый	0,50 ÷ 0,25
» » » конденсатор . . .	»	0,45 ÷ 0,21
Двойного расширения без конденсации	Насыщенный	4,20 ÷ 4,00
» » с конденсацией	»	4,0 ÷ 3,50
» » без конденсации	Перегретый	0,40 ÷ 0,20
» » с конденсацией	»	0,35 ÷ 0,18
Тройного расширения с конденсацией	Насыщенный	3,20 ÷ 3,00

Таблица 8

Значение коэффициента β

Состояние машины	β
Новая, вполне исправная	0,50 ÷ 0,60
Работавшая, исправная	0,90 ÷ 1,10
Изношенная	1,10 ÷ 1,40

Пример 4. Определить удельный расход пара одноцилиндровой машиной, работающей перегретым паром: $p_1 = 12 \text{ ата}$; $t_1 = 300^\circ \text{ С}$ с выпуском в атмосферу при давлении $p_2 = 1,6 \text{ ата}$. Диаметр цилиндра 400 мм, ход поршня 650 мм. Индикаторная мощность машины $N_i = 150 \text{ л. с.}$, число оборотов $n = 150 \text{ об/мин}$. По индикаторной диаграмме определено: степень наполнения $\epsilon = 0,20$; степень сжатия $\tau = 0,30$. Коэффициент вредного пространства $v_0 = 0,05$. Машина — работавшая, но в исправном состоянии.

Решение. По таблицам водяного пара находим $\gamma_1 = 4,56 \text{ кг/м}^3$; $t_s = 187^\circ \text{ С}$. При давлении выпуска для сухого насыщенного пара $\gamma_2 = 0,9 \text{ кг/м}^3$.

По ts диаграмме, считая процесс расширения адиабатическим, находим, что в конечном состоянии пар влажный со степенью сухости $x = 0,97$. Тогда удельный вес влажного пара:

$$\gamma_{2x} = \frac{\gamma_2}{x} = \frac{0,9}{0,97} = 0,93 \text{ кг/м}^3.$$

Рабочий объем цилиндра:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} s = \frac{\pi \cdot 0,4^2}{4} \cdot 0,65 = 0,0816 \text{ м}^3.$$

Расход пара по индикаторной диаграмме находим по формуле (11,1):

$$D' = 0,0816 [(0,05 + 0,20) 4,56 - (0,05 + 0,30) 0,93] 120 \times 150 = 1195 \text{ кг/час}$$

и удельный расход

$$d'_i = \frac{1195}{150} = 8,0 \text{ кг/и. с. час.}$$

Расход пара на начальную конденсацию определяем по формуле (11,3):

$$d''_i = \alpha \frac{B}{\sqrt{c_m}} \text{ кг/и. с. час.}$$

Находим:

$$\frac{s}{D} = \frac{650}{400} = 1,625$$

и по табл. 6 принимаем $\alpha = 0,92$.

Средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{sn}{30} = \frac{0,65 \times 150}{30} = 3,25 \text{ м/сек.}$$

Перегрев пара $\tau = t_{пе} - t_s = 300 - 187 = 113^\circ$ (достаточно высокий); по табл. 7 принимаем $B = 0,3$. Тогда:

$$d''_i = 0,92 \frac{0,3}{\sqrt{3,25}} = 0,153 \text{ кг/и. с. час.}$$

Расход пара на пропуски по формуле (11,4)

$$d'''_i = \beta \delta \left(\frac{8,8}{N_i c_m} + \frac{1}{2c_m} \right).$$

Принимая $\beta = 0,9$ и $\delta = 1$, получаем:

$$d'''_i = 0,9 \left(\frac{8,8}{150 \times 3,25} + \frac{1}{2 \times 3,25} \right) = 0,156 \text{ кг/и. с. час.}$$

Полный удельный расход пара на и. с. час. составит:

$$d_i = d'_i + d''_i + d'''_i = 8,0 + 0,153 + 0,156 = 8,309 \approx 8,3 \text{ кг/и. с. час.}$$

Определим величину относительного индикаторного к. п. д. По i_s диаграмме:

$$i_1 = 726 \text{ ккал/кг; } i_2 = 627 \text{ ккал/кг.}$$

Тогда относительный индикаторный к. п. д.

$$\eta_{oi} = \frac{632,3}{(726 - 627) 8,3} = 0,769.$$

Это соответствует величинам, приведенным в табл. 4.

Из сказанного ранее можно сделать выводы относительно причин, влияющих на удельный расход пара машиной. Судить об этих причинах можно по уравнениям расхода пара, а также по уравнению относительного к. п. д.

Из уравнения (11,1)

$$D' = V [(v_0 + \varepsilon) \gamma_1 - (v_0 + \sigma) \gamma_2] 120 n$$

видно, что расход пара будет увеличиваться с увеличением степени наполнения ε и уменьшаться с увеличением степени сжатия σ .

Из уравнения:

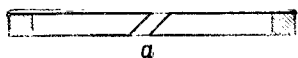
$$d_i = d'_i + d''_i + d'''_i$$

видно, что расход пара будет увеличиваться: 1) с увеличением начальной конденсации пара, 2) с увеличением пропусков пара.

Остановимся на каждой из этих причин, влияющих на величину удельного расхода пара.

Диаметр поршня делается на $\frac{1}{600} D$ меньше диаметра цилиндра, но не менее чем на 0,5 мм. Уплотнение зазора между поршнем и стенкой цилиндра достигается с помощью упругих колец.

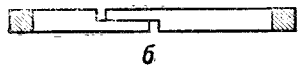
Полые литые поршни имеют несколько меньшую толщину стенок, чем дисковые поршни, и укрепляются 4—8 внутренними ребрами. На одном из своих концов поршень имеет отверстия, заделанные пробками на резьбе, для выемки шпшек после отливки.



a

Длина поршня:

$$b_0 = \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{3,5} \right) D. \quad (38,1)$$



б

Рис. 68. Поршневые кольца.

Длинные поршни прямоходных машин делаются пустотелыми и отливаются из стали в виде двух стягиваемых штоком и соединяемых бандажом половин.

Плотность прилегания поршня к стенкам цилиндра достигается поршневыми кольцами, расположенными в канавках на цилиндрической поверхности поршня. Кольца изготавливаются из листового, но не твердого чугуна СЧ-21-40 или СЧ-24-44 и вытачиваются снаружи по диаметру:

$$D_n = D + \frac{a}{\pi} + y, \quad (38,2)$$

где: D — диаметр цилиндра,
 a — длина делаемого в кольце выреза,
 y — припуск на последующую обработку.
 Внутри кольца растачиваются до диаметра:

$$D'_n = D + \frac{a}{\pi} + y - 2s_n,$$

где s_n — толщина кольца, принимаемая $s_n = \left(\frac{1}{20} \div \frac{1}{30} \right) D$.

Большая толщина колец выбирается для высоких давлений и малых скоростей поршня.

Ширина колец:

$$h_1 = (1,5 \div 2,0) s_n. \quad (38,3)$$

Кольца, изготовленные по таким размерам, разрезаются, образуя косой (рис. 68, *a*) замок или замок с перекрышей (рис. 68, *б*). Затем кольцо сжимается до соприкосновения краев выреза, скрепляется в этом положении и вновь протачивается точно по диаметру цилиндра. После удаления скрепления в стыке кольцо стремится разжаться до диаметра D_n и, благодаря этому, будучи заведенным в канавки поршня и вставленным вместе с ним в цилиндр, плотно прижимается к его стенкам.

В зависимости от длины поршня b_0 число колец бывает три или (реже) два. Замки соседних колец, для достижения большей плотности, должны быть сдвинуты по отношению друг к другу на угол 180 или 120°. Замки колец не должны приходиться против паровых каналов.

Поршень соединяется со штоком следующим способом: в центральной части поршня имеется коническое отверстие с уклоном $1/16 \div 1/20$, в которое вставляется конец штока, имеющий такой же конус. Выходящий за поршень хвостовик штока имеет нарезку, на которую навинчивается укрепляющая гайка (рис. 69).

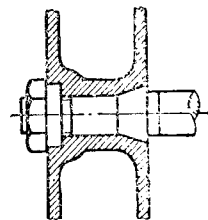


Рис. 69. Соединение поршня со штоком.

§ 12. ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ НАПОЛНЕНИЯ И ВРЕДНОГО ПРОСТРАНСТВА НА РАСХОД ПАРА

Максимальную степень заполнения (отсечку) выбирают в зависимости от наибольшей мощности, которая может потребоваться от машины. При увеличении отсечки уменьшается расширение пара, ухудшается использование его внутренней энергии. Поэтому для каждой машины есть своя отсечка ε_1 , при которой удельный расход пара будет минимальный, и отсечка ε_2 — экономически самая выгодная. Можно с достаточной степенью точности считать, что:

$$\varepsilon_2 = (1,4 \div 1,6) \varepsilon_1.$$

Это объясняется тем, что экономичность работы машины определяется не величиной удельного расхода пара, а стоимостью единицы вырабатываемой энергии. Так, например, в образцовом цикле получается минимальный расход пара; однако для осуществления этого цикла потребуются цилиндры чрезвычайно большого размера, что приведет к увеличению как стоимости самой машины, так и расходов по ее эксплуатации и сделает такую машину экономически невыгодной.

Чем выше давление впуска p_1 , тем больше (при одинаковой степени заполнения) и давление в конце расширения p_c . Чтобы не увеличивать чрезмерно потери от неполного расширения пара, приходится уменьшать степень заполнения ε_1 с увеличением начального давления p_1 . Чем больше объем вредного пространства V_0 , а также чем меньше p_2 , тем меньше бывает степень заполнения ε_1 , в особенности у тех машин, для которых тепловая экономичность важнее, чем малые размеры и малый вес.

Приближенно можно считать, что для одноцилиндровых машин с выпуском в атмосферу степень заполнения должна быть:

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{V p_1}. \quad (12,1)$$

Для одноцилиндровых машин с выпуском в конденсатор:

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2V p_1}. \quad (12,2)$$

Так как для заполнения вредного пространства расходуется пар, а на его поверхности происходит начальная конденсация, то как объем вредного пространства, так и площадь его поверхностей необходимо делать возможно меньшими.

Расход пара на заполнение вредного пространства составляет:

$$D_{вр} = V_0 \gamma_1 - V_0 \gamma_c = V_0 (\gamma_1 - \gamma_c) \text{ кг}, \quad (12,3)$$

где γ_1 и γ_c — удельные веса пара при давлении впуска p_1 и при давлении в конце сжатия — p_c в $\text{кг}/\text{м}^3$.

Из этого выражения видно, что расход пара на заполнение вредного пространства прямо пропорционален объему вредного пространства. Кроме того, благодаря увеличению удельного веса пара в конце сжатия, величина $\gamma_1 - \gamma_c$ уменьшается с повышением давления конца сжатия p_c и, следовательно, расход пара на заполнение вредного пространства уменьшается с повышением p_c . Таким образом, сжатие пара выгодно, так как приводит к некоторому уменьшению расхода пара.

Повышение температуры пара в конце сжатия и нагревание за счет этого стенок цилиндра почти не снижает выгоды сжатия, так как расход пара не изменится от того, будет ли происходить отвод тепла от пара к стенкам во время сжатия или во время впуска.

Шток поршня изготавливается из стали марки Ст. 50 с допускаемым напряжением 500 кг/см^2 , а иногда применяют легированные стали. Диаметр штока определяется из расчета на растяжение и продольный изгиб. Коэффициент запаса при расчете на продольный изгиб принимают $10 \div 25$.

§ 33. КРЕЙЦКОПФ И ШАТУН

При помощи крейцкопфа шток поршня шарнирно соединяется с шатуном. Через крейцкопф сила N (рис. 57, стр. 72) передается параллелям.

По конструкции крейцкопфы бывают открытые (рис. 70) и закрытые (рис. 71). Крейцкопф открытого типа охватывается вилчатой головкой шатуна, а при крейцкопфе закрытого типа головка шатуна входит внутрь крейцкопфа.

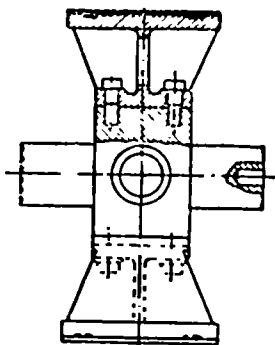


Рис. 70. Крейцкопф открытого типа.

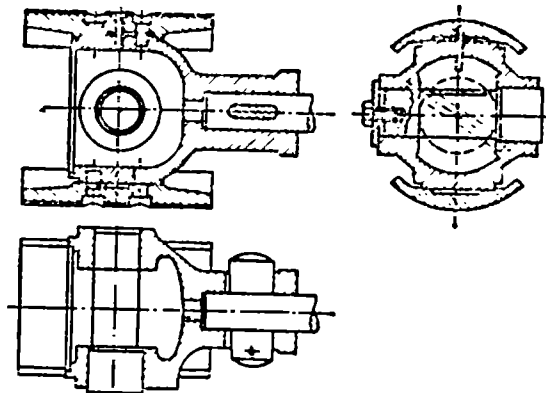


Рис. 71. Крейцкопф закрытого типа.

Тело крейцкопфа — стальное, литое или кованое. Сверху и снизу крейцкопф имеет банмаки, выполняемые за одно целое с крейцкопфом или присоединяемые к нему на болтах. В последнем случае банмаки делают чугуными. Банмаками, поверхность которых залита баббитом, крейцкопф опирается на параллели. В большинстве случаев у стационарных машин поверхность банмаков цилиндрическая (рис. 71), так как обработка поверхностей параллелей в этом случае упрощается.

Величина опорной поверхности банмака при длине ее l см и ширине b см рассчитывается на удельное давление:

$$\kappa = \frac{N}{bl}, \quad (39,1)$$

где сила N , прижимающая банмак к параллели, согласно формуле (33,2)

$$N = P \operatorname{tg} \alpha = P \frac{R}{L}.$$

При этом удельное давление κ не должно превышать $5-8 \text{ кг/см}^2$ для чугунных банмаков, а в случае применения заливки баббитом: $\kappa = 2 \div 4 \text{ кг/см}^2$ для локомотивов и стационарных машин и $\kappa = 3,0 \div 6 \text{ кг/см}^2$ для паровозов.

Соотношение между b и l выбирается в пределах

$$\frac{l}{b} = (2 \div 3). \quad (39,2)$$

С шатуном крейцкопф соединяется валиком (крейцкопфным пальцем). Валик укрепляется в теле крейцкопфа с одной стороны своей конической головкой, с другой — нажимною шайбой или со стороны меньшего диаметра гайкою с подкладкой шайбы.

§ 13. ПОТЕРЯ ТЕПЛА ОТ НАЧАЛЬНОЙ КОНДЕНСАЦИИ И УТЕЧЕК ПАРА

Как указывалось при рассмотрении действительного процесса работы пара, в цилиндре машины возникают потери тепла, вызываемые начальной конденсацией пара, т. е. конденсацией его в цилиндре. В различные периоды цикла температура пара и температура внутренних поверхностей цилиндра не равны друг другу и между ними возникает теплообмен.

В конце сжатия, при впуске пара и в начале расширения температура пара выше, чем температура стенок цилиндра, и пар отдает стенкам тепло. При этом, если пар насыщенный, часть его конденсируется, осажаясь на стенках в виде росы. В процессе расширения, выпуска и в начале сжатия давление, а значит, и температура пара резко снижаются, и стенки цилиндра начинают возвращать пару тепло. При этом и влага, осевшая на стенках, снова испаряется и уходит из цилиндра вместе с отработавшим паром. Стенки цилиндра за это время охлаждаются, и при последующем впуске пар снова нагревает стенки, и вследствие этого часть его конденсируется.

Таким образом, начальная конденсация происходит не только при пуске машины в ход, пока цилиндры ее не прогрелись, но продолжается все время, пока машина работает. Нельзя думать, что раз стенки впоследствии возвращают пару почти все полученное от него тепло, и влага, осевшая на стенках цилиндра, вновь испаряется, то потеря энергии отсутствует. Дело в том, что при прямом ходе поршня часть пара сконденсировалась и не принимала участия в работе. Испарение влаги происходит в основном уже при обратном ходе поршня, и пар, получающийся при этом, уходит, не производя работы.

Потеря от начальной конденсации при неблагоприятных условиях может достигать 30% общего расхода пара и более. Поэтому при проектировании машины принимают меры к снижению этой потери. К мероприятиям, снижающим начальную конденсацию, относятся: перегрев пара, многократное расширение, четыре пути для пара, увеличение быстроходности машины, устройство паровых и газовых рубашек, прямоточность и увеличение степени наполнения.

Перегрев пара является наилучшим средством борьбы с начальной конденсацией пара, так как перегретый пар имеет малый коэффициент теплоотдачи, и поэтому, если температура перегретого пара при соприкосновении со стенками цилиндра остается выше температуры насыщения, то начальная конденсация почти отсутствует.

Перегрев пара на каждые 50° дает около 7% экономии расхода пара в машинах однократного расширения и $5 \div 6\%$ в машинах многократного расширения. Для уменьшения потерь на начальную конденсацию все современные паровые машины, за редким исключением, работают перегретым паром.

При многократном расширении тепло, уносимое отработавшим паром из цилиндра более высокого давления, используется в цилиндрах более низкого давления, и этим в некоторой степени уменьшаются потери от начальной конденсации. При этом и перепад температур пара при впуске и выпуске в каждом из цилиндров машины многократного расширения меньше, чем в цилиндре машины однократного расширения, что тоже уменьшает начальную конденсацию. Кроме того, и степени наполнения отдельных цилиндров машин многократного расширения обычно больше, чем в машинах однократного, и поэтому относительная величина потери на начальную конденсацию при многократном расширении меньше.

На основании многих опытов можно считать, что потери на начальную конденсацию в машинах двукратного расширения составляют 0,8, а в машинах трехкратного расширения 0,7, по сравнению с машинами однократного расширения.

У паровых машин с золотниковым парораспределением в цилиндр ведут только два канала с достаточно развитыми поверхностями. По каждому ка-

Валик крейцкопфа изготавливается из стали и рассчитывается на изгиб и удельное давление. По конструктивным соображениям диаметр крейцкопфного валика выбирают в зависимости от диаметра цилиндра, в пределах:

$$d_b = (0,2 \div 0,25) D. \quad (39,3)$$

Диаметр, по которому очерчиваются поверхности ползунов, обычно:

$$D_1 = D + (1 \div 3) \text{ см.} \quad (39,4)$$

У вертикальных паровых машин чаще всего применяется открытый крейцкопф с одним плоским ползуном, другой ползун заменяется накладками на параллели, охватывающими ползун с внешней стороны.

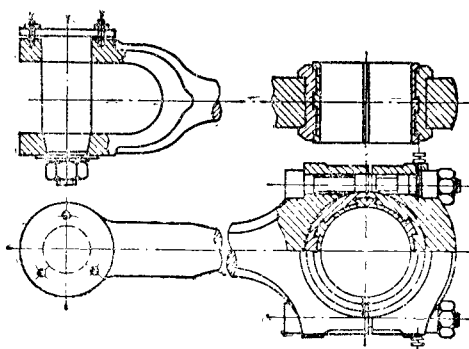


Рис. 72. Шатун с вильчатой головкой.

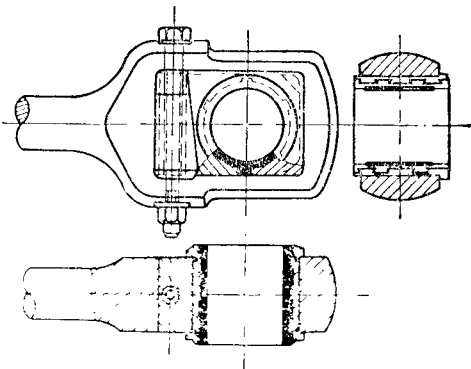


Рис. 73. Шатун для закрытого крейцкопфа.

Шатун связывает прямолинейно движущийся крейцкопф с вращающимся пальцем кривошипа, для чего он по концам имеет головки. Шатун с вильчатой головкой для открытого крейцкопфа изображен на рис. 72, а шатун для закрытого крейцкопфа — на рис. 73.

Шатуны изготавливаются из стали марок Ст. 40 или Ст. 50.

Длина шатуна L между центрами валика крейцкопфа и пальца кривошипа выбирается $L = (1 \div 6) R$ при радиусе кривошипа R . Шатун по направлению от крейцкопфа к пальцу кривошипа делается обычно утоняющимся.

§ 40. КРИВОШИПНЫЙ ВАЛ

Кривошипный вал с наиболее часто встречающимся расположением подшипников изображен на рис. 74.

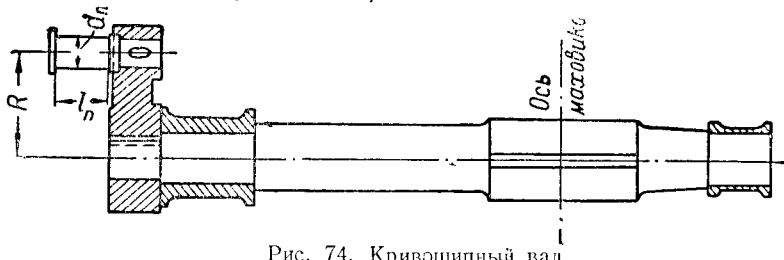


Рис. 74. Кривошипный вал.

Валы паровых машин изготавливаются из стали марок Ст. 40 или Ст. 50 и рассчитываются на изгиб и кручение.

Палец кривошипа рассчитывается на изгиб, а кривошипные штифты колец — на изгиб и кручение, при допуске напряжении $600-800 \text{ кг см}^2$.

Обычно диаметр пальца кривошипа, в зависимости от диаметра цилиндра D , принимают $d_n = (0,22 \div 0,25) D$.

налу происходит как впуск, так и выпуск пара. Температура стенок каналов при выпуске понижается, а поэтому при впуске большое количество пара конденсируется. При четырех каналах, когда два из них служат только для впуска, а два только для выпуска, потери от начальной конденсации получаются значительно меньше.

Увеличение средней скорости поршня уменьшает время теплообмена между паром и поверхностями цилиндра, и поэтому увеличение числа оборотов является также одной из мер борьбы с начальной конденсацией пара.

Для уменьшения потерь от начальной конденсации желательнее поддерживать высокую температуру стенок цилиндра. Для этого иногда окружают цилиндр острым паром (паровая рубашка). На заполнение паровой рубашки затрачивается некоторое количество острого пара, конденсирующегося в рубашке, и поэтому польза от ее применения незначительна, а для быстрходных машин и машин многократного расширения, работающих перегретым паром, паровая рубашка бесполезна. Последнее не относится к обогреву крышек цилиндра, что всегда дает некоторое уменьшение расхода пара на начальную конденсацию.

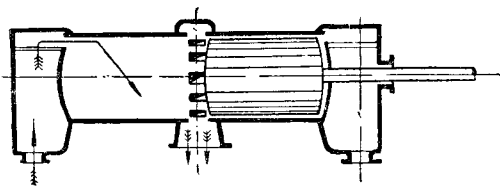


Рис. 16. Схема прямоточной паровой машины.

Применяют также газовые рубашки, заполняемые горячими газами из котла, но их применение целесообразно только для машин значительной мощности ввиду сложности такого устройства.

В прямоточных машинах (рис. 16) впуск пара производится клапанами, расположенными на крышках цилиндра, а выпуск — через

окна в средней части боковой поверхности цилиндра. В этом случае пар от впускных каналов течет к выпускным окнам, как бы прямо, не возвращаясь к крышке цилиндра.

Прямоточные паровые машины расходуют меньше пара, чем машины многократного расширения, и удельный расход пара у них почти равен удельному расходу пара у машин многократного расширения. При появлении прямоточных машин предполагалось, что прямой ток пара уменьшает начальную конденсацию, но, как выяснилось впоследствии, главную роль здесь играет конструкция машины: обогрев крышек, малые поверхности вредного пространства, увеличенное сжатие и др.

Потери тепла и, следовательно, количество конденсирующегося в цилиндрах пара увеличиваются:

- 1) с увеличением тех поверхностей, которые обогреваются свежим паром в момент нахождения поршня в мертвом положении;
- 2) при применении пара высокого давления, так как он имеет малую теплоту испарения;
- 3) при плохой тепловой изоляции цилиндра, так как в этом случае увеличиваются тепловые потери в окружающую среду.

Потери от утечек пара происходят как в органах парораспределения, так и в цилиндре машины, благодаря разности давлений по обе стороны поршня. Утечки пара возможны и из-за неплотностей в сальниках, фланцах и других местах, через которые цилиндр может сообщаться с атмосферой.

Из уравнения (11,4) видно, что утечки пара уменьшаются с увеличением мощности машины и скорости поршня. Первое объясняется большей тщательностью изготовления мощных машин, а второе — тем, что с увеличением скорости поршня время, в течение которого имеется значительная разность давлений по обе стороны поршня, уменьшается. Сокращение утечек пара достигается хорошим уходом за машиной и своевременным и высококачественным ее ремонтом.

Удельный эффективный расход пара, как видно из уравнения (10,4), обратно пропорционален механическому к. п. д. Следовательно, необходимо

Длину пальца кривошипа делают $l_{п} = (1 \div 1,2)d_{п}$ и проверяют на нагрез из условия, чтобы произведение удельного давления на окружную скорость не превышало 150 для стационарных и 400 для паровозных машин.

Размеры кривошипа выбираются по опытным данным (рис. 75):

$$\begin{aligned} l_1 &= (1,5 \div 1,75) d, \\ h_1 &= (0,3 \div 0,1) l_1, \\ s &= (0,2 \div 0,25) d, \\ D_1 &= 2d, \\ \frac{d_1 - d_2}{2l_1} &= 0,04 \div 0,07. \end{aligned}$$

Кривошип насаживается на вал гидравлическим прессом или в горячем состоянии. В обоих случаях отверстие в кривошипе делается несколько меньше диаметра вала.

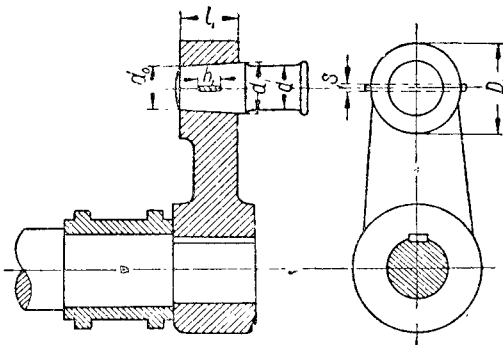


Рис. 75. Кривошип и палец кривошипа.

Кроме обычных кривошипных валов, у паровых машин применяют колеччатые валы. Такие валы применяют для вертикальных машин и при вильчатой раме у горизонтальных машин.

§ 41. МАШИННАЯ РАМА. МАХОВИК

Машиной рамой называется чугунная фундаментная плита с коренными подшипниками и параллелями. Машинная рама представляет собой остов машины, к которому присоединяются или с которым связываются

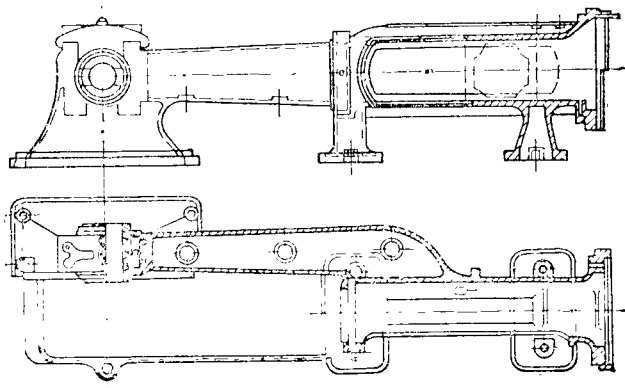


Рис. 76. Байонетная рама паровой машины.

все неподвижные части машины. С фундаментной кладкой рама соединяется специальными фундаментными болтами. Машинные рамы бывают двух типов— байонетные (штиковые) (рис. 76) и вильчатые (рис. 77). Байонетные рамы имеют несколько меньшую опорную поверхность, чем вильчатые, и только один коренной подшипник. Второй подшипник байонетной рамы отделен от рамы и устанавливается отдельно. Вильчатые рамы всегда имеют два коренных подшипника. Недостаток вильчатой рамы в том, что необходимо применение колеччатого коренного вала. Удельное давление рамы на фундамент не должно превышать 2 кг/см^2 . Материалом для рам обычно служит чугун (СЧ-15-32 или СЧ-18-36), хотя в настоящее время, применяя сварку, изготовляют рамы и из стальных листов. Расчет рамы производится на одновременное действие изгиба и растяжения.

Коренные подшипники служат для опоры вала. Число подшипников не менее двух. Коренные подшипники делаются с чугунными вкладышами,

залитыми антифрикционным сплавом. Подтяжка подшипников производится клиньями или боковыми нажимными болтами.

Маховик рассчитывается, как было указано выше. В зависимости от того, насаживается ли маховик на свободный или несвободный конец вала, маховики бывают цельные и разъемные. Цельные маховики изготавливаются диаметром не более 2 м. Обе половины маховика скрепляются на ободе втулки болтами или чекой. Число спиц в маховике 6—8. Расчет болтов, скрепляющих обе половины обода, производят по силе

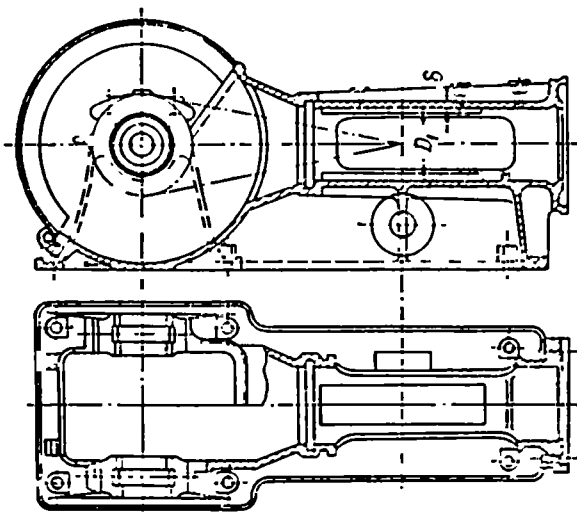


Рис. 77. Вилчатая рама паровой машины.

$$Q = 0,104 u^2 f \text{ кг,}$$

где: u — окружная скорость обода (в м/сек),
 f — площадь сечения обода маховика (в см²).

Напряжение в болтах, обычно изготавливаемых из стали марок Ст. 40 или Ст. 50, не должно превышать 500 кг/см².

Пример 8. Рассчитать основные детали одноцилиндровой выхлопной паровой машины мощностью $N_e = 170$ эфп. л. с., делающей 200 об/мин, если давление впуска $p_1 = 12$ атм, среднее индикаторное давление $p_i = 3,3$ кг/см².

По табл. 3 выбираем $\gamma_m = 0,85$. Тогда индикаторная мощность

$$N_i = \frac{N_e}{\gamma_m} = \frac{170}{0,85} = 200 \text{ и. л. с.}$$

Скорость поршня принимаем $c_m = 3$ м/сек. По формуле (9,2) диаметр цилиндра

$$D = 10 \sqrt{\frac{N_i}{c_m p_i}} = 10 \sqrt{\frac{200}{3 \times 3,3}} = 45 \text{ см} = 450 \text{ мм.}$$

Ход поршня по формуле (9,3)

$$s = \frac{30 c_m}{n} = \frac{30 \times 3}{200} = 0,45 \text{ м} = 45 \text{ см} = 450 \text{ мм.}$$

$k = \frac{s}{D} = \frac{45}{45} = 1$, что является нормальным для машины с $n = 200$ об/мин (по формуле 9,4).

Толщину стенок цилиндра, принимая его чугуном, при $\sigma_z = 250$ кг/см², определяем по формуле (37,1):

$$\delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + p}{\sigma_z - p}} - 1 \right) + 2 = \frac{45}{2} \left(\sqrt{\frac{250 + 12}{250 - 12}} - 1 \right) + 2 = 3,1 \text{ см} = 31 \text{ мм.}$$

Число шпилек, укрепляющих крышку цилиндра,

$$i = \frac{D}{8} + 4 = \frac{45}{8} + 4 \approx 10 \text{ шпильк.}$$

Диаметр шпилек по формуле (37,5) при $\sigma_z = 300$ кг/см²

$$d = D \sqrt{\frac{p}{i \sigma_z}} = 45 \sqrt{\frac{12}{10 \times 300}} = 2,9 \text{ см} \approx 30 \text{ мм.}$$

Длина поршня

$$b_0 = \frac{1}{4,5} D = \frac{1}{4,5} \times 45 = 10 \text{ см} = 100 \text{ мм.}$$

всячески уменьшать потери на трение в машине путем хорошей обработки трущихся частей, удачного выбора материала для деталей и их конструкции, правильной смазки маслом хорошего качества и т. п.

Задания для самостоятельного выполнения

1. Расход пара, определенный по индикаторной диаграмме для машины мощностью 60 и. л. с., составляет 488 кг/час. Машина одноцилиндровая работает паром с перегревом на 90° С. Выпуск в атмосферу. Диаметр цилиндра 260 мм, ход поршня 360 мм. Машина делает 240 об/мин. Определить удельный и полный расход пара машиной на 1 и. с. час. *Отв.:* $D \approx 520$ кг/час; $d_i = 8,67$ кг/и. с. час.

2. По индикаторной диаграмме определены: степень наполнения цилиндра 0,30; степень сжатия 0,37; машина делает 180 об/мин. Полный объем цилиндра 0,029 м³; коэффициент вредного пространства 0,04. Пар при входе в цилиндр имеет давление 9,6 атм и температуру 270° С, при выпуске пар сухой насыщенный при давлении 0,8 атм. Определить полный часовой расход пара и удельный расход на одну индикаторную силу в час, если $N_i = 75$ л. с. *Отв.:* $D \approx 50$ кг/час; $d_i = 8,61$ кг/и. с. час.

§ 14. РАБОТА ПАРОВОЙ МАШИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

Паровая машина предназначена для обслуживания рабочих машин, которые должны иметь вполне определенный режим работы. В большинстве случаев при любом режиме работы должно поддерживаться постоянное число оборотов $n = \text{const}$.

Если N_e — эффективная мощность машины, $W_{\text{п}}$ — ее полезная нагрузка и $N_{\text{хх}}$ — мощность, затрачиваемая на холостой ход, то число оборотов вала будет постоянным при условии, что движущие силы равны силам сопротивления и, следовательно, развиваемая машиной мощность будет равна сумме мощностей внешних сопротивлений, т. е.:

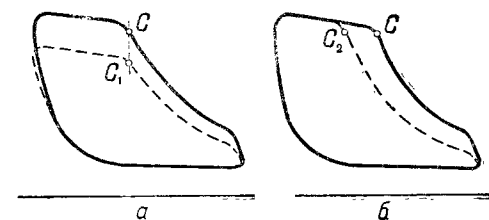


Рис. 17. Регулирование паровой машины: а — мятием пара, б — изменением степени наполнения цилиндра.

$$N_e = W_{\text{п}} + N_{\text{хх}}.$$

Следовательно, при всяком изменении нагрузки $W_{\text{п}}$ должна изменяться эффективная мощность N_e . Из формулы (8,1) и (8,5) можно написать:

$$N_e = N_i \eta_{\text{м}} = \frac{p_i F s n \tau_{\text{м}}}{2250}.$$

В этом уравнении F и s величины постоянные для данной машины, механический к. п. д. $\eta_{\text{м}}$ изменять произвольно нельзя. Поэтому, при изменении N_e сохранение $n = \text{const}$ возможно только за счет изменения среднего индикаторного давления p_i .

Величину среднего индикаторного давления можно изменять следующими способами: 1) мятием пара — качественное регулирование; 2) изменением степени наполнения цилиндров паром — количественное регулирование; 3) комбинацией первого и второго способов.

При качественном регулировании изменение среднего индикаторного давления достигается следующим образом: на пути пара к машине ставится заслонка, клапан или вентиль, при помощи которых изменяется величина сечения, через которое проходит пар. Из термодинамики известно, что, проходя через суженное сечение, пар мнется и входит в цилиндры машины с пониженным давлением. На индикаторной диаграмме линия давления впуска понижается (рис. 17, а), площадь индикаторной диаграммы, а следовательно, и работа за один оборот вала уменьшаются.

Этот способ регулирования при значительном мятии пара создает на индикаторной диаграмме петли отрицательной работы в конце расширения и сжатия,

Толщина уплотняющих колец

$$s_R = \frac{1}{30} D = \frac{1}{30} \times 45 = 1,5 \text{ см} = 15 \text{ мм.}$$

Ширина колец

$$h_1 = 1,67s_R = 1,67 \times 15 = 25 \text{ мм.}$$

Длину шатуна принимаем

$$L = 5R = 5 \frac{45}{2} = 112,5 \text{ см} = 1125 \text{ мм.}$$

При площади поршня ($D = 45 \text{ см}$) $F = 1590 \text{ см}^2$ наибольшее усилие на поршень

$$P = pF = 12 \times 1590 = 19100 \text{ кг.}$$

Усилие, передающееся на ползун,

$$N = P \frac{R}{L} = 19100 \times \frac{1}{5} = 3820 \text{ кг.}$$

Приняв отношение длины ползуна к его ширине $\frac{l}{b} = 2,5$ и допуская удельное давление ползуна на направляющие $k = 7,5 \text{ кг/см}^2$ по формуле (39,1), находим:

$$b = \sqrt{\frac{N}{2,5k}} = \sqrt{\frac{3820}{2,5 \times 7,5}} = 14,3 \text{ см} \approx 150 \text{ мм.}$$

Длина ползуна $l = 2,5 \cdot b = 2,5 \times 150 = 375 \text{ мм.}$

Длина рабочей части цилиндра

$$l = s + b_0 - 0,3 = 45 + 10 - 0,3 = 54,7 \text{ см} = 547 \text{ мм.}$$

Зазоры между крышкой цилиндра и поршнем при крайнем его положении

$$\kappa = 0,0025s + 0,3 = 0,0025 \times 45 + 0,3 = 0,41 \text{ см} = 4,1 \text{ мм.}$$

ГЛАВА VIII

СМАЗКА ПАРОВЫХ МАШИН

§ 42. НАЗНАЧЕНИЕ СМАЗКИ. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Назначение смазки — уменьшить трение между трущимися поверхностями с целью уменьшения износа их и снижения потери мощности на преодоление трения. При правильно устроенной смазке непосредственное трение двух частей заменяется трением двух слоев масла, прилегающих к трущимся поверхностям. В этом случае сила трения значительно уменьшается и затраты механической энергии на преодоление трения становятся меньше, чем устраняется основная причина нагревания деталей.

Наиболее ответственными местами, к которым необходимо непрерывно и в достаточном количестве подавать смазку, являются: поршень, стенки парового цилиндра, кресткопф, параллели, подшипники шатуна, коренные подшипники и золотники при золотниковом парораспределении. Постоянной смазки требуют также менее нагруженные части парораспределения, регуляторы и другие вспомогательные механизмы.

Смазку тех деталей, которые во время движения машины недоступны для обслуживания (шестерни, детали клапанов, внутренние части системы регулирования и т. п.), производят периодически вручную или подводят к ним маслопроводы от автоматических масленок.

Части машины, не соприкасающиеся непосредственно с паром, называются холодными частями, а части, соприкасающиеся с паром, называются горячими.

При смазке холодных частей более вязкое масло применяется для частей с большим давлением трущихся поверхностей, для частей с малой скоростью движения и для частей, находящихся в возвратно-поступательном или колебательном движении.

а уменьшение расхода пара непропорционально уменьшению мощности, и поэтому удельный расход пара машиной увеличивается.

При количественном регулировании для изменения среднего индикаторного давления изменяется момент отсечки C впуска пара. В этом случае давление впуска не изменяется, а продолжительность впуска и степень наполнения уменьшаются (рис. 17, б). Изменение расхода пара в этом случае почти прямо пропорционально изменению мощности. Если изменяется мощность машины, то удельный расход пара не остается постоянным, а также изменяется. При мощности, меньшей экономической, удельный расход пара увеличивается. Объясняется это тем, что на холостой ход машины расходуется почти постоянное количество пара D_{xx} , независимо от развиваемой машиной полной мощности; и с уменьшением мощности машины доля расходуемого на холостой ход пара увеличивается. Удельный расход пара при любой нагрузке N меньше, чем экономическая, достаточно точно можно определить по формуле:

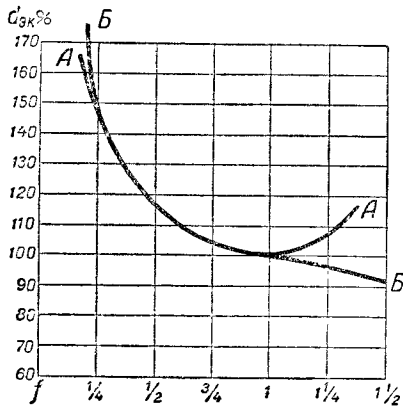


Рис. 18. Изменение расхода пара при изменении нагрузки.

где $f = \frac{N}{N_{эк}}$ — степень нагрузки машины; $x = \frac{D_{xx}}{D_{эк}}$ — коэффициент холостого хода.

$$d = d_{эк} \left(1 + \frac{1-f}{f} x \right), \quad (14,1)$$

где $f = \frac{N}{N_{эк}}$ — степень нагрузки машины;

$x = \frac{D_{xx}}{D_{эк}}$ — коэффициент холостого хода.

По формуле (14, 1) при мощности выше экономической удельный расход пара должен был бы быть меньше $d_{эк}$, однако, в действительности при мощности, превышающей экономическую, удельный расход пара не понижается, а несколько повышается. Это объясняется тем, что при $N > N_{эк}$ увеличивается поток пара при той же или даже большей скорости поршня, а это вызывает значительное мятие пара и понижение его работоспособности.

На рис. 18 приведены графики расхода пара, полученные из опыта (кривая А) и по уравнению (14, 1) — кривая Б.

Задание для самостоятельного выполнения

Машина локомотива СК-100, имеющая экономическую мощность 100 эфп. л. с., расходует при этой мощности 540 кг пара в час. Определить полный и удельный расходы пара при пониженной мощности машины—72 эфп. л. с., если коэффициент холостого хода равен 0,18. *Отв.:* $d_e = 5,78$ кг/эфп. с. час.; $D = 416$ кг/час.

ГЛАВА IV

МАШИНЫ МНОГОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ

§ 15. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Машины многократного расширения, как указывалось выше, это многоцилиндровые машины, в которых перепад давлений используется при последовательном расширении пара в нескольких цилиндрах. Впервые принцип многократного расширения пара был предложен нашим соотечественником Степаном Литвиновым в 1820 г.

В зависимости от того, в скольких цилиндрах происходит расширение пара и использование перепада его давления, паровые машины бывают двухцилиндровые двойного расширения, трехцилиндровые тройного расширения и четырехцилиндровые четырехкратного расширения. Иногда строят паровые машины двойного расширения с тремя или четырьмя цилиндрами и тройного расширения с четырьмя цилиндрами.

Для смазки различных деталей машины, работающих в разных условиях, необходимо было бы применять масла различных сортов, но так как это практически сложно, то ограничиваются применением одного-двух сортов масла для холодных частей и одного-двух сортов — для горячих частей.

Для смазки холодных частей обычно применяются следующие марки смазочных масел:

при мощности до 100 л. с.	машинное Л
» » 100—250 л. с.	» Л или С
» » 250—500 л. с.	» С
» » более 500 л. с.	» Т

Для смазки горячих частей применяют при насыщенном паре масло цилиндрическое 6; при перегретом паре применяют масло вискозин 3. В качестве заменителя вискозина можно применять для машин мощностью до 10 л. с. цилиндрическое 2, а при большей мощности — нигрол Л.

§ 43. СМАЗОЧНЫЕ ПРИБОРЫ И УСТРОЙСТВА

Смазочные устройства и приборы бывают для внешней и для внутренней смазки. Так как конструкций смазочных приборов много, то здесь рассматриваются только основные их типы.

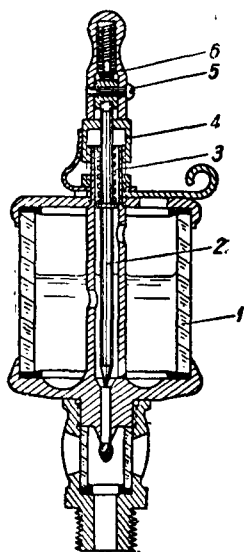


Рис. 78. Капельная масленка.

Для внешней смазки применяются ручные, фитильные и капельные масленки, а для внутренней — паровые и гидростатические масленки, лубрикаторы и пресс-масленки.

Самая простая и вместе с тем самая несовершенная смазка производится ручными масленками. При такой смазке необходимо подавать масло в смазочные отверстия через вполне определенные промежутки времени (три — четыре раза в смену). Смазочные отверстия должны иметь сетки, предохраняющие масленки от попадания пыли, грязи и т. п. В наливные отверстия, где это возможно, нужно закладывать войлочную набивку для фильтрования масла и для более равномерной его подачи.

Фитильная масленка состоит из резервуара с маслом, в который опущен фитиль из ниток. Другой конец фитиля вставлен в трубку и немного не доходит до движущейся поверхности. Масло, в силу капиллярности, поднимается по фитилю и стекает на трущиеся поверхности. Фитиль должен быть из шерстяной ткани и периодически выниматься для промывки керосином.

Капельная масленка (рис. 78) состоит из стеклянного резервуара 1, игольчатого клапана 2 с опирающейся на заплечик иглы пружиной 3 и поворачивающейся около винта 5 рукоятки 6, приводящей масленку в действие. При вертикальном положении рукоятки игла приподнята и происходит подача масла, которое по каплям вытекает в маслопровод. При горизонтальном положении рукоятки игла опущена и выход масла из масленки закрыт. Барашек 4 позволяет регулировать высоту подъема иглы и изменять количество подаваемой смазки.

В некоторых случаях производится подача смазки к игольчатым клапанам из одного пункта по центральному маслопроводу.

Основным недостатком описанных масленок является подача смазки независимо от работы машины и скорости движения ее частей. В известной мере этот недостаток устраняется применением кольцевой и цепочечной смазки.

При кольцевой смазке на шейку вала внутри подшипника свободно подвешивается одно или несколько колец из легкого сплава, погруженных нижними своими частями в масло. При вращении вала кольца тоже приходят во враща-

Многоцилиндровая паровая машина многократного расширения сложнее одноцилиндровой, но применение ее в некоторых случаях оправдывается существенными преимуществами по сравнению с одноцилиндровой машиной.

В машине многократного расширения можно применить большое расширение пара и большое давление впуска, а следовательно, и осуществить работу паром высокого давления. Для применения пара высокого давления и возможно более полного использования его энергии необходимо иметь малое давление выпуска. При работе паром с начальным давлением 50 *ата* и выпуске его в конденсатор с давлением 0,2 *ата* пар должен расшириться в цилиндре более, чем в 80 раз (считая расширение адиабатическим). В этом случае в одноцилиндровой машине надо иметь степень наполнения $\epsilon = 1/80$, что даже при большом ходе поршня 80 *см* требует отсечки впуска после того, как поршень отошел от крайнего положения всего на 1 *см*.

Такое малое наполнение практически неосуществимо. Кроме того, при таком перепаде давления и малом наполнении в одноцилиндровой машине чрезвычайно возрастут потери на начальную конденсацию и на утечки. Малые степени наполнения неудобны еще и тем, что создают неспокойную работу машины при самых незначительных изменениях степени наполнения. Все эти затруднения в значительной степени отпадают, если перепад давления разделить между несколькими, например тремя, цилиндрами. В этом случае пар в каждом из трех цилиндров будет расширяться, в среднем, всего в 4÷5 раз, т. е. расширение будет таким, как в обычной одноцилиндровой машине.

Потери на начальную конденсацию пара, как указывалось выше, в машинах многократного расширения меньше, чем в одноцилиндровых.

В многоцилиндровой машине кривошипы механизмов отдельных цилиндров можно расположить относительно друг друга так, чтобы создать спокойный и равномерный ход машины.

В машинах многократного расширения возможен промежуточный, между цилиндрами, отбор пара на теплофикацию.

Благодаря меньшей разности давлений по обе стороны поршня пропуски пара в машинах многократного расширения меньше, чем в машинах однократного расширения.

К числу недостатков машин многократного расширения надо отнести:

- 1) понижение механического к. п. д. на 2—3%;
- 2) замедленность регулирования, если действие регулирования распространяется только на первый цилиндр высокого давления;
- 3) несколько повышенная стоимость многоцилиндровой машины;
- 4) некоторое усложнение эксплуатации и увеличение расходов на ремонт и смазку машины.

Как видно, недостатки эти существенного значения не имеют и в большинстве случаев не умаляют достоинств машины многократного расширения.

Лет 40 тому назад машины тройного расширения широко применялись, в особенности в установках большой мощности. Сейчас применение машин тройного, а тем более четырехкратного расширения значительно сократилось, так как при больших мощностях выгоднее применять паровые турбины. Машины двукратного расширения и сейчас находят себе самое широкое применение в стационарных установках. Машины многократного расширения применялись и на паровозах, но с распространением перегрева пара паровозы с машинами двойного расширения строятся только в единичных экземплярах, так как для паровоза существенное значение имеет простота конструкции машины.

Говоря о машинах двойного расширения, необходимо указать, что машины

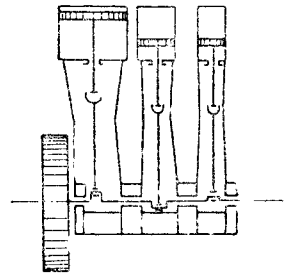


Рис. 19. Вертикальная паровая машина.

тельное движение со скоростью, несколько меньшей скорости вала, захватывают масло и заносят его на шейку. По такому же принципу работает цепочечная смазка, применяемая на локомотивах (рис. 79). В корпусе подшипника 1, закрытом крышкой 2, устроен резервуар 5, который наполняют маслом до уровня отверстия 4. Шарнирная цепочка 3, свободно надетая на шейку вала, погружена своей нижней частью в масло. При вращении вала звенья цепочки с одной стороны опускаются вниз, а с другой — поднимаются вверх, захватывая масло и обильно смазывая шейку.

Более совершенной является центральная смазка под давлением. В этом случае масло из масляного бака засасывается насосом, проходит через маслоохладитель и нагнетается под давлением 1—1,5 атм к трущимся поверхностям. Смазка под давлением обеспечивает автоматичность и надежность подачи масла. Недостатком ее является необходимость ручного заполнения маслом всей системы перед пуском машины.

При смазке горячих частей машины необходимо достигнуть наименьшего трения при минимальной затрате смазочных материалов. Избыток смазки бесполезен и приводит лишь к перерасходу масла.

Масло может подаваться непосредственно в цилиндр или в золотниковую коробку. Последний способ лучше, так как после смазки золотника масло уходит с паром в цилиндр и равномерно смазывает его поверхность. Желательно, чтобы масло подводилось в паропровод на некотором расстоянии от входа в цилиндр. Оно подхватывается струей пара, распыливается и равномерно смазывает трущиеся поверхности.

Простая двухкрановая паровая масленка 1 соединяется с паровым пространством штуцером 5, на котором имеется кран 4. Сверху масленка имеет кран 2 и раструб 3 (рис. 80).

При заполнении масленки нижний кран 4 закрывается, а открывается верхний, затем, после заполнения масленки, верхний кран 2 закрывается и открывается нижний. Эта масленка очень неэкономична, так как подача масла не регулируется, и все масло быстро вытекает на трущиеся поверхности.

Гидростатическая паровая масленка подает масло постоянно и только во время работы машины.

Принцип действия гидростатической масленки заключается в том, что в масленку подается пар, который конденсируется и конденсатом заполняет нижнюю часть масленки, поднимает уровень масла и заставляет его переливаться в смазочную трубку.

Механический лубрикатор работает как насос с приводом от какой-либо качающейся части машины с переменным-возвратным движением. Устройство лубрикатора следующее (рис. 81). В цилиндре 11 перемещается скальчатый поршень 10, приводимый в движение штоком — шпинделем 3. Шпиндель 3 получает вращательное движение от червячного колеса 4. Так как шпиндель имеет винтовую нарезку, то при своем вращении он поднимает или опускает поршень 10, который в верхней части имеет выступ, не позволяющий ему

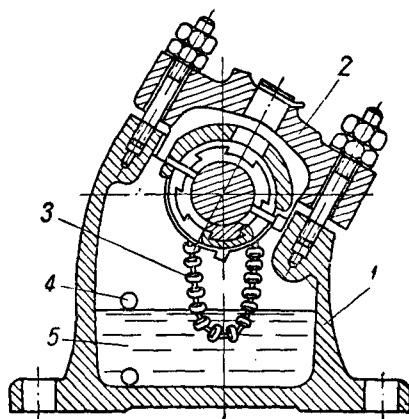


Рис. 79. Цепочечная смазка вала локомотива П-25.

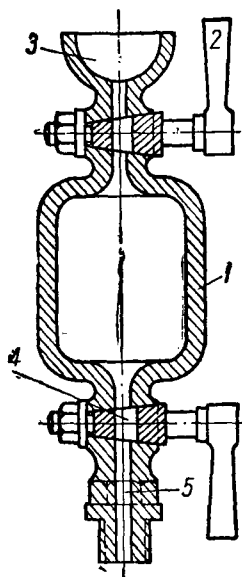


Рис. 80. Простая паровая масленка.

компаунд сложнее машин тандем, но работают спокойнее, так как момент, вращающий вал, изменяется за один оборот меньше, чем у машин тандем. Кроме того, у машины компаунд инерция возвратно-поступательно движущихся масс, приходящаяся на один кривошип, меньше, чем у машин тандем.

Машины тройного расширения иногда строят типа тандем-компаунд (рис. 5). Вертикальные многоцилиндровые машины обычно имеют цилиндры, расположенные рядом (рис. 19). Этот тип имеет значительное применение в судовых машинах. Цилиндр низкого давления иногда делают прямооточным.

§ 16. ДИАГРАММЫ МАШИН МНОГОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ

Работа пара, которая в машинах однократного расширения совершается в одном цилиндре, в машинах многократного расширения распределяется между несколькими цилиндрами, и индикаторную диаграмму машины многократного расширения можно получить, разделив диаграмму одноцилиндровой машины горизонтальными линиями на столько частей, сколько цилиндров имеет машина многократного расширения. Такая диаграмма представляет собой как бы совмещенные диаграммы отдельных цилиндров машин многократного расширения и называется совокупной диаграммой.

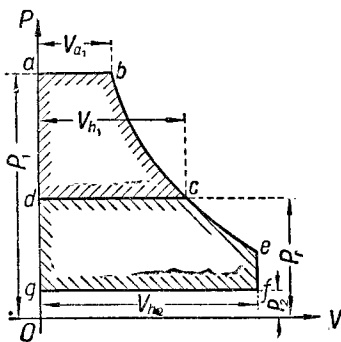


Рис. 20. Диаграмма образцового цикла машины двойного расширения.

На рис. 20 вычерчена такая совокупная теоретическая индикаторная диаграмма для разности давлений $p_1 - p_2$ при расширении пара до объема V_{h2} , который был бы у цилиндра машины однократного расширения. Разделив цикл работы между двумя цилиндрами машины двукратного расширения горизонталью cd , получаем для цилиндра высокого давления (ц. в. д.) диаграмму $abcd$ при падении давления от p_1 до p_r и для цилиндра низкого давления (ц. н. д.) диаграмму $cefgd$ при падении давления от p_r до p_2 . Работа, совершаемая в двух цилиндрах, по величине такая же, как и в одноцилиндровой машине с объемом цилиндра V_{h2} и перепадом давлений $p_1 - p_2$. Из совокупной диаграммы видно, что объем ц. в. д. должен быть V_{h1} , а объем ц. н. д. — V_{h2} . В этом случае степень наполнения ц. в. д. будет:

$$\epsilon' = \frac{V_{a1}}{V_{h1}},$$

а степень наполнения ц. н. д.

$$\epsilon'' = \frac{V_{h1}}{V_{h2}}.$$

Для машин многократного расширения вводят также понятие общей степени наполнения машины, приведенной к ц. н. д.

$$\epsilon = \frac{V_{a1}}{V_{h2}} = \frac{V_{a1}}{V_{h1}} \cdot \frac{V_{h1}}{V_{h2}} = \epsilon' \cdot \frac{V_{h1}}{V_{h2}} = \epsilon' \epsilon''.$$

Давление p_r соответствует давлению в ресивере, т. е. давлению выпуска из ц. в. д. в ресивер и давлению впуска в ц. н. д.

Проектируя и рассчитывая машину многократного расширения, надо подобрать давление в ресивере и определить отношение объемов цилиндров. Выбирая давление в ресивере, ставят такие задачи:

1. Уменьшение потерь на начальную конденсацию, что достигается при равенстве температурных перепадов в цилиндрах, т. е. $t_1 - t_r = t_r - t_2$, следовательно,

$$t_r = \frac{t_1 + t_2}{2}.$$

вращаться. Червячное колесо 4 приводится в движение червяком 6, на валу которого насажено храповое колесо 7. Рычаг 9 соединен с одной из переменновозвратно движущихся частей машины. Храповое колесо 7 и собачка 8 при каждом качании рычага 9 поворачивают храповик на 1—3 зуба, в зависимости от угла качания рычага. Цилиндр 11 через воронку 2 заполняется маслом, которое при опускании поршня 10 нагнетается в маслопровод 1. При заправке масленки поршень поднимается вручную вращением рукоятки 5.

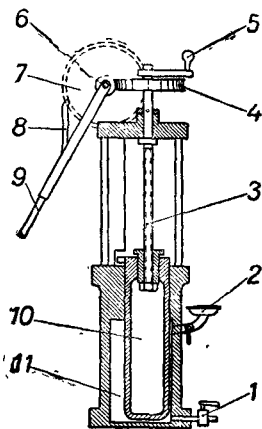


Рис. 81. Механический лубрикатор.

В хорошо сконструированных машинах применяется часто циркуляционная смазка. При циркуляционной смазке масло из одного общего сборника самотеком или насосом по маслопроводам подается к трущимся поверхностям, смазываемым маслом одного сорта. После смазки масло уходит обратно в сборник по другим маслопроводам, проходя отстойник, фильтр и холодильник. При такой системе получается непрерывная циркуляция масла. Преимущества такого способа смазки в том, что подаваемое в избытке масло не только производит смазку, но и охлаждает трущиеся поверхности. Благодаря закрытым маслопроводам и масленкам можно применять в этом случае масло с меньшей вязкостью.

В очень крупных паровых машинах, а также на паровозах применяются пресс-масленки с несколькими нагнетающими поршеньками, отдельно подающими смазку к различным частям машины.

ГЛАВА IX

КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ МАШИН

§ 44. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

Под термином «теплофикация» понимают централизованное теплоснабжение промышленности и коммунального хозяйства на базе комбинированного производства тепловой и силовой (электрической) энергии.

Чтобы выяснить экономическое значение теплофикации при комбинированной выработке силовой и тепловой энергии, рассмотрим показатели работы современной паросиловой установки. Для установки с паровой машиной, работающей перегретым паром с выпуском в конденсатор, т. е. в лучших условиях, к. п. д. котла $\eta_{\text{к}} = 0,85$; термический к. п. д. $\eta_{\text{т}} = 0,35$; индикаторный относительный к. п. д. $\eta_{\text{oi}} = 0,80$; механический к. п. д. $\eta_{\text{м}} = 0,9$. Значит, даже в такой паросиловой установке используется менее 25% тепла топлива. Самым низким из этих к. п. д. является термический к. п. д., величина которого для современных машин колеблется в пределах от 12 до 35%. Это вполне понятно, так как основной потерей в паросиловой установке является потеря тепла с отработавшим паром, которая составляет от 500 до 600 ккал/кг и которая зависит исключительно от состояния пара до и после машины.

Современная теплотехника, достигнув значительных успехов в конструировании паровой машины, приблизивших действительный процесс к образцовым циклам, пошла по новому пути повышения экономичности паросиловых установок. Путь этот — использование тепла отработавшего пара для теплофикации.

Если пар, выпускаемый из машины с теплосодержанием i_2^0 , направляется в нагревательные приборы, в которых это теплосодержание понижается до i_3 , то при удельном расходе пара d_e кг/эфф. л. с. час при к. п. д. нагревательных приборов $\eta_{\text{н}}$ и при удельном расходе топлива b_e кг/эфф. л. с. час (имеющего

2. Обеспечение максимальной равномерности хода машины, получаемое при равенстве работ в цилиндрах. В этом случае на совокупной диаграмме (рис. 20) площадь $abcd$ равна площади $cefgd$.

3. Создание равных наибольших давлений на поршень в каждом цилиндре, для чего при площади поршня с. в. д. F_1 и с. в. д. F_2 надо выдержать следующее условие

$$F_1 (p_1 - p_r) = F_2 (p_r - p_2).$$

Выдержать все три условия практически затруднительно и поэтому для машин компаунд стараются обеспечить равномерный ход и, следовательно, выдержать в первую очередь второе условие. Для машин тандем, у которых давление пара на поршни передается на один кривошип, второе и третье условие необязательны, и для них выдерживают первое условие.

В машинах двукратного расширения принимают

$$\frac{V_{h1}}{V_{h2}} = \frac{1}{2,8} \div \frac{1}{4,0}; \quad \frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{1,68} \div \frac{1}{2,00}. \quad (16,1)$$

В машинах тройного расширения:

$$\frac{V_{h1}}{V_{h2}} = \frac{V_{h2}}{V_{h3}} = \frac{1}{2,1} \div \frac{1}{2,8}; \quad \frac{D_1}{D_2} = \frac{D_2}{D_3} = \frac{1}{1,45} \div \frac{1}{1,68}. \quad (16,2)$$

В ресивере машины многократного расширения давление пара непостоянно, так как когда ресивер соединен только с с. в. д., то пар, выходящий из этого цилиндра в ресивер, повышает в нем давление. Когда ресивер соединен только с с. н. д., то давление в ресивере понижается, так как часть пара из него уходит в с. н. д. Бывают периоды, когда ресивер соединен с обоими цилиндрами, и пар перетекает через ресивер из с. в. д. в с. н. д. При этом в зависимости от скоростей движения поршней в данный момент пар будет расширяться или сжиматься и, следовательно, давление в ресивере также будет изменяться.

Поэтому, чтобы не допустить значительных колебаний давления в ресивере и в общающемся с ним в данный момент цилиндре, необходимо, чтобы ресивер имел достаточный объем. Обычно принимают:

$$V_r = (1 \div 1,5) V_{h1}. \quad (16,3)$$

В машинах компаунд с углом между кривошипами 180° и в машинах тандем выпуск из с. в. д. часто совпадает по времени со впуском в с. н. д., и потому объем ресивера у этих машин делают возможно меньшим (теоретически он может быть равным нулю).

Для исследования процессов изменения состояния пара в цилиндрах машины многократного расширения и для построения индикаторных диаграмм этих машин надо в каждый момент знать величину объема пара в цилиндрах. Для этого строятся объемные диаграммы, на которых графически представляется изменение объема пара в цилиндрах, как функция времени, или положения кривошипа.

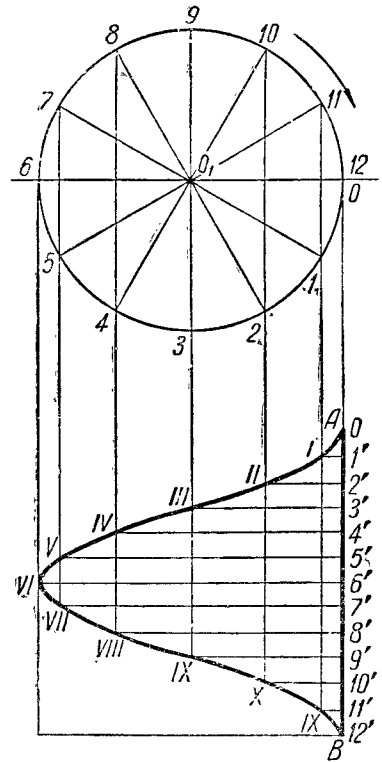


Рис. 21. Построение объемной диаграммы машины тандем или машины компаунд с углом между кривошипами 180° .

теплотворную способность Q_H^p) полный к. п. д. машины и нагревательных приборов будет равен:

$$\eta_{\text{тепл}} = \frac{632,3 + \eta_H(i_2^0 - i_3)d_e}{b_e Q_H^p} \quad (44,1)$$

Если, например, отработавший пар паровой машины с давлением 1,2 *ата* используется в нагревательных приборах, имеющих к. п. д. $\eta_H = 0,95$, до конденсации в них при атмосферном давлении, то для такой установки $i_2^0 = 580$ ккал/кг; $i_3 = 100$ ккал/кг. Если при этом удельные расходы пара и топлива $d_e = 7,5$ кг/эфф. л. с. час; $b_e = 0,9$ кг/эфф. л. с. час, то, приняв теплотворную способность топлива $Q_H^p = 7000$ ккал/кг, получим:

$$\eta_{\text{тепл}} = \frac{632,3 + 0,95(580 - 100) \times 7,5}{0,9 \times 7000} = 0,65.$$

В то время, как такая же машина, но работающая без использования тепла отработавшего пара, будет иметь к. п. д. всего лишь:

$$\eta_{\text{экон}} = 0,1.$$

Из рассмотренного примера видно, что общий к. п. д. теплофикационной машины весьма высок и превышает даже к. п. д. лучших установок с двигателями внутреннего сгорания. Кроме того, при теплофикации уменьшаются капиталовложения и расход металла за счет укрупнения установок и совмещения отопительных котельных с котельными электростанций; снижаются эксплуатационные расходы и уменьшается количество рабочей силы, необходимой для энергетике и теплоснабжения; разгружается транспорт вследствие применения местных видов топлива и сокращения дальности его перевозок; уменьшается пожарная опасность; улучшаются санитарно-гигиенические условия в населенных пунктах и на производственных предприятиях; снижается стоимость как электрической, так и тепловой энергии в результате значительного повышения к. п. д.

Как было указано при рассмотрении классификации и типов паровых машин, теплофикационные машины могут быть с конечным отбором пара или, как их иногда называют, с противодавлением и с промежуточным отбором пара.

Теплофикационными машинами с конечным отбором пара называют машины, у которых весь отработавший пар полностью направляется в теплосеть для теплофикации.

Теплофикационные машины с промежуточным отбором пара — это машины многократного, чаще двукратного расширения, у которых часть пара, отработавшего в ц. в. д., отбирается для теплофикации, а часть направляется в ц. н. д. и после совершения работы в нем поступает в конденсатор. Иногда такие машины называют теплофикационно-конденсационными.

Машины с конечным отбором пара выгодно применять в том случае, если весь отработавший пар может быть использован для теплофикации. Если для теплофикации требуется количество пара, меньшее чем проходящее через машину, или тепловая нагрузка колеблется в значительных пределах, то применяют машины с промежуточным отбором.

§ 45. КОНСТРУКЦИЯ И РАБОТА ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ МАШИН

Теплофикационные машины с конечным отбором конструктивно не отличаются от обычных паровых машин. В большинстве это одноцилиндровые машины, отработавший пар которых при давлении выше атмосферного направляется в тепловую сеть. Величина давления в конечном отборе (противодавление) выбирается в зависимости от требований производства. Чаще всего давление пара при конечном отборе 1,5—3 *ата*, но применяются установки, в

Объемная диаграмма строится следующим образом (рис. 21). Из центра O_1 описывается окружность так, чтобы ее диаметр равнялся рабочей длине индикаторной диаграммы. Эта окружность является окружностью вращения кривошипа. Под окружностью строится вертикаль AB , представляющая в произвольно выбранном масштабе время одного оборота. Окружность делится на несколько равных частей ($12 \div 16$) и на такое же число равных отрезков делится вертикаль AB . Отрезки $A1'$; $1'2'$; $2'3'$... представляют собою время, за которое кривошип переходит из положения O_1O в положение 1, из положения 1 в положение 2 и т. д. Проводя вертикали из точек 0 ; 1 ; 2 ; 3 ... до пересечения с соответствующими горизонталями под окружностью, получим ряд точек I ; II ; III ..., которые соединяются плавной кривой. Отрезки $1'I$; $2'II$; $3'III$... в выбранном масштабе дают объем цилиндра, участвующий в процессе при соответствующих положениях кривошипа. Так как пары точек 1 и II ; 2 и IO ; 3 и 9 ... лежат каждая на одной вертикали, то для построения объемной диаграммы достаточно строить только полуокружность $0-6$.

§ 17. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ МАШИН МНОГОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ

Индикаторную диаграмму для машины тандем или компаунд с кривошипами, расположенными под углом 180° , строят следующим образом (рис. 22):

1. Подбирают отношение объемов цилиндров по совокупной диаграмме или по формуле (16, 1).

2. Объем ресивера обычно принимают

$$V_r = (1,0 \div 1,5) V_{h1}.$$

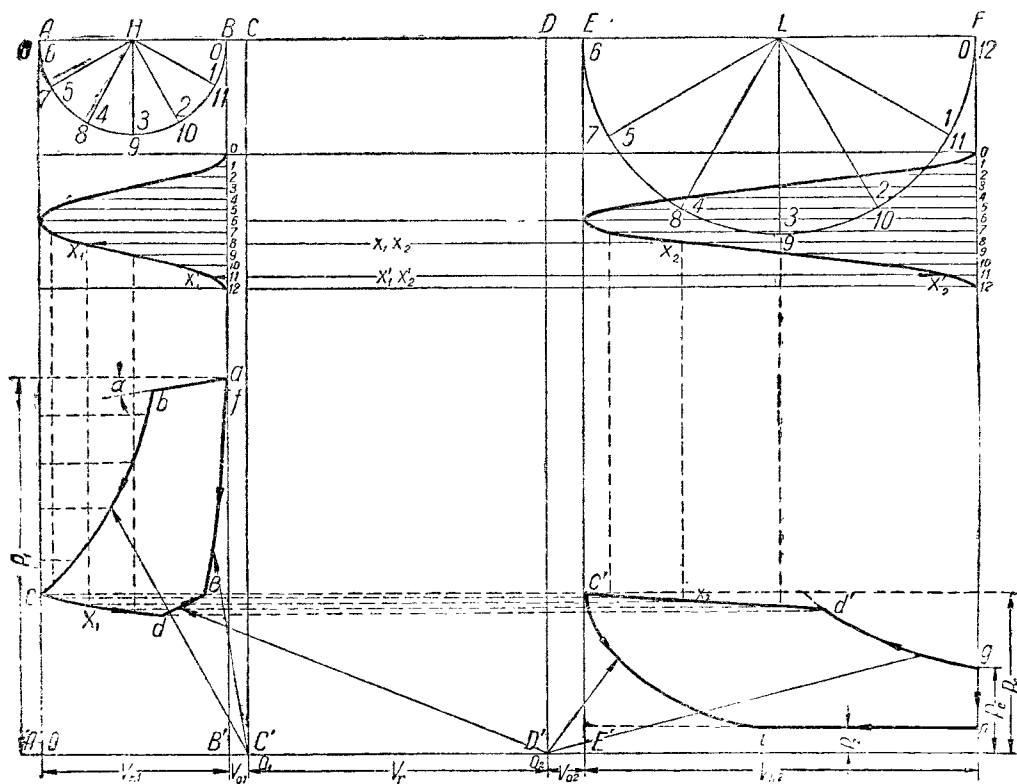


Рис. 22. Построение индикаторной диаграммы машины тандем или компаунд с углом между кривошипами 180° .

которых отработавший пар имеет давление 6—8 *атм*. С увеличением давления выпуска необходимо повышать давление острого пара, что при современных достижениях техники в области высоких давлений не представляет затруднений.

В машинах с концевым отбором пара, при постоянном давлении впуска, с увеличением противодействия расход пара увеличивается, так как при этом

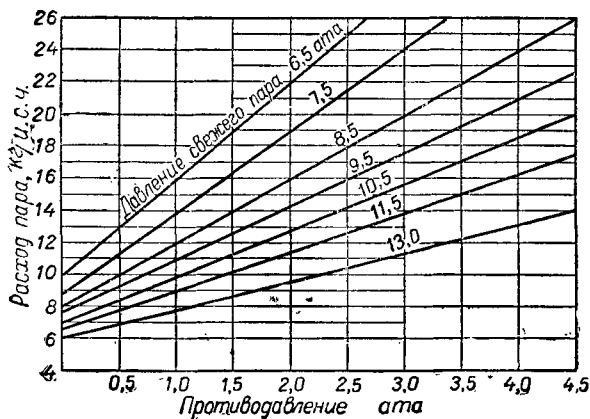


Рис. 82. Расход пара паровой машины в зависимости от величины противодействия.

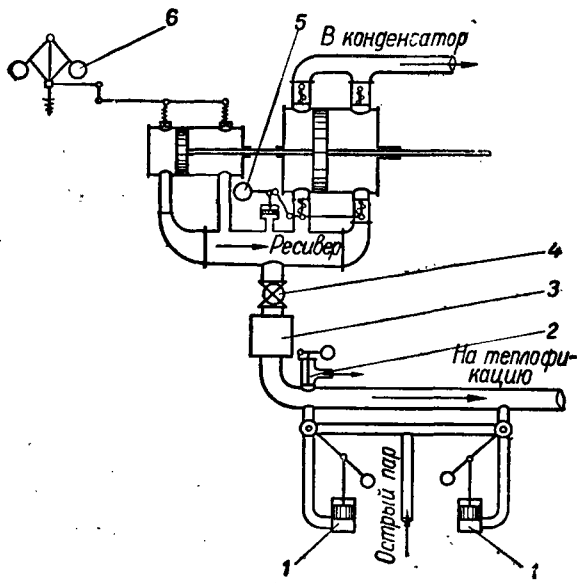


Рис. 83. Схема паровой машины с промежуточным отбором пара.

уменьшается располагаемый теплоперепад $i_1 - i_2$. Однако, если повышать давление свежего пара одновременно с увеличением противодействия, то можно не только сохранить расход пара на одном уровне, но даже и понизить его. На рис. 82 представлен полученный опытным путем график изменения расхода пара в зависимости от величины давлений впуска и выпуска.

В паровых машинах с концевым отбором степень наполнения должна быть больше, чем в конденсационных машинах, чтобы давление в конце расширения всегда было больше, чем давление выпуска. Чтобы избежать петель отрицательной работы в конце расширения, применяют большое предварение выпуска. По тем же причинам в машинах с концевым отбором сжатие должно быть незначительным, и поэтому прямоточные машины в этом случае неприменимы.

При применении машин с концевым отбором, для удовлетворения потребителей с переменными режимами работы, желательно применение паровых аккумуляторов, которые заряжаются при снижении теплового потребления и разряжаются при его возрастании.

Машины с промежуточным отбором — это почти исключительно машины двукратного расширения, хотя имеются и одноцилиндровые машины, в которых часть пара отбирается во время расширения или сжатия, но они распространения не получили.

На рис. 83 представлена схема двухцилиндровой машины с промежуточным отбором. Впуск пара в ц. в. д. управляется регулятором скорости 6. Отработавший в ц. в. д. пар выходит в ресивер, давление в котором устанавливается в зависимости от требований производства и поддерживается постоянным регулятором давления 5. Часть пара из ресивера через запорный вентиль 4 направляется в тепловую сеть. По пути пар проходит маслоотделитель 3.

3. На диаграмме по верхней горизонтали в выбранном масштабе откладывают отрезки: $AB = V_{h1}$ — объем ц. в. д.; $BC = V_{o1}$ — объем вредного пространства ц. в. д.; $CD = V_r$ — объем ресивера; $DE = V_{o2}$ — объем вредного пространства ц. н. д. и $EF = V_{h2}$ — объем ц. н. д.

На отрезках AB и EF строят объемные диаграммы ц. в. д. и ц. н. д. По оси ординат в соответствующем масштабе откладывают давления: p_1 — впуска в ц. в. д.; p_e — конца расширения в ц. н. д. и p_2 — выпуска из ц. н. д.

Линию впуска в ц. в. д. проводят как горизонталь или как наклонную линию под углом α к горизонтали, причем $\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{8} \div \frac{1}{6}$. Положение точки b определяют по заданной степени наполнения ц. в. д. ϵ' или предварительно находят по совокупной диаграмме. Кривую расширения bc строят по закону

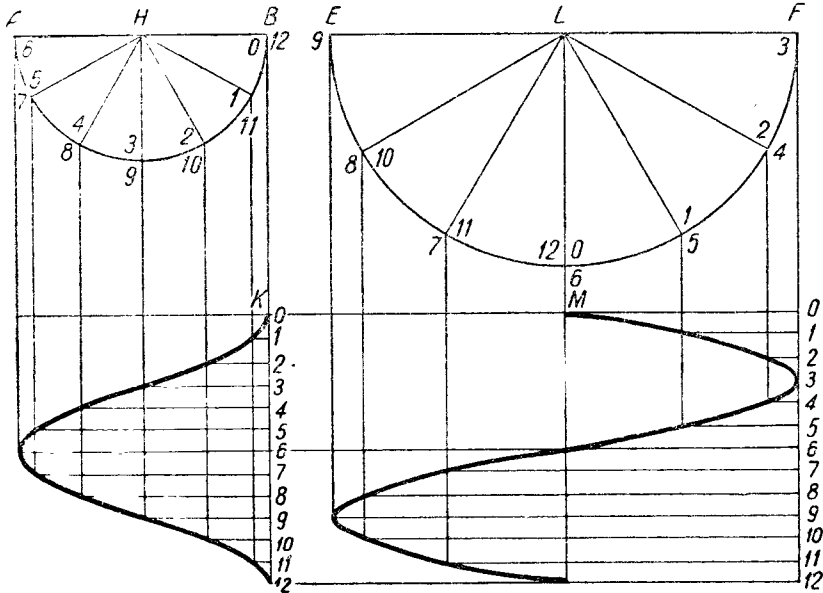


Рис. 23. Построение объемной диаграммы машины компаунд с углом между кривошипами 90° .

$pV^k = \text{const}$ из полюса O_1 . Ордината точки c определяет в выбранном масштабе давление в ресивере p_r . При обратном ходе поршня из точки c начинается совместный процесс выпуска из ц. в. д. (линия cd) и впуска в ц. н. д. (линия $c'd'$). Эти линии строят одновременно по точкам для различных положений поршня ц. в. д. при давлениях пара, определяемых по уравнению $p_x = p_r \frac{AE}{x_1 x_2}$, причем расстояния x_1, x_2 , выражающие соответствующий объем пара, берут по объемным диаграммам. Для определения конца впуска в ц. н. д. (точка d') строят кривую расширения от g к d' по закону $pV = \text{const}$ из полюса O_2 до пересечения с линией $c'd'$. В точках d и d' заканчивается линия совместного процесса выпуска пара из ц. в. д. и впуска в ц. н. д. и в дальнейшем выпуск из ц. в. д. происходит только в ресивер. Давление в ц. в. д. будет повышаться до давления ресивера p_r и кривую de конца выпуска строят как процесс сжатия пара по закону $pV = \text{const}$ из полюса O_2 . После повышения давления до p_r в ц. в. д. начинается сжатие. Линию сжатия ef строят по закону $pV = \text{const}$ из полюса O_1 до конца хода поршня — точка f . Пренебрегая предварением впуска, начало впуска строится как вертикаль fa . Линию начала выпуска из ц. н. д., пренебрегая предварением выпуска, строят как вертикаль gh , а выпуск как горизонталь hi .

Точка i находится на пересечении линии hi с кривой сжатия $c'i$, которая строится из точки c' по закону $pV = \text{const}$ из полюса O_2 .

К трубопроводу тепловой сети подключена магистраль свежего пара, давление которого понижается редукционными клапанами 1. Левый клапан автоматически подает острый пар из котла, когда временно оказывается недостаточным количество пара, поступающее из машины, а правый подает пар только при остановке машины или ее работе на чисто конденсационном режиме. Взаимное действие регулятора скорости и регулятора давления позволяют поддерживать постоянную мощность машины при переменном отборе пара или постоянный отбор пара при переменной мощности машины. На трубопроводе тепловой сети установлен предохранительный клапан 2 на случай резкого повышения давления вследствие выключения сразу нескольких потребителей тепла.

Для каждой машины, работающей с промежуточным отбором пара, можно установить соотношение между ее мощностью и количеством отбираемого пара. Обычно эти соотношения выражаются графически, на диаграммах отбора пара. Такая диаграмма представлена на рис. 84 для локомотива СТК-350 при максимальной паропроизводительности котла $D = 2200$ кг/час. На диаграмме дана зависимость между величиной отбора пара $D_{отб}$ в кг/час и мощностью N_e в эф. л. с., а также величина возможной доли отбираемого пара $\varphi = \frac{D_{отб}}{D}$ при различных мощностях машины локомотива.

Пользуясь такой диаграммой, можно, например, определить, какой полный расход пара D кг/час будет у локомотива СТК-350 при мощности $N_e = 320$ л. с. и отборе пара $D_{отб} = 500$ кг/час. На оси абсцисс находим мощность 320 л. с., а на линии $D_{отб} = 500$ кг/час находим точку А. Проектируя ее на ось ординат, направо находим, что полный расход пара будет $D \approx 2015$ кг/час.

Тепло отработавшего пара может быть использовано для самых разнообразных целей. Особенно широки области применения теплофикационных двигателей на предприятиях химической и пищевой промышленности.

Для отопления может быть использовано тепло отработавшего пара низкого давления, что дает возможность во многих случаях применять конденсационные машины. Для приготовления горячей воды, используемой для промышленных целей при различных технологических процессах, температура воды должна быть $80 \div 100^\circ$, и здесь целесообразно применять машины с малым разрежением в конденсаторе или машины с концевым отбором невысокого давления. Для целей варки на таких производствах, как свеклосахарное, рафинадное, целлюлозно-бумажное, красочное и др. требуется пар давлением выше $2 \div 3$ ата, и в этом случае возможно применение машин как с концевым, так и с промежуточным отбором пара. При нагреве воздуха, используемого для целей сушки и вентиляции, возможно применять машины со значительным разрежением в конденсаторе. К таким производствам относятся пивоваренное, лесобработывающее и некоторые сельскохозяйственные.

Кроме того, пар низкого потенциала из промежуточного отбора может

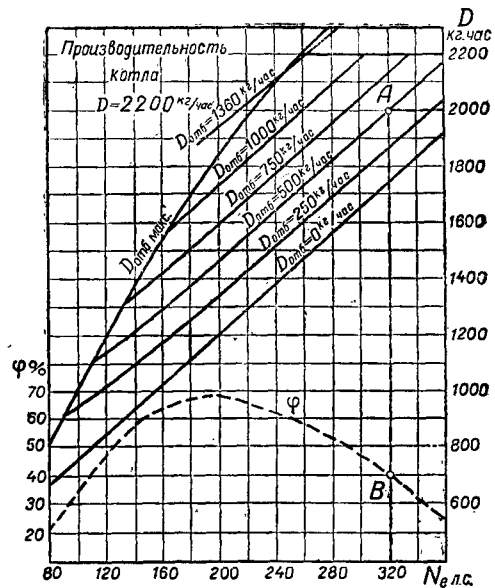


Рис. 84. Диаграмма режимов локомотива СТК-350.

Индикаторные диаграммы машин компаунд с углом между кривошипами 90° , строятся аналогично с диаграммами машин, с углом между кривошипами 180° , но для них объемные диаграммы строят, исходя из разных точек, так как при мертвом положении поршня ц. в. д. поршень ц. н. д. находится в среднем положении. Поэтому объемную кривую ц. в. д. строят, начиная из точки K (мертвое положение поршня), а объемную кривую ц. н. д. строят, начиная из точки M (середина хода поршня) (рис. 23).

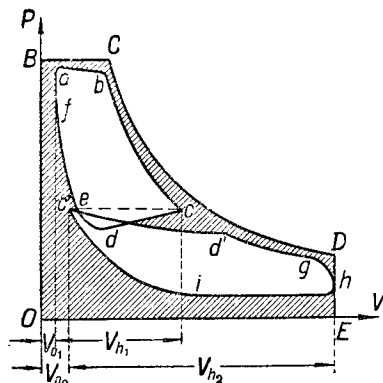


Рис. 24. Совмещенная индикаторная диаграмма.

Для представления о всей работе пара в цилиндрах машины многократного расширения, иногда совмещают практические индикаторные диаграммы всех цилиндров в одной системе координат pV , т. е. производится операция, обратная разделению совокупной индикаторной диаграммы на несколько частей. Для совмещения масштабы давлений и объемов диаграмм всех цилиндров приводят к одинаковым. Чаще всего оставляют без изменения длину диаграмм ц. в. д. и масштаб давлений ц. н. д. После построения диаграмм всех цилиндров в одинаковых масштабах (рис. 24) для сравнения их с диаграммой одноцилиндровой машины, работающей при тех же параметрах пара, строят совокупную диаграмму $OBCDE$. При этом линию BC проводят на высоте котлового давления, а линию DE на расстоянии $OE = V_{o2} + V_{h2}$ от начала координат. Линию расширения строят по закону $pV^k = \text{const}$ через точку C , причем расстояние BC должно соответствовать объему фактически (по данным испытания) израсходованного пара на одну полость за один оборот вала.

Задание для самостоятельного выполнения

По индикаторным диаграммам ц. в. д. и ц. н. д. (рис. 25) построить совокупную индикаторную диаграмму и определить величину суммарного среднего индикаторного давления, отнесенного к ц. н. д. Рабочие объемы цилиндров $V_{h1} = 0,0024 \text{ м}^3$ и $V_{h2} = 0,0062 \text{ м}^3$.

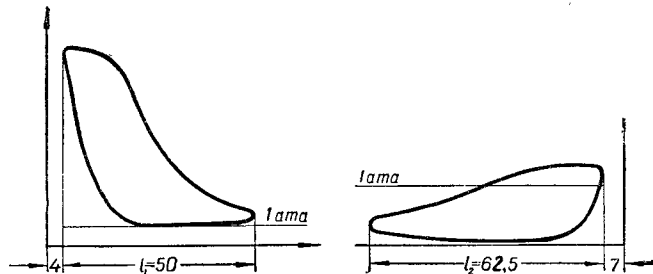


Рис. 25. Индикаторные диаграммы ц. в. д. и ц. н. д. (к заданию). Уменьшено в два раза.

Масштабы давлений на диаграмме: ц. в. д. $5 \text{ мм} = 1 \text{ кг/см}^2$, а ц. н. д. $16 \text{ мм} = 1 \text{ кг/см}^2$.

§ 18. МОЩНОСТЬ И РАСХОД ПАРА МАШИНЫ МНОГОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ

Мощность машины многократного расширения определяется аналогично мощности машин однократного расширения, как сумма мощностей ц. в. д. и ц. н. д. Если F_1' и F_1'' — рабочие площади поршня ц. в. д.; F_2' и F_2'' — рабочие площади поршня ц. н. д.; p'_{i1} и p''_{i1} — средние индикаторные давления на пор-

шень ц. в. д. и p'_{i2} и p''_{i2} — средние индикаторные давления в ц. н. д., то индикаторная мощность машины двойного расширения

$$N_i = \frac{c_m}{2 \times 75} (F'_1 p'_{i1} + F''_1 p''_{i1} + F'_2 p'_{i2} + F''_2 p''_{i2}) \text{ л. с.} \quad (18,1)$$

Если обозначить суммарное среднее индикаторное давление, отнесенное к ц. н. д., через p_i , то:

$$p_i = p_{i2} + \frac{V_{h1}}{V_{h2}} p_{i1} = p_{i2} + \frac{F_1}{F_2} p_{i1}, \quad (18,2)$$

тогда

$$N_i = \frac{c_m}{2 \times 75} (F'_2 p'_i + F''_2 p''_i) \text{ л. с.} \quad (18,3)$$

Если пренебречь некоторой разностью в размерах площадей поршня со стороны крышки и со стороны вала и принять, что

$$F'_2 = F''_2 = F_2$$

и

$$p'_i = p''_i = p_i,$$

то

$$N_i = \frac{c_m}{75} F_2 p_i \text{ л. с.} \quad (18,4)$$

или

$$N_i = \frac{c_m}{102} F_2 p_i \text{ квт.} \quad (18,5)$$

Скорость поршня при проектировании машины выбирается в зависимости от заданного числа оборотов n и хода поршня s

$$c_m = \frac{sn}{30}.$$

У машин многократного расширения обычно принимают скорость поршня $2 \div 4 \text{ м/сек}$ и у быстроходных машин — до 5 м/сек .

Решая уравнения (18,4) и (18,5) относительно F , находим для N_i в л. с.

$$F_2 = \frac{75 N_i}{c_m p_i}; \quad (18,6)$$

для N_i в квт

$$F_2 = \frac{102 N_i}{c_m p_i}. \quad (18,7)$$

При приближенных расчетах можно принять, что

$$F_2 = 0,96 \frac{\pi D_2^2}{4} \approx 0,75 D_2^2$$

и, следовательно,

$$\frac{0,96 \pi D_2^2}{4} = \frac{75 N_i}{c_m p_i},$$

откуда при мощности в л. с.

$$D_2 = \sqrt{\frac{300 N_i}{0,96 \pi c_m p_i}} \approx 10 \sqrt{\frac{N_i}{c_m p_i}} \text{ см.} \quad (18,8)$$

При мощности в квт

$$D_2 = 13,6 \sqrt{\frac{N_i}{c_m p_i}} \text{ см.} \quad (18,9)$$

Отношение $\frac{s}{D_2} = k$ принимают равным:

для горизонтальных тихоходных машин	0,9 ÷ 1,8
» вертикальных тихоходных машин	0,6 ÷ 0,9
» горизонтальных быстроходных машин	0,7 ÷ 1,1
» вертикальных быстроходных машин	0,5 ÷ 0,7

быть использован и для силовых целей, как, например, паровые молоты, компрессоры, прессы по обработке металла, работающие паром при давлении $1,5 \div 5 \text{ атм}$.

§ 46. ЛОКОМОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Локомобиль — это паросиловая установка, в которой котельный агрегат и паровая машина смонтированы вместе и представляют одно целое. В силу этих особенностей локомобиль сравнительно с другими паромашинными установками имеет ряд преимуществ.

Основными достоинствами локомобиля являются небольшой вес установки на единицу мощности, простая конструкция и надежность в работе, упрощенный и быстрый ремонт, достаточно высокая экономичность установки ($\eta_{\text{юн}} = 15 \div 18\%$).

В связи с указанными особенностями локомобиля широко применяются в различных отраслях народного хозяйства. В ряде предприятий различных отраслей промышленности локомобиль, как первичный двигатель, играет ведущую роль. К таким отраслям промышленности относятся лесопромышленная, целлюлозно-бумажная, добыча торфа, первичная обработка волокна, пищевая промышленность, добыча золота, серебра и платины, сельское хозяйство и предприятия местной промышленности.

Все существующие конструкции локомобилей можно отнести к двум типам:

1) передвижные — облегченной конструкции, сравнительно небольшой мощности (до 50 *эфф. л. с.*, в редких случаях до 75 *эфф. л. с.*); такие локомобили обычно устанавливаются на колесном ходу и легко перевозятся с одного места на другое;

2) стационарные, устанавливаемые на постоянном фундаменте. Такие установки иногда называют полулокомобилями. Стационарные локомобили строятся больших мощностей, чем передвижные: обычно от 100 *эфф. л. с.* до 600 *эфф. л. с.* и (редко) больше в одном агрегате.

Несмотря на то, что дореволюционная Россия нуждалась в значительном количестве локомобилей различных типов и мощностей, строительство их постоянно производилось только на одном Людиновском заводе. До Великой Октябрьской социалистической революции большинство локомобилей ввозилось из-за границы.

После Великой Октябрьской социалистической революции Людиновский завод был значительно расширен и переоборудован и стал одним из передовых заводов в области локомобилестроения. В годы сталинских пятилеток были построены Херсонский и Красноярский заводы и в последние годы — Сызранский и Могилевский.

Локомобили Людиновского завода классов А и Д работают насыщенным паром. Локомобили А одноцилиндровые, а Д — сдвоенные. Сейчас они не строятся и заменены более совершенными класса П, у которых применен перегрев пара и число оборотов доведено до 300 в одну минуту.

До 1941 г. советские заводы выпускали передвижные локомобили П-1 и П-3, а в период 1945—1947 гг. Сызранский, Людиновский и Херсонский заводы строили локомобили 4ЛП-20. Эти локомобили теперь сняты с производства и заменены типом П-25. Херсонский завод строит также локомобили типа ЛП-38 и ЛП-75, у которых коробчатые золотники заменены цилиндрическими с внутренним впуском пара и применено жесткое соединение цилиндра с котлом. Смазка основных частей локомобиля центробежная.

На рис. 85 представлен передвижной локомобиль типа П-25 мощностью 25 *л. с.*

Стационарные локомобили класса ЛМ, строившиеся до 1938 г., теперь заменены более совершенными локомобилями класса СК. Это вполне современные локомобили с машинами двойного расширения, работающие перегретым до

Формулы от (18,6) до (18,9) распространяются и на машины тройного расширения. В этом случае

$$p_i = p_{i3} + p_{i2} \frac{V_{h2}}{V_{h3}} + p_{i1} \frac{V_{h1}}{V_{h3}},$$

а значения D_2 и F_2 соответствуют ц. н. д.

Механический к. п. д. машин многократного расширения берется на 2—3% меньше значений, принимаемых для машин однократного расширения.

Пример 5. Проектируемая вертикальная машина компаунд должна иметь мощность 200 л. с. при 300 об/мин. Среднее индикаторное давление в ц. в. д. 4,93 кг/см² и в ц. н. д. 1,36 кг/см². Определить основные размеры цилиндров машины.

Решение. Принимаем по (16,1)

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{1,8}; \quad \frac{V_{h1}}{V_{h2}} = \frac{1}{3,24}.$$

Тогда по (18,2) суммарное среднее индикаторное давление, отнесенное к ц. н. д.,

$$p_i = p_{i2} + \frac{V_{h1}}{V_{h2}} p_{i1} = 1,36 + \frac{1}{3,24} 4,93 = 2,88 \text{ кг/см}^2.$$

Среднюю скорость поршня принимаем равной 3,0 м/сек.

Диаметр ц. н. д. по (18, 8):

$$D_2 = 10 \sqrt{\frac{N_i}{c_m p_i}} = 10 \sqrt{\frac{200}{3,0 \times 2,88}} = 48,0 \text{ см} = 480 \text{ мм} = 0,48 \text{ м}.$$

Ход поршня

$$s = \frac{30c_m}{n} = \frac{30 \times 3,0}{300} = 0,30 \text{ м} = 300 \text{ мм};$$

$$k = \frac{s}{D_2} = \frac{0,30}{0,48} = 0,625,$$

что соответствует принятым значениям k .

По ранее принятому $\frac{D_2}{D_1} = 1,8$,

$$D_1 = \frac{D_2}{1,8} = \frac{480}{1,8} = 267 \text{ мм} = 0,267 \text{ м}.$$

Расход пара многоцилиндровыми машинами определяется так же, как и для машин однократного расширения.

Полезный расход пара по формуле (11,1)

$$D' = V_{h1} [(\sigma'_0 + \varepsilon') \gamma_{i1} - (\sigma'_0 + \sigma') \gamma_{i2}] 120 \text{ л}.$$

Удельный расход пара на начальную конденсацию и на пропуски определяется по тем же формулам (11,3) и (11,4), что и для одноцилиндровой машины при соответственно других коэффициентах.

Задачи для самостоятельного выполнения

1. Определить суммарное среднее индикаторное давление машины трехкратного расширения, отнесенное к ц. н. д., у которой диаметр ц. в. д. 200 мм, диаметр ц. с. д. 300 мм и диаметр ц. н. д. 430 мм. Среднее индикаторное давление в ц. в. д. 6,8 кг/см²; в ц. с. д. 2,85 кг/см²; в ц. н. д. 1,41 кг/см². *Отв.: $p_i = 4,27$ кг/см².*

2. Локомотив СК-140 имеет машину компаунд, у которой диаметр ц. в. д. 220 мм; диаметр ц. н. д. 430 мм; ход поршня 410 мм. Нормальное число оборотов 250 об/мин. Среднее индикаторное давление ц. в. д. 5,31 кг/см², ц. н. д. 1,19 кг/см². Определить индикаторную и эффективную мощности машины локомотива, приняв механический к. п. д. равным 0,83. *Отв.: $N_i = 168$ л. с.; $N_e = 140$ л. с.*

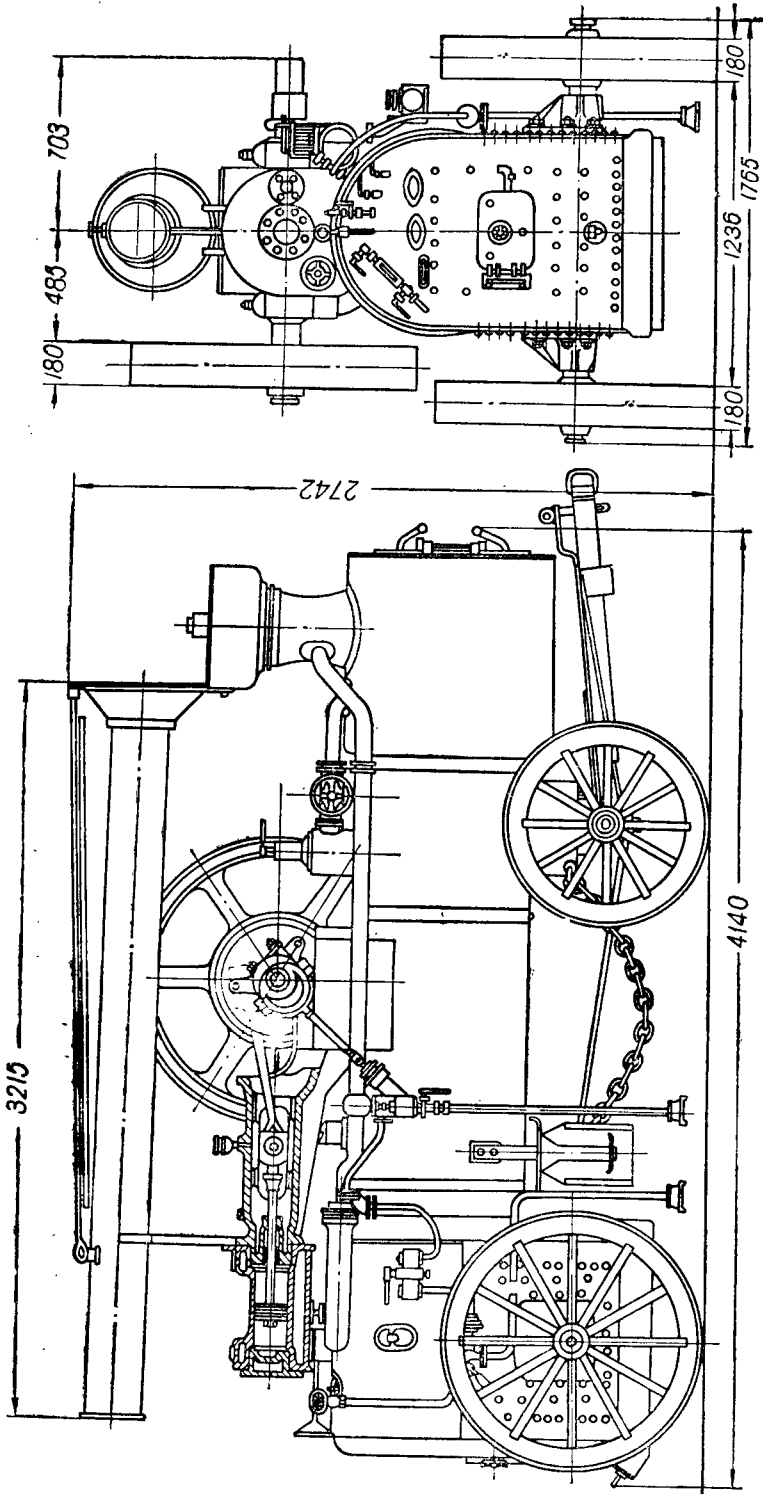


Рис. 85. Передвижной локомотив П-25.

ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

§ 19. НАЗНАЧЕНИЕ И ТИПЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Для того чтобы работа пара в полости цилиндра осуществлялась по циклу, изображенному на индикаторной диаграмме (см. рис. 8, стр. 18) необходимо, чтобы при определенных положениях поршня происходили:

начало впуска	—	точка <i>A</i> ,
конец »	—	» <i>C</i> ,
начало выпуска	—	» <i>D</i> ,
конец »	—	» <i>F</i> .

Органами парораспределения, осуществляющими впуск и выпуск пара в полости цилиндра, могут служить золотники, клапаны и краны. В прямоходных машинах выпуск управляется непосредственно поршнем.

Золотник открывает канал, перемещаясь по поверхности, называемой золотниковым зеркалом. Клапан открывает канал, поднимаясь над своей опорной поверхностью. Кран открывает канал, находящийся в его втулке, поворачиваясь внутри этой втулки.

Парораспределение может быть с двумя, четырьмя и тремя каналами — путями для пара. Два пути для пара имеет золотниковое парораспределение, четыре — клапанное и крановое. В прямоходных машинах два канала служат для впуска в каждую полость цилиндра, а отработавший пар выходит по среднему, общему для обеих полостей, каналу, открываемому и закрываемому поршнем.

Внутренними органами парораспределения называют части, омываемые паром, а внешними — органы, приводящие в движение внутренние.

§ 20. ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ КОРОБЧАТЫМ ЗОЛОТНИКОМ

Простейшим органом парораспределения является коробчатый золотник без перекрыш (рис. 26). Цилиндр машины сбоку или сверху имеет прилив,

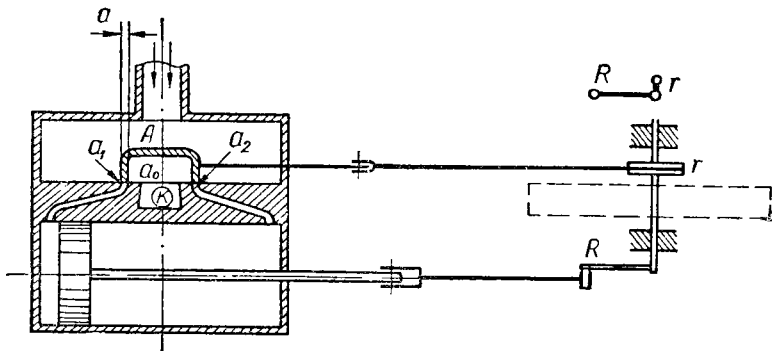


Рис. 26. Парораспределение коробчатым золотником без перекрыш.

заканчивающийся плоскостью, называемой золотниковым зеркалом. Пар из котла поступает в золотниковую коробку. На зеркало выходят два сквозных канала a_1 и a_2 , ведущих внутрь цилиндра, и один канал a_0 в виде углубления, имеющий боковое сообщение κ с пространством, в которое производится выпуск пара. По золотниковому зеркалу возвратно-поступательно движется золотник *A*, представляющий собой опрокинутую коробку с толщиной стенок, равной ширине каналов *a*. В движение золотник приводится от коренного вала кривошипным механизмом специального устройства.

При мертвых положениях поршня золотник находится в среднем положении и закрывает оба канала *a*. При движении поршня (на чертеже вправо)

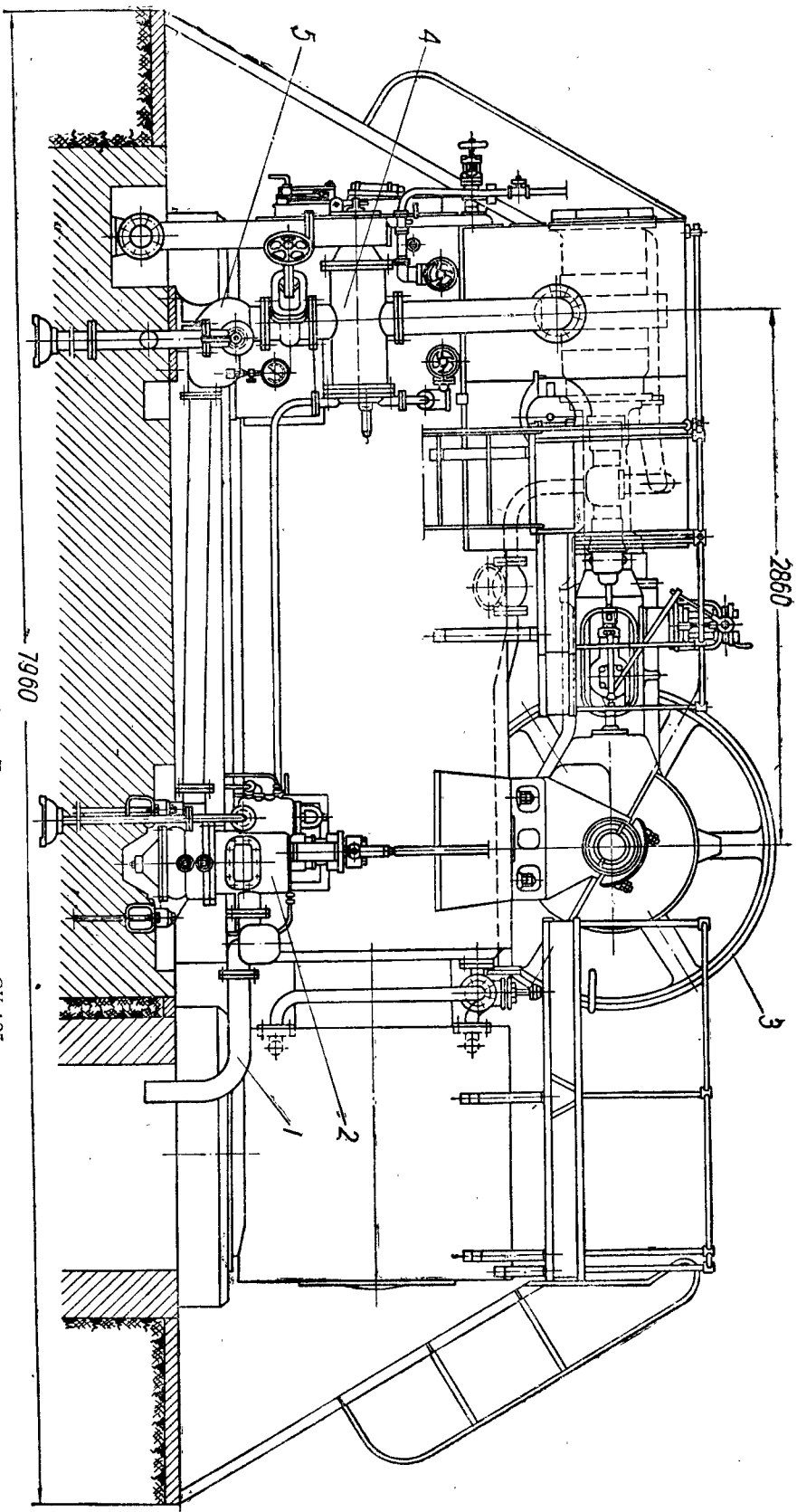


Рис. 86. Стационарный локомотив Лудинского завода СК-125:
 1—слив; 2—мотороводящий насос; 3—маховик-шків для снятия мощности; 4—конденсатор-водоподогреватель; 5—центробежный насос.

золотник тоже движется вправо и открывает канал a_1 для впуска пара из золотниковой коробки в цилиндр, а канал a_2 — для выпуска пара из цилиндра под золотник и через канал a_0 наружу. При среднем положении поршня золотник достигает крайнего положения и начинает обратное движение. Двигаясь обратно, золотник закрывает каналы a_1 и a_2 и при правом крайнем положении поршня снова находится в среднем положении. При дальнейшем движении золотника влево канал a_2 открывается для впуска, а канал a_1 — для выпуска.

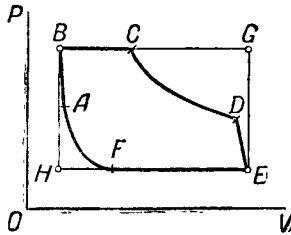


Рис. 27. Индикаторные диаграммы машин без расширения и с расширением пара.

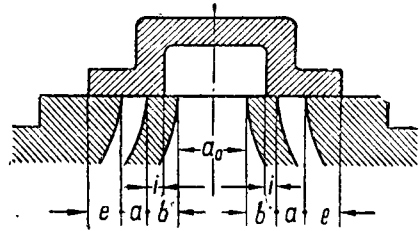


Рис. 28. Коробчатый золотник с перекрышами.

Для создания такого совместного движения золотника и поршня кривошип золотника r должен заклиниваться на валу под углом 90° к поршневому кривошипу R . При такой конструкции парораспределения выпуск и впуск продолжают в течение всего хода поршня. Индикаторная диаграмма для этого случая будет иметь вид прямоугольника $HBGE$ (рис. 27).

В современных машинах процесс работы пара протекает иначе, и его теоретическая индикаторная диаграмма изображается линией $ABCDEF$. Для получения такой диаграммы надо изменить парораспределение так, чтобы в

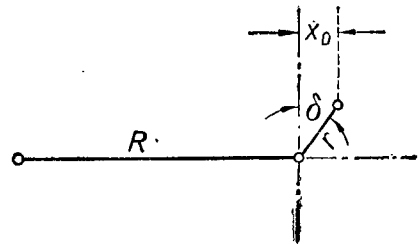
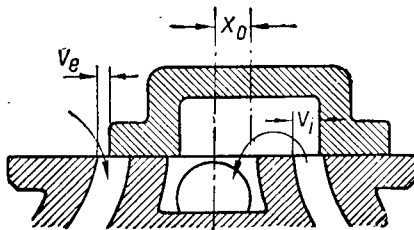


Рис. 29. Положение коробчатого золотника с перекрышами при мертвом положении поршня.

определенные периоды движения поршня каналы a_1 и a_2 на некоторое время оставались закрытыми для расширения пара CD и сжатия FA . Для этого необходимо, чтобы толщина стенки золотника (его лапа) была больше ширины канала a , т. е. чтобы золотник не только закрывал, но и перекрывал паровпускные каналы (рис. 28).

Расстояния от кромок золотника до кромок паровпускных каналов, когда золотник находится в своем среднем положении (на середине своего хода), называются перекрышами золотника — наружными e и внутренними i .

Наличие перекрыш вызывает необходимость увеличения угла заклинивания между поршневым и золотниковым кривошипами, так как теперь (рис. 29) при мертвом положении поршня (и его кривошипа R), соответствующем точке B индикаторной диаграммы в левой полости, уже продолжается впуск, начавшийся в точке A . Поэтому золотник не может находиться в среднем положении, как это было при золотнике без перекрыш, а должен сдвинуться вправо на некоторое расстояние x_0 , большее, чем наружная перекрыша e (рис. 28). Для этого необходимо заклинить золотниковый кривошип r не под прямым, а под тупым углом $90^\circ + \delta$

375° С паром при давлении 15 *атм* и с выпуском в конденсатор. На рис. 86 показан локомотив типа СК-125.

В этих локомотивах ц. н. д. прямоточный и для уменьшения давления в конце сжатия производится дополнительный выпуск пара золотником. В конденсационном устройстве применен более совершенный тип мокровоздушного насоса. Регуляторы имеют устройство, позволяющее изменять число оборотов во время работы локомотива.

Стационарные локомотивы строятся не только конденсационными, но и теплофикационными. Локомотивы СТ (стационарные теплофикационные) одноцилиндровые с концевым отбором пара при давлении 2—4 *атм*. Локомотивы СТК (стационарные теплофикационно-конденсационные) имеют промежуточный отбор пара при том же давлении.

У локомотивов П-25 цилиндр 1 (рис. 87) отлит заодно с золотниковой коробкой 6 и имеет сменяемую втулку 2. При впуске пар, войдя в золотниковую втулку, по каналам 4 и 10 поступает в цилиндр. Выпуск пара происходит по тем же каналам, но с наружной стороны золотника 7 и отводится в паровыпускную трубу 8 через полости 5 и 9.

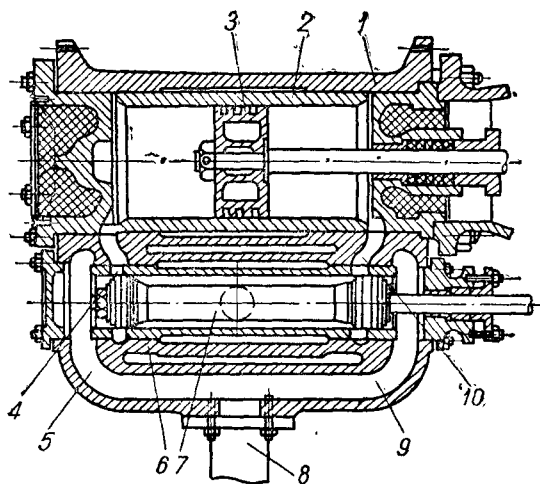


Рис. 87. Цилиндр локомотива П-25.

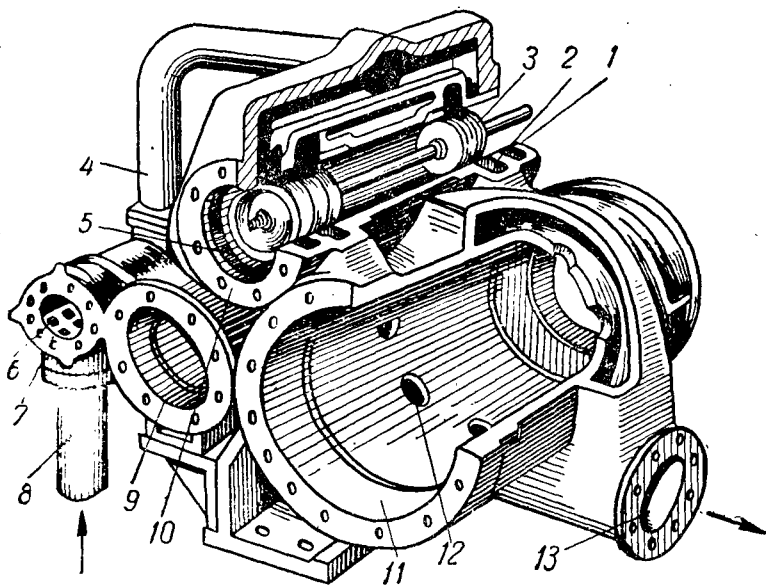


Рис. 88. Цилиндровый блок локомотивов СК Людиновского завода.

У локомотивов марок СК и СТК цилиндры высокого и низкого давления представляют собой отдельные отливки, собранные на болтах (рис. 88). Впуск в ц. в. д. 9 происходит по трубам 8 через окна 6 золотниковой коробки 7. Выпуск из ц. в. д. производится внутренней кромкой золотника в среднюю

к поршневому кривошипу. Угол δ называют углом опережения золотникового кривошипа. Расстояния v_e и v_s , на которые открыты каналы при мертвом положении поршня, называют линейными предварениями и впуска и выпуска.

Так как в крайнем положении золотник будет сдвинут от середины своего хода на величину r , то его ход:

$$h = 2r. \quad (20,1)$$

Для того чтобы золотник открывал канал полностью, необходимо, чтобы

$$r \geq e + a.$$

Часто делают золотники с перебегом, у которых:

$$r = e + a + c, \quad (20,2)$$

где c — перебег золотника. Такой золотник открывает канал a на полную ширину не на одно мгновение, а оставляет его полностью открытым некоторое время, что уменьшает мятие пара.

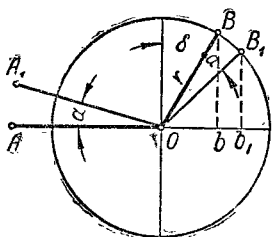


Рис. 31. Зависимость между углом поворота кривошипа и движением золотника.

опережает поршневой на угол $90^\circ + \delta$ и находится в положении OB . При повороте поршневого кривошипа на угол α в положение OA_1 кривошип золотника займет положение OB_1 , при этом золотник отойдет от своего среднего положения на величину

$$x = Ob_1 = r \cos \angle B_1Ob_1,$$

но

$$\angle B_1Ob_1 = 90^\circ - (\alpha + \delta),$$

следовательно,

$$x = r \cos [90^\circ - (\alpha + \delta)] = r \sin (\alpha + \delta). \quad (20,3)$$

Это уравнение называется уравнением движения золотника и дает аналитическую зависимость сдвига золотника из среднего положения x в зависимости от угла поворота поршневого кривошипа α .

Обычно величина радиуса золотникового кривошипа r незначительна ($r = 50 \div 100$ мм), а положение золотникового кривошипа на коренном валу таково (рис. 26), что коренной вал пришлось бы делать коленчатым. Чтобы избежать этого усложнения конструкции вала, вместо изготовления колена на него насаживается эксцентрик, действие которого одинаково с действием золотникового кривошипа.

Эксцентрик (рис. 32) состоит из диска 2, эксцентрично насаженного на вал 6. Расстояние от центра вала O_1 до центра эксцентрика O_2 называется эксцентриситетом эксцентрика r и заменяет радиус золотникового кривошипа. Диск эксцентрика охвачен хомутом 1, состоящим из двух половин. С хомутом соединена эксцентриковая тяга 4, играющая роль шатуна. Эксцентриковая тяга шарнирно соединяется с золотниковым штоком 5. При вращении вала центр

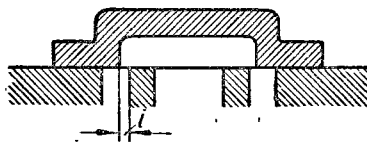


Рис. 30. Отрицательная внутренняя перекрыша.

Таблица 13

Основные данные о локомотивах СК, СТК, СТ

Показатели	Единицы измерения	Марки локомотивов								
		СК-125	СК-175	СК-250	СК-350	СК-500	СК-700	СТК-350	СТ-250	СТ-350
Мощность локомотива:										
а) номинальная	эфф. л. с.	100	140	200	280	400	560	280	200	280
б) максимально-продолжительная	»	125	175	250	350	500	700	350	250	350
в) максимально-кратковременная	»	150	210	300	420	600	840	420	300	420
Число об/мин при максимальной длительной нагрузке	об/мин	280	250	187	187	187	187	187	250	250
Маховики:										
а) число	шт.	2	2	2	2	2	2	2	2	2
б) диаметр	мм	1700	2000	2250	2400	2600	3000	2400	2000	2000
в) ширина	»	230	280	350	450	500	640	450	320	380
Степень неравномерности хода	—	$\frac{1}{160}$	$\frac{1}{160}$	$\frac{1}{160}$	$\frac{1}{180}$	$\frac{1}{180}$	$\frac{1}{180}$	$\frac{1}{160}$	$\frac{1}{160}$	$\frac{1}{160}$
Расход на эфф. л. с. час:										
а) условного топлива $Q_H^p = 7000$ ккал/кг	$\frac{кг}{эфф. л. с. час}$	0,76	0,75	0,75	0,74	0,74	0,74	0,75	1,12	1,00
б) пара при максимальной длительной мощности	»	5,50	5,25	5,25	5,25	4,80	4,80	5,25	8,00	7,50
Окружная скорость маховика:										
а) нормального	м/сек	25,0	26,2	22,0	23,5	25,5	25,8	23,5	26,2	26,2
б) утяжеленного	»	25,5	27,5	24,5	26,5	—	—	26,5	27,5	27,5
Диаметр цилиндров:										
а) ц. в. д.	мм	190	220	280	320	360	430	320	320	370
б) ц. н. д.	»	370	430	560	640	720	860	640	—	—
Ход поршня	»	360	410	470	520	560	620	520	480	510
Вес локомотива:										
а) в рабочем состоянии	т	16,8	22,3	32,5	45,0	65,0	78,5	45,0	33,5	45,0
б) холодного	»	15,0	20,0	30,0	41,5	60,0	72,5	41,5	30,0	41,5

эксцентрика O_2 описывает вокруг центра вала O_1 окружность, создавая качательное движение золотниковой тяги и прямолинейное возвратно-поступательное движение золотниковому штоку и золотнику.

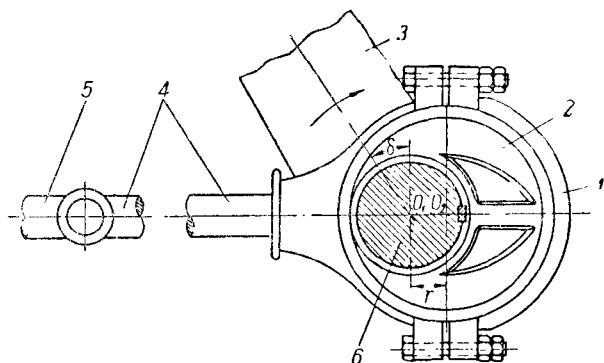


Рис. 32. Эксцентрик.

Эксцентрик должен быть заклинен на коренном валу так, чтобы его эксцентриситет опережал поршневой кривошип Z на угол $90^\circ + \delta$ (при внешнем впуске).

Разобранный тип золотника при очень простой конструкции имеет ряд недостатков.

Коробчатый золотник не уравновешен и под действием давления пара с большой силой прижимается к зеркалу. Возникает значительное трение, под действием которого изнашивается как зеркало, так и золотник.

На преодоление трения затрачивается большое усилие, и благодаря этому механизм привода золотника получается тяжелым.

При перегретом паре, под действием высокой температуры, в теле золотника возникают термические деформации, нарушается плотность между золотником и зеркалом, и увеличиваются пропуски пара. Для работы с малыми степенями наполнения и большим расширением необходимо увеличивать величину наружной перекрыши, а следовательно, и эксцентриситет эксцентрика. В связи с этим в машинах повышенной мощности и работающих перегретым паром вместо плоских коробчатых золотников применяют цилиндрические золотники.

§ 21. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗОЛОТНИКИ

Цилиндрический золотник — это тот же коробчатый золотник, но свернутый в цилиндр вокруг горизонтальной оси (рис. 33) и распределяющий пар

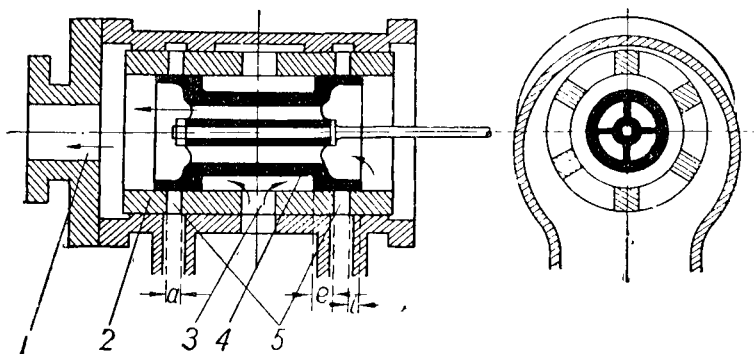


Рис. 33. Цилиндрический золотник.

так же, как и обыкновенный золотник. Впуск пара при этом в большинстве случаев внутренний, в отличие от плоского золотника, у которого отсечка впуска всегда производится внешними его кромками. Цилиндрический золотник 4 перемещается внутри цилиндрической втулки 2 , представленной на рисунке в разрезе. Внутренняя поверхность втулки играет роль золотникового зеркала. Во втулке имеются окна 3 , по которым во внутреннее пространство между поршнями золотника подводится острый пар. Через каналы 5 пар из золотниковой втулки может направляться внутрь цилиндров. Канал 1 служит

Показатели	Единицы измерения	Марки локомотивов								
		СК-125	СК-175	СК-250	СК-350	СК-500	СК-700	СТК-350	СТ-250	СТ-350
Вес маховика:										
а) нормального	кг	772	1301	2710	2772	3885	5648	2772	1250	1861
б) утяжеленного	»	807	1402	2900	3500	5330	—	3500	1467	2193
Передача к генератору	—	Р е м е н н а я				Ж е с т к а я и л и р е м е н н а я	Ж е с т к а я	Р е м е н н а я		
Габаритная длина локомотива . .	мм	7320	8140	8710	9290	10534	11310	9290	9653	10668
Габаритная ширина локомотива . .	»	2940	3670	4290	4910	5535	5790	4910	4017	4705
Габаритная высота локомотива . .	»	2880	3090	3445	3775	4215	4770	3775	3570	3965

Примечания. 1. Все локомотивы, указанные в данной таблице, имеют давление в котле 15 *ати* при температуре $320^{\circ} \div 350^{\circ} \text{C}$.

2. Давление в конденсаторе для всех локомотивов, кроме СТ, имеющих концевой отбор пара, равно 0,12 *ати*.

3. Локомотивы СТК-350 имеют промежуточный отбор пара 1,5 \div 3,0 *ати*.

Таблица 14

Основные данные о передвижных локомотивах Людинового и Херсонского заводов

Показатели	Марки локомотивов					
	П-25	П-38	П-75	4ЛП-20	ЛП-38	ЛП-75
Номинальная мощность (в <i>эфф. л. с.</i>)	20	30,5	60	20	30	60
Максимально продолжительная мощность (в <i>эфф. л. с.</i>) . . .	25	38	75	25	37,5	75
Кратковременная мощность (в <i>эфф. л. с.</i>)	30	46	90	30	45	90
Число оборотов в минуту . . .	300	300	280	300	350	350
Степень неравномерности . . .	1/50	1/100	1/100	1/60	1/100	1/120
Расход условного топлива (в <i>кг/эфф. л. с. час</i>)	1,40	1,30	1,24	1,30	1,25	1,20
Расход пара (в <i>кг/эфф. л. с. час.</i>)	10,0	9,50	8,50	9,40	8,50	8,20
Давление пара в котле (в <i>ати</i>)	12	12	12	13	13	13
Температура перегрева (в град.)	300	300	300	300	300	300
Вес локомотива брутто (в <i>т</i>) .	4,10	5,50	7,65	3,20	3,60	5,80
Диаметр шкива для передачи к генератору (в <i>мм</i>)	—	360	600/450	—	360	600/450

Примечание. В настоящее время взамен локомотивов 4ЛП-20 и ЛП-38 разработаны усовершенствованные типы ПУ-25 и ПУ-38.

для выпуска пара. При возвратно-поступательном движении золотника полость между его поршнями попеременно сообщается то с левым, то с правым каналом 5, производя впуск пара. В это же время противоположный канал 5 за поршнем золотника сообщается с выпускным каналом 1 для выпуска отработавшего пара.

При внутреннем впуске, производимом внутренними кромками золотника, эксцентриситет эксцентрика должен опережать главный кривошип на угол $270^\circ + \delta$ или же, что то же, отставать от главного кривошипа на угол $90^\circ - \delta$.

Цилиндрический золотник выгодно отличается от плоского тем, что, находясь под давлением пара, он уравновешен, а благодаря внутреннему впуску уменьшаются потери в окружающую среду и улучшаются условия работы сальника золотникового штока. Чтобы при расширении золотника под действием высокой температуры пара золотник не был ущемлен во втулке, притирка его должна производиться в горячем состоянии, что практически затруднительно. Поэтому обычно применяют цилиндрические золотники, у которых диски, аналогично поршню машины, уплотняются самопружиняющимися кольцами (рис. 34).

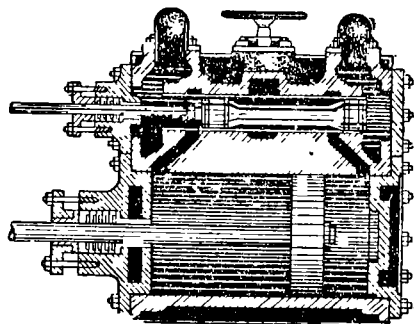


Рис. 34. Цилиндр паровой машины с поршневым золотником.

§ 22. ЗОЛОТНИКИ С ДВОЙНЫМ ВПУСКОМ И ДВОЙНЫЕ ЗОЛОТНИКИ

Как уже указывалось, простые золотники неудобны для малых степеней наполнения и потому в этих случаях применяют золотники с двойным впуском

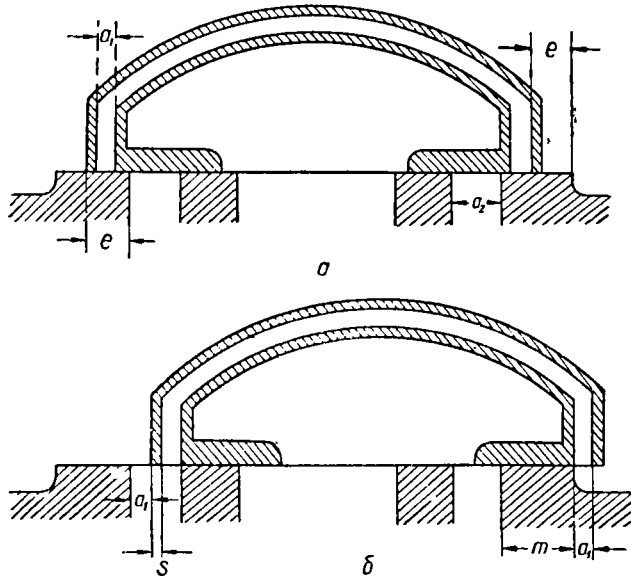


Рис. 35. Золотник с двойным впуском.

пара. В теле такого золотника (рис. 35) имеется вспомогательный канал шириной a_1 .

Длина золотникового зеркала рассчитывается так, чтобы золотник в крайнем положении свешивался с зеркала (рис. 35, б). При этом пар будет входить в полость как по внешней кромке золотника, так и по каналу a_1 .

Очевидно, что скорость открытия и закрытия канала таким золотником вдвое больше скорости его движения. Так, например, сдвинувшись влево на 1 мм, золотник уменьшит открытие канала на 2 мм. Это свойство золотника с двойным впуском позволяет уменьшить его ход по сравнению с простым золотником.

Для осуществления двойного впуска необходимо, чтобы в среднем положении золотника (рис. 35, а) расстояние от края зеркала до ребра канала в золотнике было равно величине наружной перекрыши e . Тогда при толщине стенки золотника s ширина поля зеркала m от края до кромки впускного канала должна быть $m = 2e - s$. Ширина канала в зеркале:

$$a_2 = 2a_1 + s.$$

Обычно принимают

$$a_1 = \frac{a}{2},$$

где a — расчетная ширина канала, необходимая для прохода пара без заметного мятия его. Тогда

$$a_2 = a + s$$

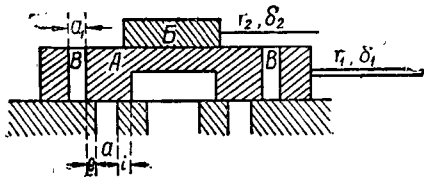


Рис. 36. Двойной золотник.

и в положении, изображенном на рис. 35, б, канал открыт полностью на расчетную ширину a .

Для получения малых степеней наполнения применяют двойные золотники (рис. 36).

Двойной золотник состоит из основного золотника A , который приводится от эксцентрика с эксцентриситетом r_1 и углом опережения δ_1 и отличается от простого золотника тем, что при впуске пар проходит через окна B в золотнике. Золотниковое зеркало двойного золотника по конструкции такое же, как и у простого золотника.

По основному золотнику движется плоская деталь B , называемая расширительным золотником, приводимым от эксцентрика с эксцентриситетом r_2 и углом опережения $\delta_2 > \delta_1$.

Парораспределение основным золотником почти не отличается от парораспределения обычным золотником. Расширительный же золотник, не влияя на моменты начала впуска и выпуска и конец выпуска, влияет на момент отсечки впуска, так как еще во время движения основного золотника вправо расширительный уже движется влево и закрывает канал в основном золотнике, прекращая впуск пара раньше, чем это произошло бы при отсутствии расширительного золотника.

Если расширительный золотник двойного золотника разрезать посередине на две части и соединить их стержнем, имеющим правую и левую винтовые нарезки, то, вращая этот стержень, можно изменять длину расширительного золотника и этим на ходу машины изменять величину степени наполнения e .

Задания для самостоятельного выполнения

1. Пользуясь уравнением движения золотника (20, 3), выведите в общем виде значе- ния величины смещения золотника из среднего положения при горизонтальных и вертикаль- ных положениях кривошипа.

2. Эксцентриситет эксцентрика паровой машины 64 мм, линейное предварение впуска 9 мм, наружная перекрыша 28 мм, внутренняя перекрыша 23 мм. Определить угол опереже- ния и угол поворота поршневого кривошипа в начале предварения впуска и выпуска. *Отв.:* $\delta = 35^\circ 20'$; $\alpha_1 = -9^\circ 29'$; $\alpha_2 = 167^\circ 10'$.

3. Начертите разрез цилиндра и золотникового зеркала с каналами и на нем золотник с перекрышами для следующих моментов левой полости цилиндра: 1) начало предварения впуска, 2) поршень в крайнем левом положении, 3) максимальный сдвиг золотника при впуске, 4) отсечка впуска, 5) конец расширения, начало предварения выпуска, 6) поршень в крайнем правом положении, 7) максимальный сдвиг золотника при выпуске, 8) конец расширения и 9) начало сжатия.

Для всех положений золотника и поршня укажите стрелками направление их движения и в общем виде определите величину сдвига золотника x от среднего положения.

часть золотниковой коробки, и по ресиверу 4 пар переходит в золотниковую коробку ц. н. д. 10. Парораспределение ц. н. д. осуществляется золотником 3. Ц. н. д. 11 — полупрямоточный, выпуск в него производится через окна 2, а выпуск как через средние окна 12, открываемые поршнем, так и через окна 2 после того, как при обратном ходе поршень закрывает окна 12. Отработавший пар из золотниковой коробки ц. н. д. через каналы 1 и 5 поступает в паровыпускную трубу 13 и выходит в конденсатор.

Для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду у цилиндров локомотивов применялись паровые рубашки, но с переходом на работу перегретым паром от паровых рубашек отказались, и их с успехом заменяет хорошая асбестовая изоляция с железной обшивкой. Таковы цилиндры локомотивов П-25, П-38, всех марок ЛМ, СК, СТ и СТК. У локомотивов П-1 и П-3 паровая рубашка имеется только по концам цилиндра для обогрева его крышек.

Основные данные о локомотивах отечественных заводов приведены в табл. 13 и 14.

§ 47. ОБЗОР ВЫПОЛНЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПАРОВЫХ МАШИН

Стационарные паровые машины средних и повышенных мощностей в настоящее время чаще всего строятся горизонтальными, двукратного расширения, преимущественно типа тандем и несколько реже компаунд. Вертикальные многоцилиндровые машины строятся сравнительно редко — при необходимости иметь значительную мощность при большом числе оборотов.

Для небольших мощностей чаще всего применяются одноцилиндровые машины: горизонтальные — при небольшом числе оборотов и вертикальные быстроходные.

Ниже приведены наиболее характерные типы современных стационарных паровых машин.

На рис. 89 представлена горизонтальная машина тандем, мощностью 500 эф. л. с. при 180 об/мин, работающая перегретым паром, при начальном давлении 13 атм и с выпуском в конденсатор. Машина укороченного типа и занимает сравнительно небольшую площадь в машинном зале.

На рис. 90 изображена горизонтальная машина компаунд (разрез по ц. в. д.) с расцепным клапанным парораспределением и выпуском отработавшего пара в конденсатор. Маховик расположен между цилиндрами.

Одноцилиндровая горизонтальная машина изображена на рис. 91. Мощность машины 250 эф. л. с. Машина работает перегретым паром с выпуском в конденсатор. Пар подводится в цилиндр машины через крышки, обогревая их.

Одноцилиндровая вертикальная паровая машина представлена на рис. 92. Машина работает перегретым паром при давлении 10 атм с выпуском в атмосферу. Рама и колонны машины образуют цельную отливку. Вал коленчатый с минимальным расстоянием между подшипниками. Парораспределение — цилиндрическим золотником. Мощность машины 30 эф. л. с. при 300 об/мин.

Прямоточная паровая машина мощностью 200 эф. л. с. представлена на рис. 93. Машина работает насыщенным паром с выпуском в конденсатор.

Судовая машина тройного расширения (рис. 94 и 95) работает перегретым паром с давлением 14 атм. Машины такого типа строятся мощностью от 500 до 1800 эф. л. с. при 110—180 об/мин. Машины занимают сравнительно небольшую площадь, но имеют большую высоту — от 4,2 до 7 м. Регулирование мощности и реверсирование производится двухэксцентриковой кулисой.

На рис. 96 представлена небольшая машина с вильчатой рамой и цилиндром на весу. Машина работает перегретым паром с давлением 11 атм и выпуском в атмосферу. Парораспределение — цилиндрическим золотником. Мощность машины 35 эф. л. с. при 220 об/мин.

На рис. 97 изображена машина тандем с промежуточным отбором пара и клапанным расцепным парораспределением, а на рис. 98 — одноцилин-

§ 23. ЗОЛОТНИКОВЫЕ ДИАГРАММЫ

Как уже известно, движение золотника подчинено уравнению (20,3)

$$x = r \sin (\alpha + \delta).$$

Аналитическое решение этого уравнения не всегда удобно и наглядно. Поэтому применяют графическое исследование движения золотника¹. Полярная круговая золотниковая диаграмма строится следующим образом (рис. 37). На горизонтальной оси из центра O проводится окружность радиусом OB . Эта окружность является окружностью вращения поршневого кривошипа, а точки B и E соответствуют его мертвым положениям.

От вертикального диаметра ZZ' откладывается влево дуга ZM , соответствующая углу опережения δ . Из точки M проводится наклонный диаметр MN . На половинах этого диаметра из центров O_1 и O_2 , лежащих на этом диаметре, радиусом $\frac{r}{2}$ описываются две малых окружности и проводится касательный к ним диаметр PQ .

Проведем произвольный радиус OK , соответствующий повороту поршневого кривошипа из мертвого положения на угол α . В окружности O_1 хордой mk соединим точки m и k . В треугольнике OmK :

$$Ok = Om \cdot \cos \angle mOk = r \cdot \cos \angle mOk,$$

но

$$\angle mOk = 90^\circ - \alpha - \delta = 90^\circ - (\alpha + \delta)$$

и, следовательно,

$$Ok = r \cos [90^\circ - (\alpha + \delta)] = r \sin (\alpha + \delta).$$

Так как это уравнение является уравнением движения золотника (20, 3), то, следовательно, для любого положения кривошипа OK хорда Ok малой окружности выражает сдвиг золотника x от среднего положения в том же масштабе, в каком диаметр этой окружности Om выражает величину эксцентриситета r . Таким образом, полярная золотниковая диаграмма позволяет установить графическую зависимость между углом поворота кривошипа α и сдвигом золотника x .

Так, например, при положении кривошипа OM сдвиг золотника от среднего положения $x = Om = r$, что, впрочем, можно вывести и аналитически из уравнения (20, 3), приняв $\alpha = 90^\circ - \delta$. При положении кривошипа OP , касательном к малым окружностям, $x = 0$, т. е. золотник находится в среднем положении, что можно получить из уравнения (20, 3), приняв $\alpha = 360^\circ - \delta$.

При положении кривошипа OQ снова $x = 0$, а при положении ON $x = -r$, т. е. золотник сдвинут на величину r влево и находится в левом крайнем положении.

Свойство полярной диаграммы можно использовать для того, чтобы найти положения кривошипа в моменты начала и конца впуска и выпуска. В самом деле, в момент начала впуска в левую полость золотник должен быть сдвинут вправо от своего среднего положения (рис. 28) на величину наружной перекрыши e . Поэтому, если в верхней малой окружности полярной диаграммы (рис. 38) провести радиусом e дугу ab_0m_0c , то положение кривошипа OA будет соответствовать моменту начала впуска, так как в этом положении хорда малой

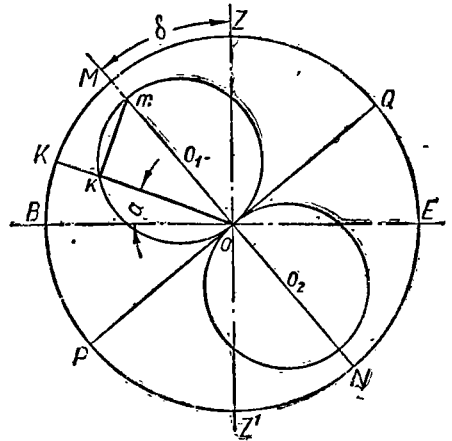


Рис. 37. Круговая золотниковая диаграмма.

¹ Впервые применение графического метода к исследованию парораспределения было предложено русским инженером Д. Г. Добронравовым в 1853 г.

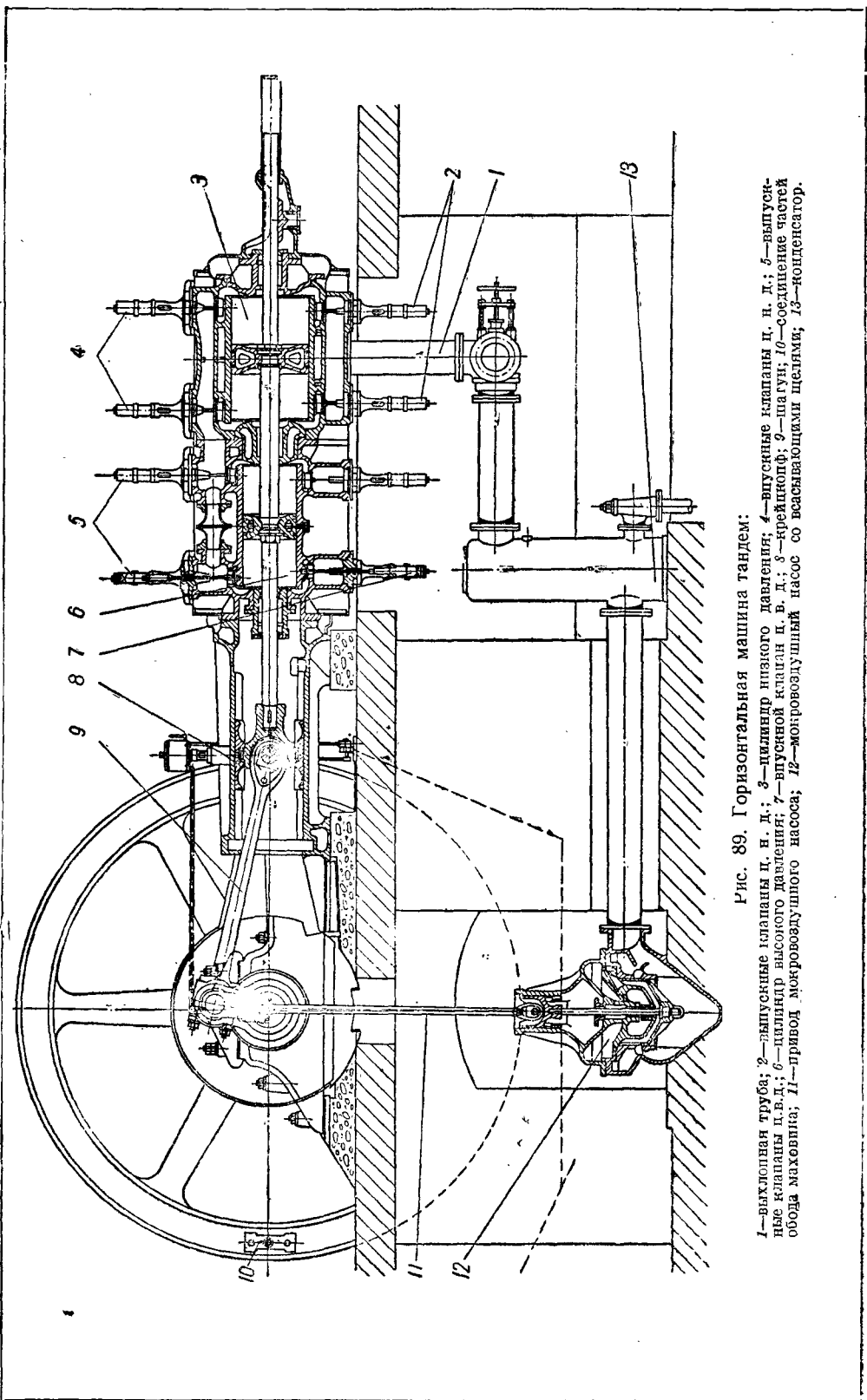


Рис. 89. Горизонтальная машина тандем:

1—выхлопная труба; 2—выпускные клапаны п. н. д.; 3—цилиндр низкого давления; 4—впускные клапаны п. н. д.; 5—выпускные клапаны п. в. д.; 6—цилиндр высокого давления; 7—впускной клапан п. в. д.; 8—шарик; 9—шарик; 10—соединение частей обода маховика; 11—привод микровоздушного насоса; 12—микровоздушный насос со всасывающими щелями; 13—конденсатор.

окружности Oa равна e . Закончится впуск при положении кривошипа OC , когда снова $x = Oc = e$.

Точно также, если провести дугу de_0n_0f радиусом, равным внутренней перекрышке золотника i , то можно найти положения кривошипа OD и OF , соответствующие началу и концу выпуска пара из левой полости, при которых $x = -i$.

В любом положении кривошипа OK хорду Ok , выражающую сдвиг золотника x , можно представлять себе состоящей из двух частей $Ok_0 = e$ и k_0k — путь, пройденный золотником после начала впуска. Очевидно, что k_0k есть величина, на которую открыт канал для впуска пара, при положении кривошипа OK . Поэтому и величина bb_0 представляет собой открытие канала при мертвом положении кривошипа OB , т. е. величину линейного предварения впуска v_0 (а величина ee_0 равна линейному предварению выпуска v_2).

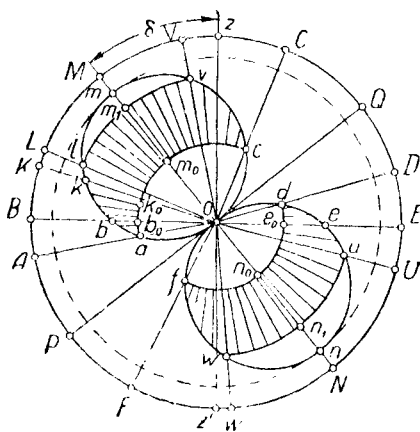


Рис. 38. Полярная золотниковая диаграмма.

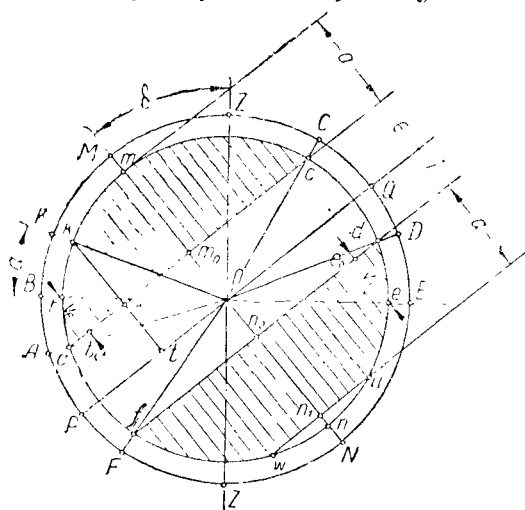


Рис. 39. Нормальная золотниковая диаграмма.

Как уже указывалось (формула 20,2), золотник часто делают с перебегом. На рис. 38 диаграмма построена для такого золотника, причем ширина канала $a = m_0m_1$. Поэтому

$$Om = r = Om_0 + m_0m_1 + m_1m = e + a + c.$$

Следовательно, уже при положении кривошипа OL канал был открыт полностью, так как $Ol = e + a$. При дальнейшем вращении кривошипа золотник продолжал двигаться (x увеличивался), но открытие канала оставалось постоянным, равным полной ширине канала $m_0m_1 = a$, до положения кривошипа OV , после которого золотник начал закрывать канал. При выпуске канал также открыт полностью от положения кривошипа OU до положения его OW . Перебег при выпуске nn_1 больше, чем при впуске mm_1 вследствие того, что обычно $i < e$. Поэтому даже у золотника без перебега при впуске, у которого $r = e + a$, перебег при выпуске обычно имеется.

На рис. 38 буквенные обозначения моментов парораспределения соответствуют обозначениям их на индикаторных диаграммах рис. 8 и 27. Легко видеть, что за один оборот кривошипа происходят: AC — впуск пара в левую полость, CD — расширение, DF — выпуск, FA — сжатие.

Для исследования движения золотника, кроме рассмотренной полярной диаграммы, применяют также нормальную золотниковую диаграмму, которая строится следующим образом (рис. 39). Внутри окружности с диаметром BE , представляющей собой окружность вращения кривошипа, проводят меньшую

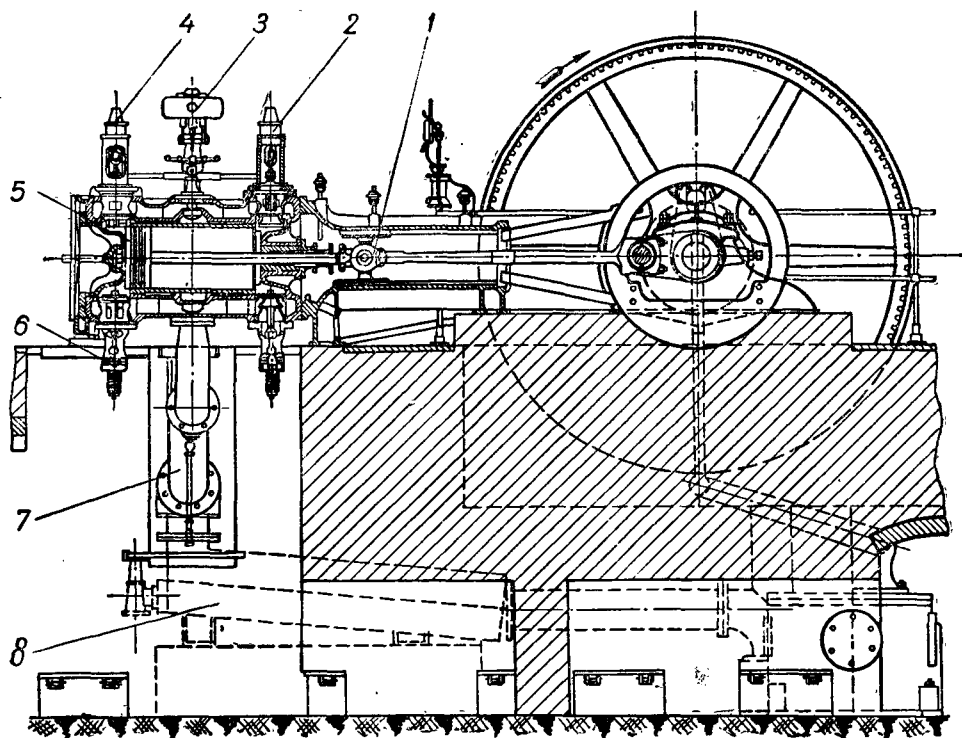


Рис. 90. Горизонтальная машина компаунд:

1—крейцкоф; 2 и 4—впускные клапаны; 3—плоский пружинный регулятор; 5—поршень; 6—выпускной клапан; 7—выхлопная труба; 8—конденсатор.

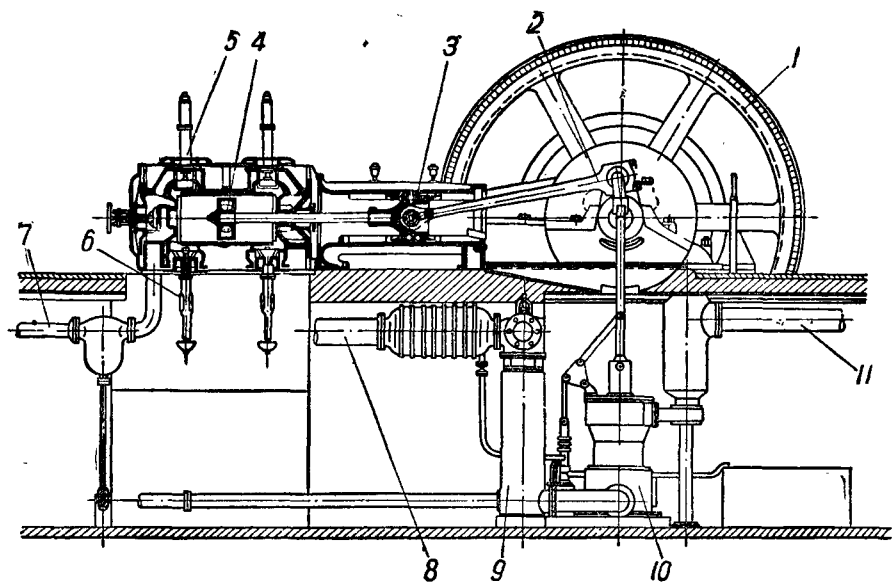


Рис. 91. Одноцилиндровая горизонтальная машина:

1—маховик; 2—шатун; 3—крейцкоф; 4—поршень; 5—впускной клапан; 6—выпускной клапан; 7—впуск свежего пара; 8—выхлопная труба; 9—конденсатор; 10—мокроевдушный насос; 11—выход воды.

окружность радиусом Om , представляющим собою в другом, для ясности больше, масштабе эксцентриситет эксцентрика r . Если провести диаметр MN под углом δ к вертикали ZZ' и второй диаметр PQ , перпендикулярный к MN , то легко доказать, что для любого положения кривошипа OK нормаль (перпендикуляр) kt , опущенная из конца радиуса малой окружности k на диаметр PQ , выражает сдвиг золотника от среднего положения x .

Рассмотрим произвольное положение кривошипа OK при повороте его от мертвой точки на угол $\angle KOB = \alpha$. Из треугольника OKt :

$$kt = Ok \cos \angle MOK$$

или

$$kt = Ok \cos [90^\circ - (\alpha + \delta)] = r \sin (\alpha + \delta).$$

Значит, действительно нормаль $kt = x$, и это справедливо для любого угла α .

Если провести линии ac и df параллельно диаметру PQ на расстояниях e и i от него, то очевидно, что положения кривошипа OA и OC , у которых $x = e$, будут соответствовать моментам начала и конца впуска, а положения OD и OF , у которых $x = -i$, моментам начала и конца выпуска (из левой полости). Очевидно также, что отрезок нормали

$$kk_0 = kt - k_0t = x - e$$

представляет собой величину открытия канала при положении кривошипа OK . Отрезки $bb_0 = v_e$ и $ee_0 = v_i$ выражают линейные предварения впуска и выпуска.

На рис. 39 построена диаграмма для золотника без перебега, у которого $c = 0$ и

$$r = e + a,$$

т. е.

$$Om = Om_0 + m_0m,$$

и, значит, отрезок m_0m представляет собой полную ширину канала a . При выпуске перебега все таки будет, и величина его:

$$nn_1 = r - i - a = e - i.$$

§ 24. СВЯЗЬ ЗОЛОТНИКОВОЙ ДИАГРАММЫ С ИНДИКАТОРНОЙ

По золотниковой диаграмме, построенной по элементам золотника (r, δ, e, i), снятым с натуры, можно построить теоретическую индикаторную диаграмму. В практике к такому построению прибегают при монтаже машины или при внесении изменений в органы парораспределения для того, чтобы заранее знать, какой будет индикаторная диаграмма, каковы будут мощность и расход пара и т. д. Пример такого построения показан на рис. 40.

Длину BE — диаметр большей окружности принимают за длину индикаторной диаграммы, т. е. за рабочий объем цилиндра. Отрезок V_0 , соответствующий объему вредного пространства цилиндра в том же масштабе, откладывают влево от точки B . Давления впуска p_1 и выпуска p_2 должны быть известны, и

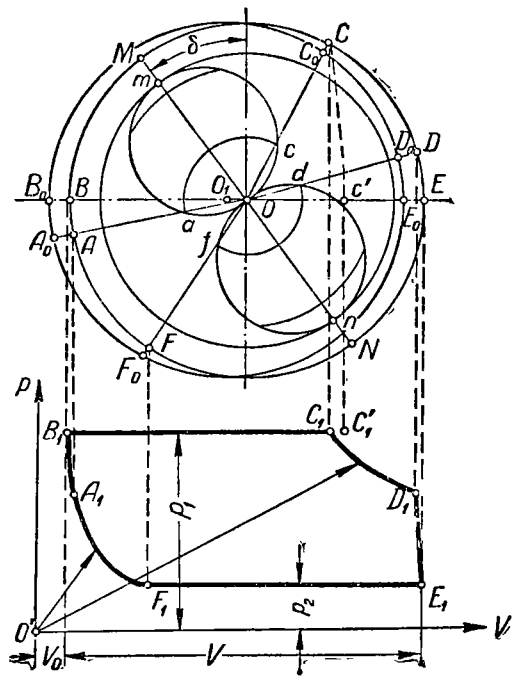


Рис. 40. Построение индикаторной диаграммы по золотниковой.

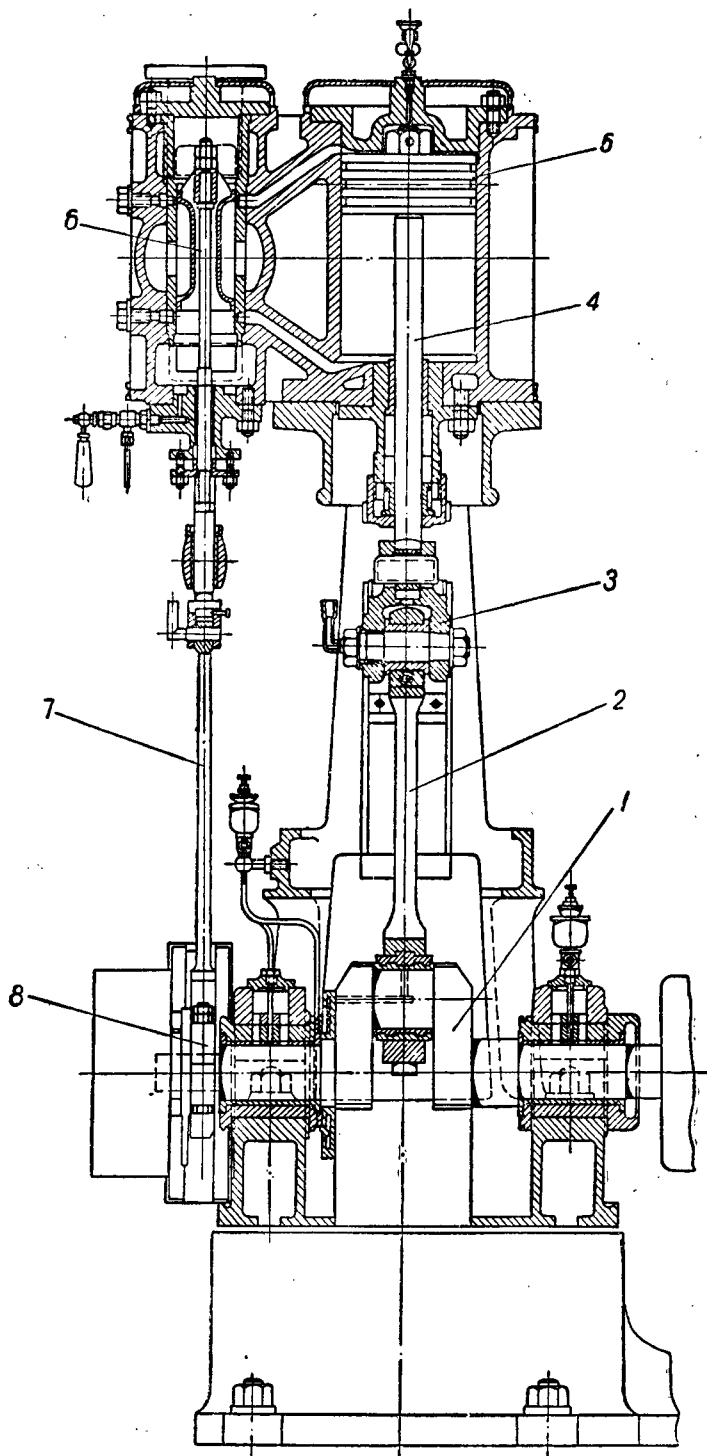


Рис. 92. Одноцилиндровая вертикальная машина:
 1—коленчатый вал; 2—шатун; 3—крейпофф; 4—шток поршня; 5—поршень; 6—цилиндрический золотник; 7—эксцентриковая тяга; 8—эксцентрик.

это позволяет, выбрав масштаб давлений, найти мертвые точки B_1 и E_1 индикаторной диаграммы.

Линии впуска B_1C_1 и выпуска E_1F_1 проводят как горизонтальные прямые до пересечения с перпендикулярами, опущенными из точек C и F круговой диаграммы. Линии расширения C_1D_1 и сжатия F_1A_1 строят из полюса O' по закону $pV^k = \text{const}$. На эти линии сносят точки D_1 и A_1 с круговой диаграммы и затем соединяют их наклонными прямыми с мертвыми точками E_1 и B_1 .

§ 25. ВЛИЯНИЕ КОНЕЧНОЙ ДЛИНЫ ШАТУНА

До сих пор при построении золотниковых диаграмм принималось, что перемещения поршня соответствуют проекциям перемещений центра пальца кривошипа на горизонтальную ось. Такое движение поршень имел бы при шатуне бесконечно большой длины. При шатуне конечной длины, которая

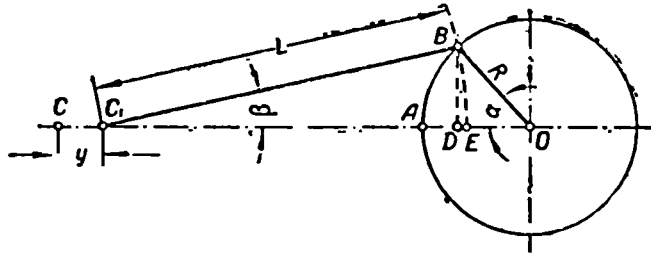


Рис. 41. Поправка на конечную длину шатуна.

обычно бывает $L = (4 \div 6) R$, необходимо ввести поправку на конечную длину шатуна (см. рис. 3, стр. 14). В самом деле, при длине шатуна L (рис. 41) и повороте кривошипа на угол α от мертвого положения поршень пройдет путь:

$$y = CC_1 = AE = AD + DE = R(1 - \cos \alpha) + \lambda. \quad (25,1)$$

Дуга BE проведена радиусом, равным длине шатуна L . Величина AD представляет путь, который был бы пройден поршнем при бесконечно длинном шатуне, а DE — поправку на конечную длину шатуна

$$\lambda = DE = C_1E - C_1D = L - L \cos \beta = L(1 - \cos \beta). \quad (a)$$

Величину $\cos \beta$ можно найти из уравнения:

$$\cos^2 \beta = 1 - \sin^2 \beta = \left(1 - \frac{1}{2} \sin^2 \beta\right)^2 - \frac{1}{4} \sin^4 \beta.$$

Пренебрегая величиной $\frac{1}{4} \sin^4 \beta$, как очень малой, получаем:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \sin^2 \beta \quad (b)$$

и по уравнению (a), заменяя $\cos \beta$ значением из уравнения (b), получим:

$$\lambda = DE = L \left(1 - 1 + \frac{1}{2} \sin^2 \beta\right) = L \frac{1}{2} \sin^2 \beta.$$

Из треугольничка C_1BO

$$\frac{R}{\sin \beta} = \frac{L}{\sin \alpha},$$

откуда

$$\sin^2 \beta = \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha$$

и, следовательно,

$$\lambda = DE = \frac{R^2}{2L} \sin^2 \alpha. \quad (25,2)$$

дровая машина с концевым отбором пара при давлении 3,5 *ати* и клапанном распределением с качающимися кулаками.

Паровозные паровые машины строятся всегда многоцилиндровыми, чаще всего двухцилиндровыми. С внедрением перегретого пара машины двукратного расширения почти перестали применяться на паровозах и, за редким исключением, все современные паровозы имеют двухцилиндровые машины однократного расширения. Цилиндры машины соединяются друг с другом и образуют так называемый цилиндрический блок, крепящийся к раме паровоза и служащий опорой для котла.

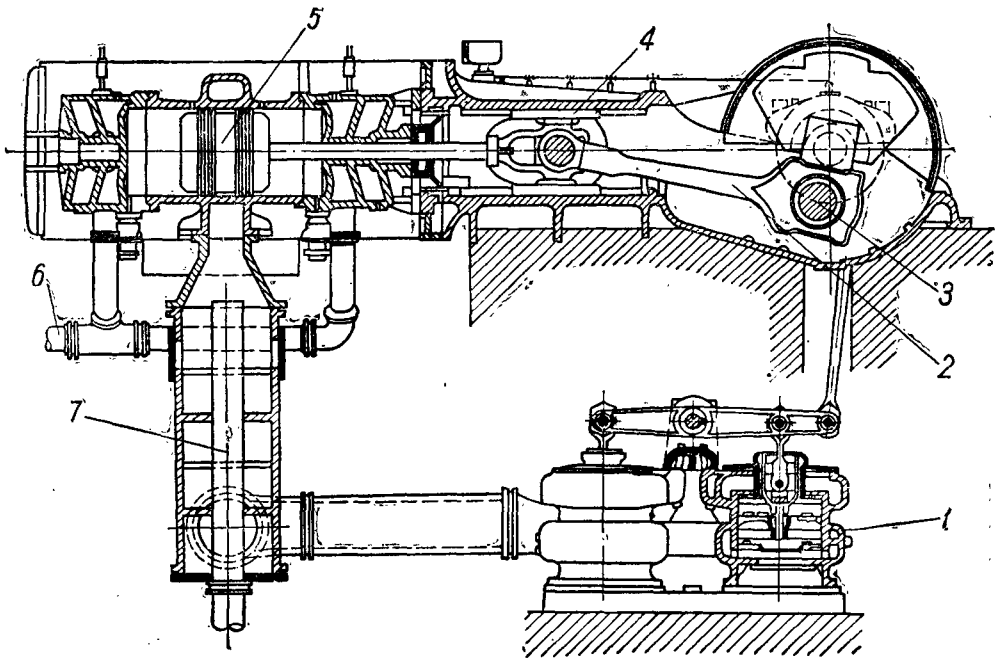


Рис. 93. Прямоточная паровая машина:

1—двойной микровоздушный насос; 2—шатун; 3—шейка колена; 4—крейцкопф; 5—поршень; 6—трубопровод свежего пара; 7—конденсатор.

На мощных советских паровозах серии ИС машина работает паром при давлении 16 *ати* и температуре 350°—400° С. Парораспределение — поршневой золотником с внутренним впуском. Изменение степени наполнения и направления вращения осуществляется одноэксцентриковым (с контркривошипом) кулисным механизмом. Машина имеет целесообразную и простую конструкцию и надежна в эксплуатации.

В 1948 г. научно-техническим отделом Министерства лесной промышленности СССР была спроектирована, а в 1949 г. выпущена в серийное производство передвижная паровая электростанция ППЭС-40 (рис. 99). Паровая машина электростанции—горизонтальная, двухцилиндровая, однократного расширения, двойного действия, с клапанном парораспределением. Мощность машины 60 *эфф. л. с.* при 750 об/мин. Вал машины жестко соединен с валом генератора. Начальное давление пара 20 *ати* при температуре 300—350° С. Отработавший пар при давлении 1,5 *ати* направляется в одноступенчатую турбину, которая вращает крыльчатку вентилятора воздушного конденсатора. Вся электростанция смонтирована в вагоне узкой колее, применяемой на лесоразработках.

Московским отделением ЦКТИ разработаны проекты передвижных силовых установок, состоящих из водотрубного котла, паровой машины, генератора электротока и вспомогательных устройств, смонтированных на общей

Подставляя это значение в уравнение движения поршня (25,1), получаем:

$$y = R(1 - \cos \alpha) \pm \frac{R^2}{2L} \sin^2 \alpha. \quad (25,3)$$

Поправка на конечную длину шатуна λ всегда откладывается вправо, т. е. в сторону от цилиндра к валу. Поэтому для прямого хода поршня (вправо) надо прибавлять, а для обратного хода вычитать величину этой поправки.

Для того чтобы учесть поправку на конечную длину шатуна λ , при построении индикаторной диаграммы по золотниковой (рис. 40) следовало бы все точки круговой диаграммы сносить на индикаторную диаграмму не вертикальными прямыми 11 , CC_1 и т. д., а сначала по дуге, например CC' , проведенной радиусом, равным длине шатуна, на диаметр BE , а затем по вертикали $C'C'_1$.

Поправка $C_1C'_1$, как видно из чертежа, получается ощутимой и пренебрегать ею не следует. Однако перенос точек с окружности на диаметр BE по дугам трудно выполнить достаточно точно, в особенности для точек, лежащих близко к диаметру BE (точки I или D). Наш соотечественник проф. Ф. А. Брикс предложил более простой и точный способ учета поправки на конечную длину шатуна.

Этот способ состоит в том, что после построения золотниковой диаграммы внутри окружности mp , проведенной из центра O , окружность поршневого кривошипа проводят (рис. 40) не из того же центра O , а из центра O_1 , причем:

$$OO_1 = r_{\text{макс}} = \frac{R^2}{2L} = \frac{1}{4} \frac{R}{L} l_i, \quad (25,4)$$

где l_i — длина индикаторной диаграммы.

При этом центр золотниковой диаграммы O всегда должен быть расположен вправо (в сторону вала), а центр окружности поршневого кривошипа O_1 влево (в сторону цилиндра).

На эту окружность и переносят все характерные точки $A_0, B_0, C_0, D_0, E_0, F_0$, которые затем вертикальными линиями сносят на индикаторную диаграмму.

Задачи для самостоятельного выполнения

1. Определить поправку на конечную длину шатуна для паровой машины, у которой ход поршня 460 мм, длина шатуна 1125 мм, для углов поворота поршневого кривошипа $30^\circ, 60^\circ, 120^\circ, 150^\circ, 225^\circ, 300^\circ$. *Отв.:* $\frac{R^2}{2L} \sin^2 \alpha = 23,5 \sin^2 \alpha$ мм.

2. По данным предыдущего задания определить, при каком угле поворота поршневого кривошипа поршень будет занимать среднее положение. *Отв.:* Поршень занимает среднее положение в цилиндре при $\alpha = 84^\circ$.

3. Построить нормальную золотниковую диаграмму для парораспределения, у которой эксцентриситет эксцентрика 60 мм, угол опережения 30° , наружная перекрышка 24 мм, внутренняя перекрышка 20 мм, перебор золотника при впуске 2,5 мм. По построенной золотниковой диаграмме определить величины линейных переверсий впуска и выпуска и перебор золотника при выпуске. *Отв.:* $\sigma_0 = 6$ мм; $\sigma_1 = 10$ мм; $\sigma' = 13,5$ мм.

§ 26. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЗОЛОТНИКА

При проектировании машины начинают с построения теоретической индикаторной диаграммы, по которой затем строят золотниковую диаграмму, и по ней определяют основные размеры золотника.

Золотниковую диаграмму строят по индикаторной в порядке, обратном описанному при построении индикаторной диаграммы по золотниковой (рис. 40), но при этом построении возникают некоторые дополнительные затруднения. Пример такого построения приведен на рис. 42, на котором построены зеркальные золотниковые диаграммы обеих полостей.

Первоначально были построены совершенно симметричные индикаторные диаграммы левой $A'BC'D'E'F'$ и правой $A''EC'D''BF''$ полостей, все точки которых были снесены вертикалями на большие окружности диаграмм BE , опи-

раме с колесами. Установка мощностью 25 эф. л. с. прошла заводские испытания и сдается в серийное производство. Заканчивается проектирование таких же установок мощностью 50, 75 и 100 эф. л. с. Все машины одностороннего действия с числом оборотов 1500 в минуту. Начальные параметры пара 30 *атм* и $425 \div 450^\circ \text{C}$. Парораспределение золотниковое.

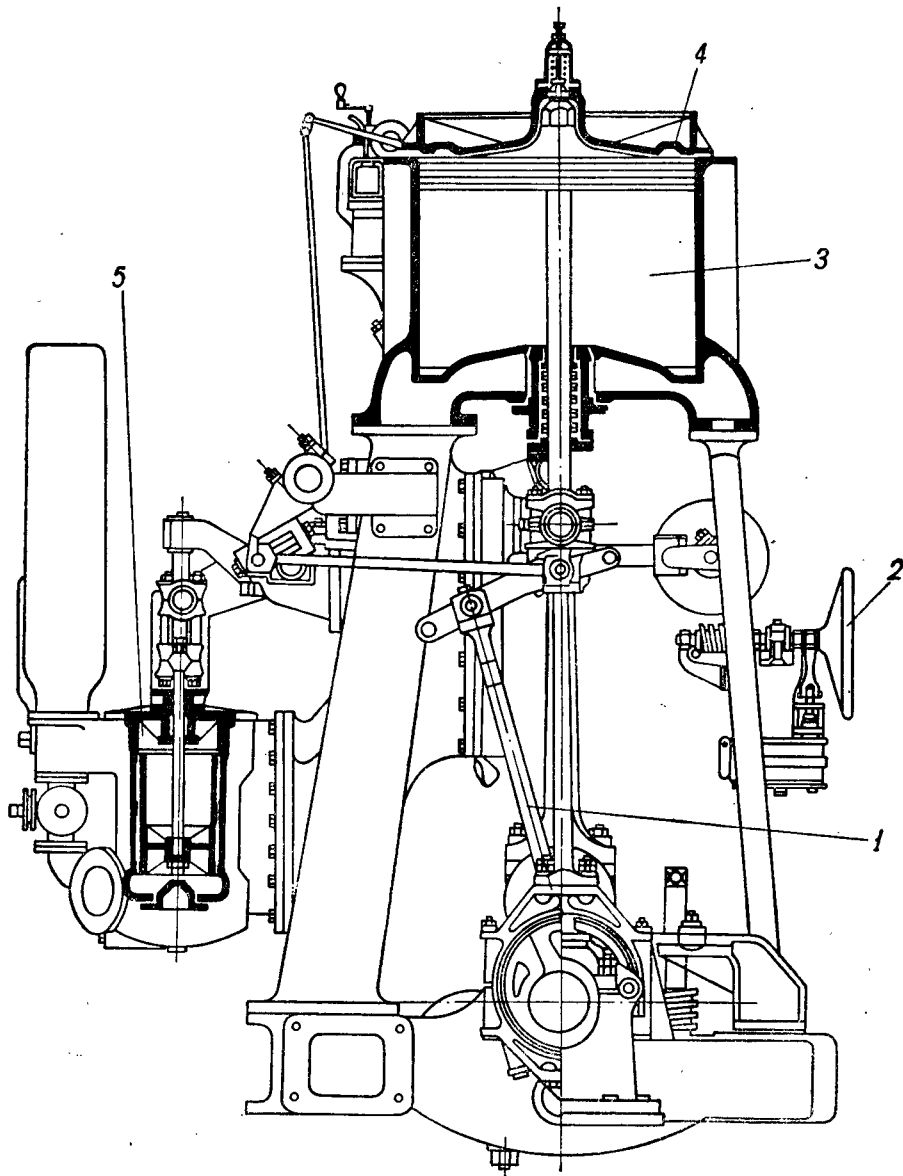


Рис. 94. Вертикальная реверсивная судовая машина тройного расширения (вид сбоку):
 1—кулисный механизм; 2—механизм для перевода кулисы; 3—цилиндр низкого давления; 4—поршень ц. н. д.; 5—мокровоздушный насос.

Термический к. п. д. паровой машины повышается с увеличением начальных параметров пара. Поэтому в последние годы расширяется область применения пара высокого давления в паровых машинах.

Паровые машины высокого давления как в работе, так и в конструкции имеют особенности, отличающие их от обычных паровых машин. Применение пара высокого давления экономически выгодно только в машинах многократ-

санные из центров O_1 . Все эти точки были соединены центрами O , снесенными вправо (в сторону вала) от центров O_1 на расстояния $OO_1 = \lambda_{\max}$, подсчитанные по Бриксу по формуле (24,4). Из этих центров O проведены малые окружности, диаметр которых be представляет собой ход золотника в неизвестном пока масштабе, т. е. выбран произвольно.

Полученные таким образом точки $a'c'$, $a''c''$, $d'f'$ и $d''f''$ попарно соединены хордами (пунктирные). Далее следовало провести диаметры MN , перпендикулярные к этим хордам, и, таким образом, определить угол опережения эксцентрика δ . Однако при этом и возникло затруднение — хорды оказались непараллельными между собой. Поэтому предварительно пришлось выправить

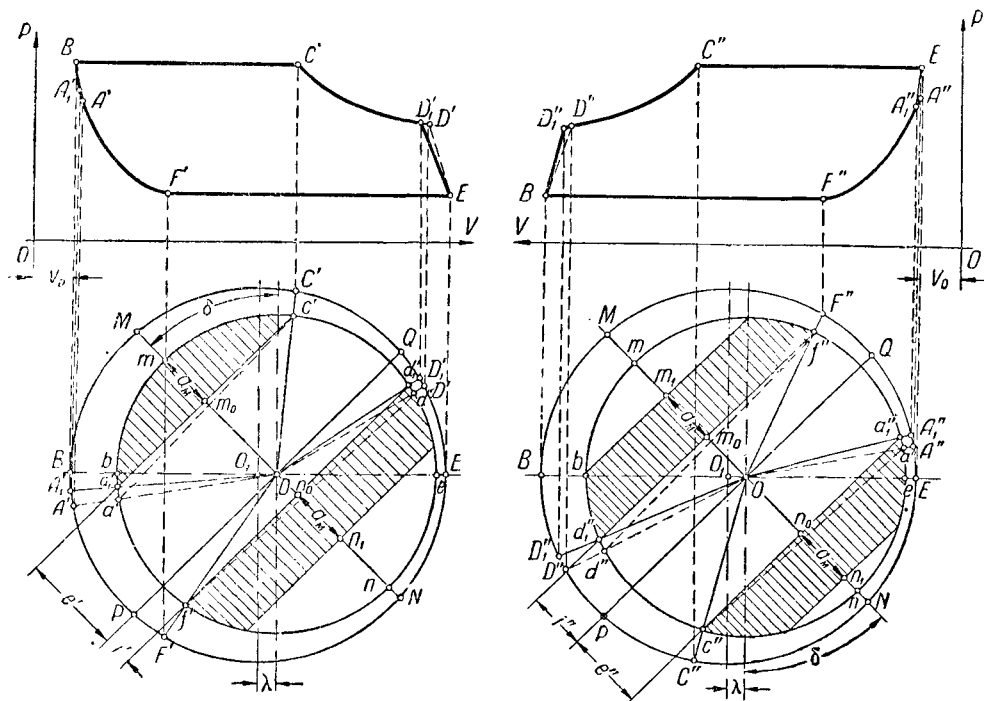


Рис. 42. Построение золотниковой диаграммы по индикаторной.

хорды, обеспечив их параллельность за счет некоторого смещения точек a' , d' , a'' и d'' , что вызвало соответственные изменения и точек индикаторных диаграмм. Окончательные точки A'_1 и D'_1 оказались немного позднее, а точки A''_1 и D''_1 несколько раньше, чем первоначально намеченные.

Из этого виден недостаток простого золотника — связанность фаз парораспределения. Это значит, что с помощью простого золотника не всегда удается осуществить желаемую индикаторную диаграмму. При смещениях точек всегда желательно не изменять точек F — начала сжатия и особенно точек C — конца впуска, так как изменения их сильнее искажают индикаторную диаграмму, чем смещение точек A и D .

Проведя диаметры MN , определяют угол опережения эксцентрика δ , а проведя диаметры PQ (перпендикулярно к MN), находят перекрыши золотника e' , i' , e'' и i'' в том же неизвестном пока масштабе. Важно отметить, что по полостям перекрыши оказались неодинаковыми, и это является следствием конечной длины шатуна, так как, если бы центры O и O_1 совпали, то и золотниковые диаграммы обеих полостей были бы тождественными.

В левой полости золотник принят без перебега при впуске, и, значит, отрезок $a_m = mm_0$ выражает в том же, неизвестном пока, масштабе

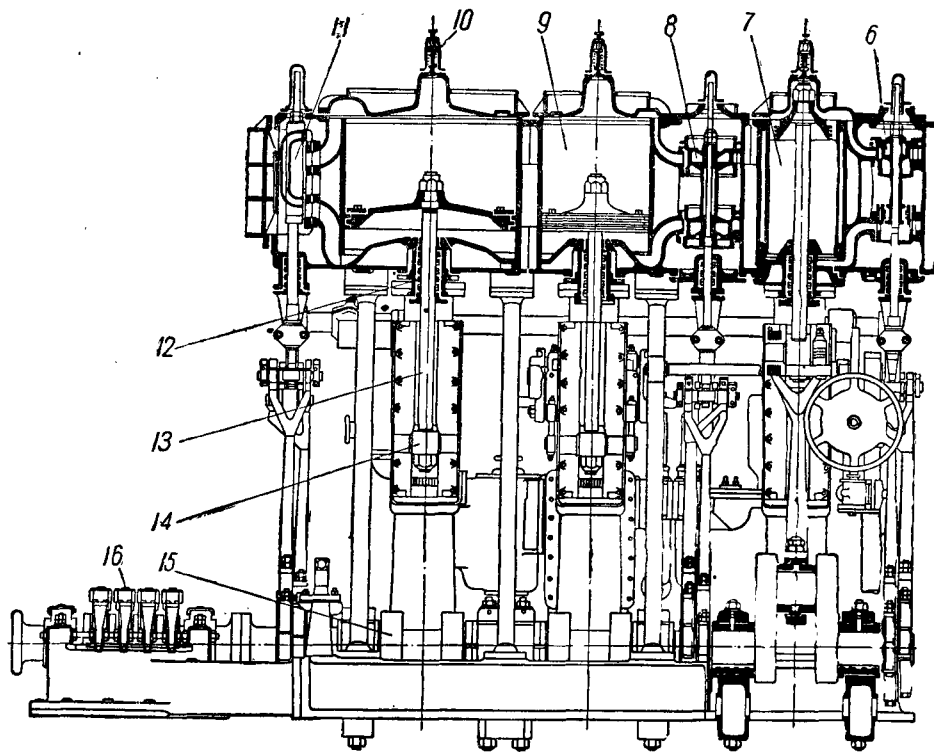


Рис. 95. Вертикальная реверсивная судовая машина тройного расширения (вид спереди):

6—цилиндрический золотник п. в. д.; 7—цилиндр высокого давления; 8—золотник п. с. д.; 9—цилиндр среднего давления; 10—предохранительный клапан; 11—плоский золотник п. в. д. (с двойным впуском); 12—сальник; 13—шток поршня; 14—кресткофф; 15—коленчатый вал; 16—упорный подшипник гребного вала.

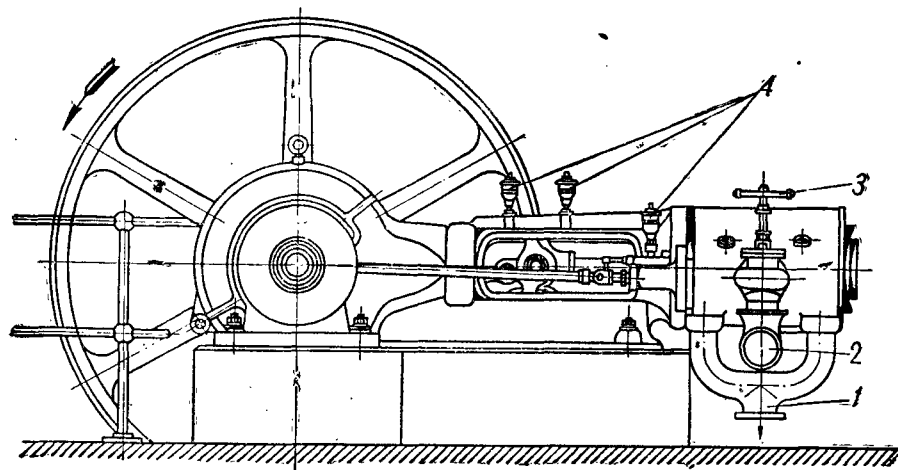


Рис. 96. Одноцилиндровая машина малой мощности:

1—выхлопная труба; 2—впуск свежего пара; 3—пусковой вентиль; 4—масленки.

ширину канала. Отложив этот размер от точек m_0 и n_0 , находят перебег золотника при выпуске и при впуске в правую полость.

Основные размеры элементов золотникового парораспределения a, e', e'', i', i'', c и c' можно было бы считать найденными, если бы был известен масштаб построенной диаграммы.

Для определения действительной величины размеров парораспределения находят натуральную ширину паровпускного окна a . Впускной канал на зеркале имеет прямоугольное сечение с высотой h . Необходимо, чтобы через это сечение проходил объем пара, заполняющий объем, освобождаемый в цилиндре движущимся поршнем. Если c_m средняя скорость поршня в м/сек, а ω — условная скорость пара в канале в м/сек, то объем пара, проходящий через окно в зеркале в одну секунду, будет $ah\omega$, а равный ему объем, освобождаемый поршнем в цилиндре при площади поршня F , будет Fc_m и, следовательно, $ah\omega = Fc_m$. Высоту окна h выбирают в зависимости от диаметра цилиндра D из условия $h = Dk$, принимая $k = (0,65 \div 0,85)$. Тогда ширина окна:

$$a = \frac{\pi}{4k} D \frac{c_m}{\omega} \approx D \frac{c_m}{\omega}. \quad (26,1)$$

При проектировании парораспределения скорость пара ω принимают при насыщенном паре $25 \div 40$ м/сек; при перегретом паре скорости принимаются на 20—25% выше, чем при насыщенном.

Если найдена действительная ширина канала a , то можно определить масштаб золотниковой диаграммы, т. е. отношение размеров на диаграмме к действительным. Масштаб диаграммы

$$m = \frac{a_d}{a} = 1 : \frac{a}{a_d}, \quad (26,2)$$

где: a_d — размеры окна на диаграмме;

a — действительные размеры окна.

Толщина перегородки b (рис. 28) определяется по уравнению

$$b = 0,5 a + (10 \div 15) \text{ мм}. \quad (26,3)$$

Ширина выпускного окна a_0 выбирается с таким расчетом, чтобы при наибольшем сдвиге золотника оно оставалось открытым на величину, не меньшую чем ширина впускного окна a . Это условие выражается уравнением

$$a_0 \geq i + r + a - b. \quad (26,4)$$

Длина золотника в случае перебега c' в левой и c'' в правой полостях получится:

$$l = a_0 + 2(b + r) - (c' + c''). \quad (26,5)$$

Длина золотникового зеркала делается такой, чтобы в крайних положениях золотник свисал с зеркала на 5—10 мм и, следовательно,

$$L = l + 2r - (10 \div 20) \text{ мм}. \quad (26,6)$$

При цилиндрических золотниках длина канала во втулке рассчитывается по формуле

$$h = (0,67 \div 0,75) \pi d \approx (2,1 \div 2,4) d \approx (0,85 \div 1,60) D, \quad (26,7)$$

где d — диаметр золотниковой втулки, принимаемый в зависимости от диаметра цилиндра D :

$$d = (0,4 \div 0,7) D. \quad (26,8)$$

Пример 6. Определить размеры коробчатого золотника с перекрышами для машины, у которой диаметр цилиндра 450 мм, ход поршня 600 мм. Машина работает насыщенным паром и делает 140 об/мин. Для этой машины по индикаторной диаграмме построена золотниковая. На золотниковой диаграмме получилось (индекс m указывает, что размер взят в масштабе диаграммы): $r_m = 40$ мм; $a_m + c_m = 22$ мм; $e_m = 18$ мм; $i_m = 15$ мм; $c'_{em} = 6$ мм; $v_{im} = 8$ мм. Перебег золотника принят $c = 0,1a$ и значит $c_m = 2$ мм и $a_m = 20$ мм.

ного расширения, так как в одноцилиндровой машине в этом случае получается слишком малая, трудно осуществимая степень наполнения, а значительная разность температур свежего и отработавшего пара может вызвать опасные деформации частей машины.

Машины с концевым отбором при давлении в отборе $13 \div 14 \text{ кг/см}^2$ и выше могут быть и одноцилиндровыми с давлением свежего пара до 100 кг/см^2 .

Цилиндры паровой машины высокого давления должны иметь возможно меньший объем вредного пространства, и для упрощения их конструкции органы парораспределения желательно размещать на крышках цилиндров. Отношение объемов цилиндров, соединенных друг с другом, может достигать при высоких давлениях $1 : 7$.

Отношение $\frac{s}{D}$ выбирается значительно большим, чем у обычных паровых машин. Скорость поршня благодаря этому, а также из-за увеличения числа оборотов может достигать до 25 м/сек .

Поршень паровой машины высокого давления должен иметь $7 \div 9$ уплотняющих колец. Шток поршня приобретает значительные размеры, и его поперечное сечение может доходить до 25% площади поршня (ц. в. д.).

Установка машины на фундаменте и присоединение к ней паропроводов должны допускать удлинение частей машины при нагреве.

Полезно применять промежуточный перегрев пара с целью уменьшения начальной конденсации в ц. в. д.

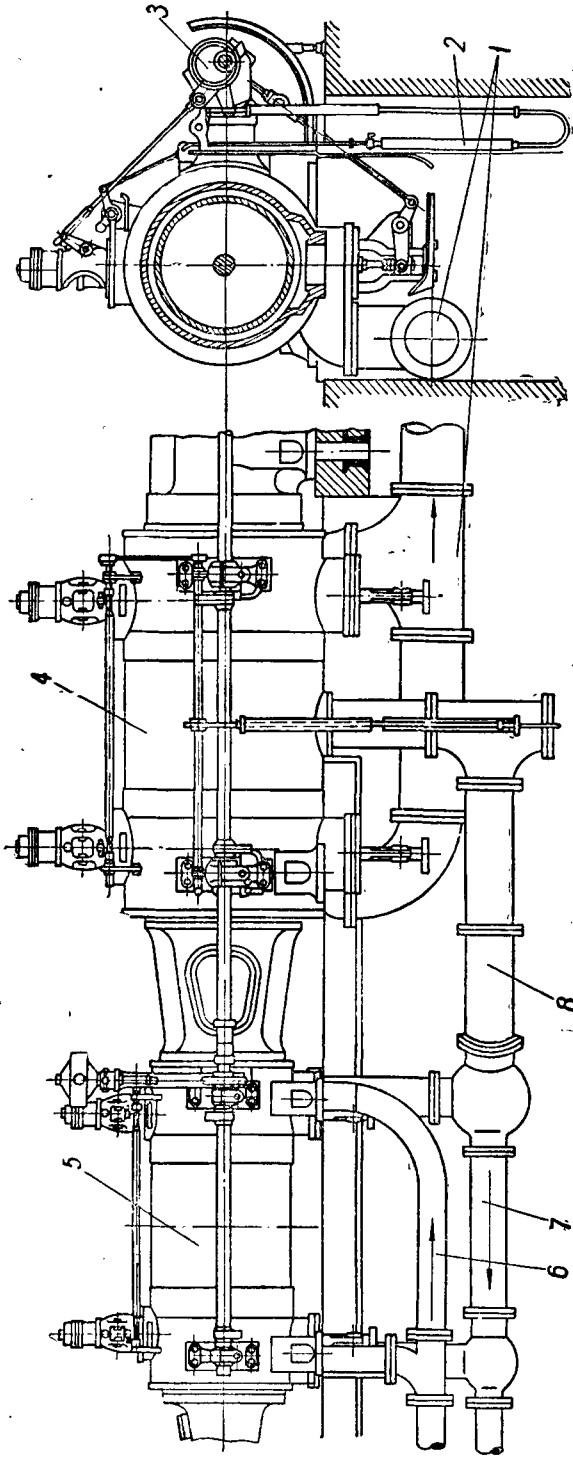


Рис. 97. Машина тандем с промежуточным отбором пара:

1—выпуск отработавшего пара в конденсатор; 2—регулятор давления; 3—эксцентрик на распределительном валу; 4—цилиндр низкого давления; 5—цилиндр высокого давления; 6—подвод свежего пара из котла; 7—пар из отбора, направленный в теплотвер; 8—ресивер.

Решение 1. Определяем действительную ширину канала a . Для этого находим среднюю скорость поршня:

$$c_m = \frac{sn}{30} = \frac{0,6 \times 140}{30} = 2,8 \text{ м/сек.}$$

Задаем скорость пара в канале $\omega = 35 \text{ м/сек}$, тогда по (26,1)

$$a = D \frac{c_m}{\omega} = 450 \frac{2,8}{35} = 36 \text{ мм.}$$

2. Определяем масштаб золотниковой диаграммы (по 26,2)

$$m = \frac{a_m}{a} = \frac{20}{36} = \frac{1}{1,8}.$$

3. Определяем остальные размеры парораспределения. Умножая соответствующие величины, взятые с золотниковой диаграммы, на 1,8, находим (пренебрегая косвенным влиянием шатуна, принимаем размеры золотника для обеих полостей одинаковыми):

$$\begin{aligned} r &= 40 \times 1,8 = 72 \text{ мм,} & i &= 15 \times 1,8 = 27 \text{ мм,} \\ e &= 18 \times 1,8 = 32,4 \text{ мм,} & v_e &= 6 \times 1,8 = 10,8 \text{ мм,} \\ c &= 72 - (36 + 32,4) = 3,6 \text{ мм,} & v_i &= 8 \times 1,8 = 14,4 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Значения ширины выпускного окна a_0 , толщины перегородки b , длины золотника l и длины золотникового зеркала L определяем по соответствующим формулам:

$$\begin{aligned} b &= 0,5 a + 10 = 18 + 10 = 28 \text{ мм,} \\ a_0 &= i + r + a - b = 27 + 72 + 36 - 28 = 107 \text{ мм,} \\ l &= a_0 + 2(b + r - c) = 107 + 2(28 + 72 - 3,6) = 299,8 \approx 300 \text{ мм,} \\ L &= l + 2r - 14 = 300 + 2 \times 72 - 14 = 430 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Величину угла опережения можно определить непосредственным измерением, но точнее можно вычислить его значение по формуле (20,3) при $\alpha = 0$, когда $x = e + v_e$.

Тогда

$$e + v_e = r \sin \delta,$$

откуда

$$\sin \delta = \frac{e + v_e}{r} = \frac{32,4 + 10,8}{72} = 0,6.$$

По таблицам натуральных тригонометрических величин находим:

$$\delta = 36^\circ 57' \approx 37^\circ.$$

При определении размеров цилиндрических золотников с внутренним впуском золотниковые диаграммы строятся так же, как и для золотников с наружным впуском пара. При вычерчивании таких золотников значения e откладываются от внутренней кромки золотника, а значения i — от внешней кромки.

Задания для самостоятельного выполнения

1. Определить размеры цилиндрического золотника для машины, работающей перегретым паром. Диаметр цилиндра машины 350 мм, ход поршня 410 мм. Число оборотов вала $n = 290$ об/мин. На построенной для этой машины золотниковой диаграмме получено $r_m = 50$ мм; $mt_0 = a_m + c_m = 27$ мм; $e_m = 23$ мм; $i_m = 18$ мм; $v_{em} = 8$ мм; $v_{im} = 13$ мм. Расчет произвести как для случая без перебега золотника, так и для перебега золотника при впуске $c = 0,08 a$. Скорость пара в канале принять $\omega = 50$ м/сек. Отв.: $a = 19,1$ мм, $\delta = 38^\circ 25'$, масштаб диаграммы для золотника без перебега $m = 1 : 0,764$.

2. По данным примера 6 построить золотниковую и индикаторную диаграммы машины, принимая коэффициент вредного пространства 0,12, давление впуска 13 атм и давление выпуска 0,3 атм. По индикаторной диаграмме определить среднее индикаторное давление и мощность машины в л. с.

3. На индикаторной диаграмме при длине ее 100 мм получилось предварение впуска $V_{вп} = 6$ мм; впуск $V_{н} = 55$ мм; предварение выпуска $V_{вып} = 7$ мм. Построить по этим данным золотниковую диаграмму, если ход поршня 440 мм, длина шатуна 1200 мм, перебега золотника при впуске $c = 0$ (построение сделать для левой полости с поправкой на конечную длину шатуна). По золотниковой диаграмме определить степень сжатия.

4. По результатам расчетов задания 1 начертить разрез золотниковой втулки и золотника в масштабе 1 : 2.

5. По результатам примера 6 начертить в масштабе 1 : 2 разрез золотникового зеркала и золотника, отметить на зеркале крайние положения золотника. Затем аккуратно разрезать чертеж по линии поверхности золотникового зеркала, отделить золотник и, перемещая его по линии поверхности золотникового стола, проследить весь процесс парораспределения.

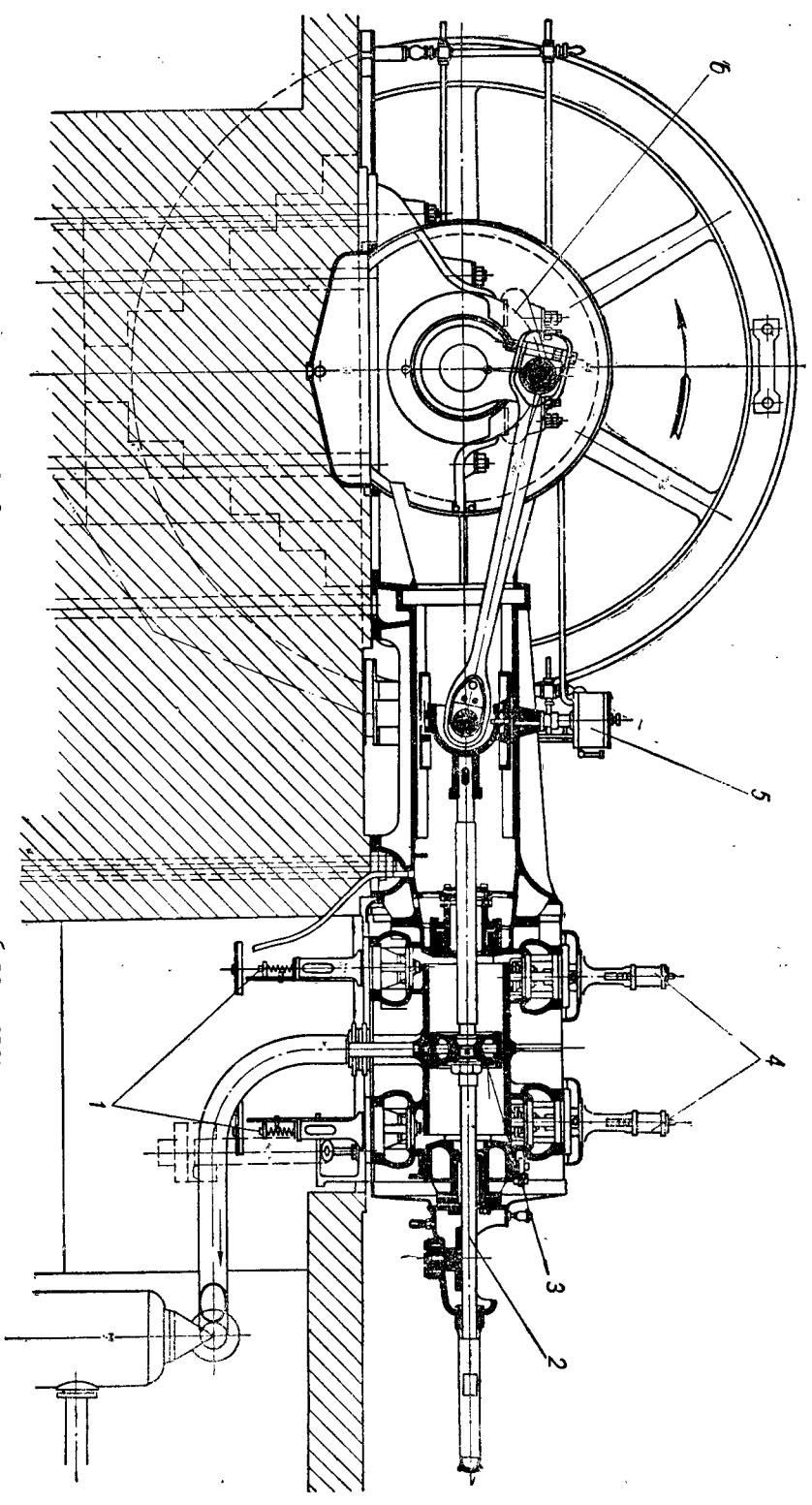


Рис. 98. Одноцилиндровая машина с центральным отбором пара:
1—выпускные клапаны; 2—контроль; 3—поршень; 4—выпускные клапаны; 5—масленка центральной подачи смазки;
6—коренной подшипник.

§ 27. КЛАПАННОЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ. КЛАПАНЫ

Золотниковое парораспределение, как было разобрано выше, имеет ряд недостатков.

Клапанное парораспределение хотя и несколько сложнее золотникового, но почти не имеет его недостатков.

При клапанном парораспределении в цилиндре имеются четыре пути для пара и четыре клапана, что ведет к уменьшению начальной конденсации пара, фазы при прямом и обратном ходе поршня могут быть отрегулированы, независимо друг от друга, благодаря чему легче выравнять стени индикаторную диаграмму. Вес клапанов небольшой, они уравновешены, и усилие на приведение их в движение меньше, чем для золотников. Каналы закрываются клапанами быстро, что уменьшает мятые пара в конце впуска. Поэтому клапанное парораспределение в настоящее время является наиболее распространенным у стационарных машин.

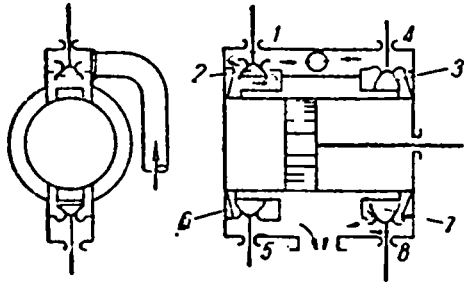


Рис. 43. Схема клапанного парораспределения.

Расположение клапанов на цилиндре машины видно из рис. 43. По краям цилиндра имеются четыре клапанных коробки: 1 и 4 — сверху, 5 и 8 — снизу.

В верхних коробках находятся клапаны 2 и 3 для впуска пара, а в нижних — клапаны 6 и 7 для выпуска. Клапаны попеременно поднимаются и опускаются специальным механизмом, получающим движение от распределительного вала, расположенного параллельно оси цилиндра. Распределительный вал связан с коренным конической зубчатой передачей при передаточном числе 1:1, и поэтому число оборотов распределительного вала такое же, как и у коренного. Иногда клапаны ставятся на крышках цилиндра. Это выгодно тем, что уменьшается объем вредных пространств, и крышки обогриваются паром, но вся конструкция значительно усложняется, так как нельзя снять крышки и вынуть поршень, не разбирая приводной механизм клапанов и паропроводящие трубы к ним.

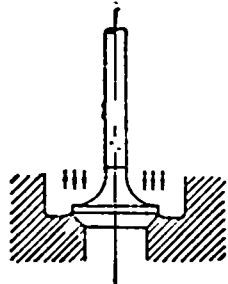


Рис. 44. Тарельчатый-односедельный клапан.

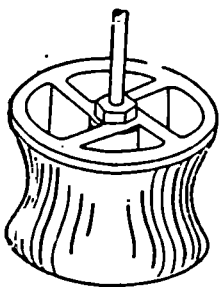


Рис. 45. Двухседельный клапан.

В зависимости от числа опорных поверхностей клапаны бывают тарельчатые-односедельные (рис. 44) и многоседельные. Тарельчатый-односедельный клапан имеет простую конструкцию, дает хорошую плотность запирания и почти не деформируется под действием высоких температур, но обладает существенным недостатком: он не уравновешен, так как на клапан сверху действует давление острого пара, не уравновешиваемое давлением на клапан снизу. Для подъема такого клапана приходится затрачивать большое усилие, и внешние органы парораспределения получают значительных размеров, а трущиеся их части сильно изнашиваются.

Многоседельные клапаны бывают двух- и редко четырехседельные. Многоседельные клапаны почти разгружены, и так как при открытом клапане пар протекает как снаружи, так и внутри клапана, необходимая высота его подъема меньше, чем односедельного.

Внешний вид двухседельного клапана показан на рис. 45. На рис. 46 дан разрез такого клапана в закрытом (а) и открытом (б) положении. Клапан 1

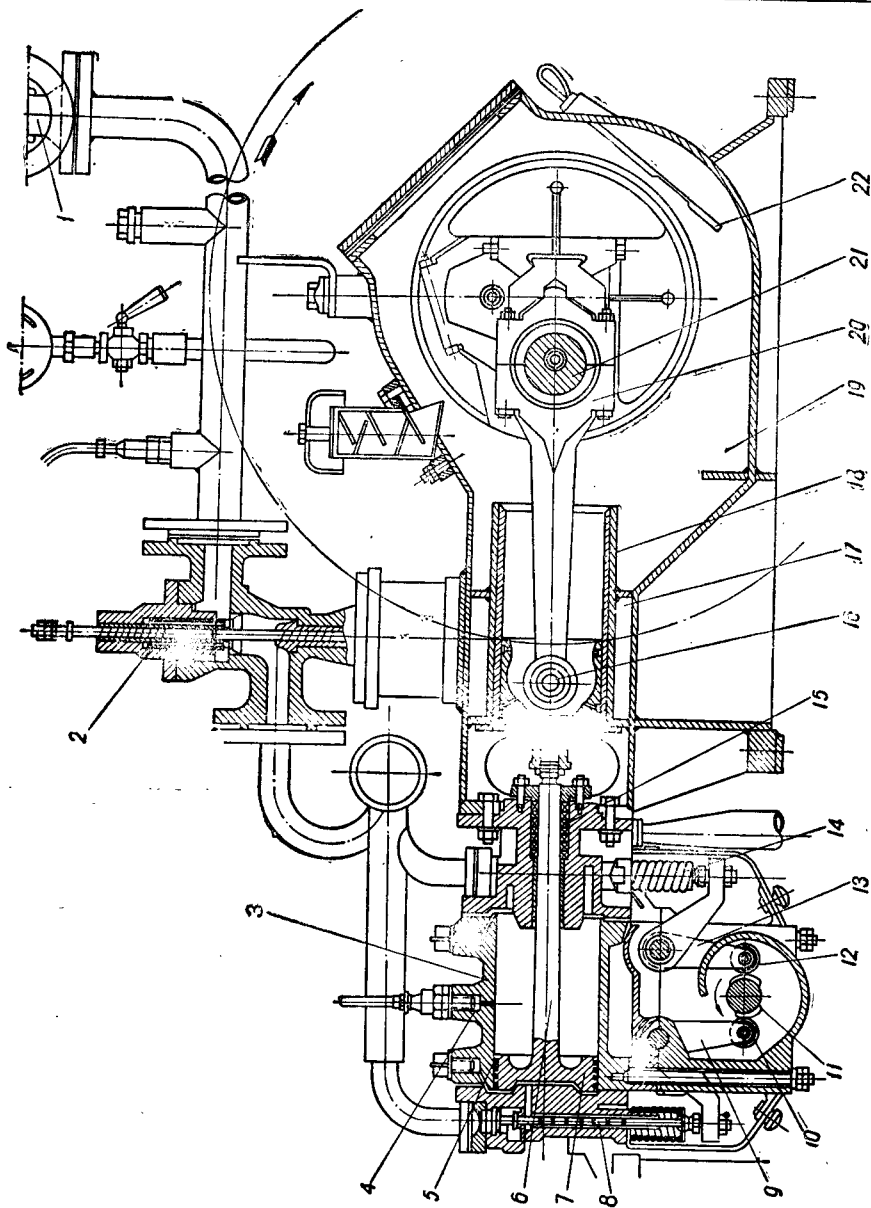


Рис. 99. Паровая машина передвижной электростанции ПЭС-40 Министерства лесной промышленности СССР:

1—пускной клапан; 2—дроссельный клапан; 3—цилиндр; 4—канал для смазки; 5—поршневые кольца; 6—шток; 7—поршень; 8—шток клапана; 9—рычаг подьема впускного клапана; 10—ролик впускного клапана; 11—распределительный кулачковый вал; 12—рычаг выпускного клапана; 13—рычаг впускного клапана; 14—пружина клапана; 15—сальник; 16—крейцшпир; 17—станция; 18—параллельный вал; 19—картер; 20—шату; 21—коленчатый вал; 22—штул для проверки уровня масла в картере.

представляет собою полое тело вращения, соединенное ребрами 2 со втулкой 4, в которой укреплен шток 3. Клапан помещается в клапанной коробке и опирается на две кольцевые поверхности. Опорные поверхности клапана лучше делать во вставных гнездах, а не в отливке цилиндра, так как при вставных гнездах размеры их можно подобрать так, чтобы при нагревании удлинение клапанов и гнезд было одинаковым. В этом случае возможна притирка клапанов в холодном состоянии. Если же опорные поверхности клапана образованы в отливке цилиндра, то притирку клапана к опорным поверхностям надо производить в горячем состоянии, так как при нагревании высота клапана увеличивается в большей степени, чем клапанной коробки, составляющей одно целое с массивным цилиндром.

Кроме того, вставные гнезда позволяют вынуть их во время ремонта для проверки, а при необходимости и заменить новыми.

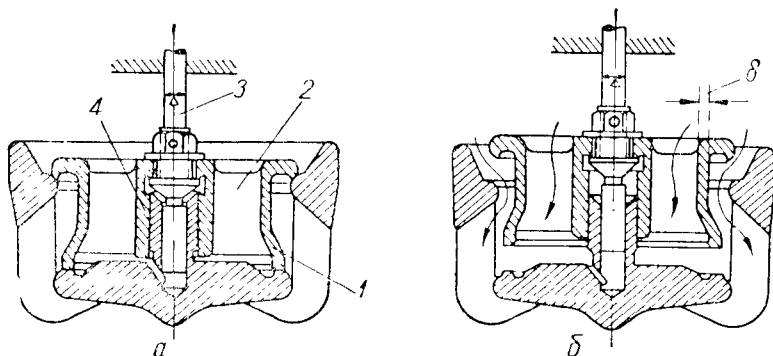


Рис. 46. Впуск пара двухседельным клапаном.

Опорные поверхности могут делаться горизонтальными или наклонными — коническими. Клапаны отливаются из чугуна с толщиной стенки $\delta = 5 \div 10$ мм. Ширина кольцевых опорных поверхностей $s = 2 \div 4$ мм. Диаметр штока (шпинделя) клапана $\Delta = 10 \div 25$ мм. Ребра, соединяющие тело клапана со втулкой, обычно располагаются тангенциально (рис. 45), с целью уменьшения тепловых деформаций.

Диаметр клапана рассчитывается из условия пропускания через сечение, закрываемое клапаном, всего пара, заполняющего пространство, которое освобождается в цилиндре движущимся поршнем. Если f см² — площадь сечения канала, необходимая для прохода пара, F см² — площадь поршня, ω м/сек — условная скорость пара в канале, c_m м/сек — средняя скорость поршня, то

$$f\omega = Fc_m, \quad (a)$$

откуда

$$f = \frac{c_m}{\omega} F \text{ см}^2. \quad (б)$$

С другой стороны, при диаметре клапана d см

$$f = \varphi \frac{\pi d^2}{4} \text{ см}^2, \quad (27,1)$$

где φ — коэффициент сужения канала ребрами и телом клапана, принимаемый от 0,6 до 0,8.

Тогда при диаметре поршня D см по уравнениям (б) и (27,1)

$$d = D \sqrt{\frac{c_m}{\varphi \omega}}. \quad (27,2)$$

Величина нормального подъема клапана определяется исходя из того, что боковая поверхность цилиндрической щели, открываемой клапаном, пропус-

Индикаторная диаграмма машин высокого давления отличается от обычной быстрым падением давления по линии впуска и значительной разностью давлений в конце расширения и при выпуске. Величина среднего индикаторного давления может достигать 20 кг/см^2 и более. Расчеты показывают, что при повышении давления до $110 \div 120 \text{ ата}$ удельный расход тепла в паровых машинах сравняется с расходом тепла в лучших двигателях внутреннего сгорания, но при том важном преимуществе, что в паросиловой установке возможно использование любого топлива, в том числе и самого низкосортного. Паровые машины высокого давления уже сейчас находят применение на паровозах, строящихся пока лишь в единичных экземплярах.

В 1937 г. был сконструирован и построен паровоз с прямоточным котлом и машиной, работающей паром с начальным давлением 120 ата и температурой 450°C . Рабочий цикл происходит следующим образом: пар из котла поступает в цилиндры высокого давления, где расширяется до давления 18 ата и затем направляется в цилиндры низкого давления; при этом часть пара ответвляется в тепловой аккумулятор, а остальной пар после полного расширения в ц. н. д. направляется в конденсатор. Машина паровоза имеет мощность 800 эфф. л. с. Он может проходить без набора воды до 1000 км. Удельный расход пара на $30 \div 35\%$ меньше, чем в паровозах обычных конструкций.

В 1939 г. паровозостроительный завод запроектировал пассажирский паровоз типа 2-4-1 с работой паром при давлении 100 ата и температуре $485 \text{—} 500^\circ \text{C}$.

В отдельных, пока, правда, редких случаях, паровые машины находят применение даже в установках, где до сих пор применялись исключительно двигатели внутреннего сгорания: автобусы, автомобили и даже самолеты. Во всяком случае, современное машиностроение не останавливается перед созданием весьма быстроходных паровых машин, работающих паром повышенных и высоких параметров, и понятно, что такие паровые машины будут находить себе самое широкое применение.

кает то же количество пара, что и сечение, перпендикулярное к оси клапана. Тогда при количестве опорных поверхностей i и угле их наклона α

$$f = \pi d h i \cos \alpha = \varphi \frac{\pi d^3}{4},$$

откуда

$$h = \frac{f}{\pi d i \cos \alpha} = \frac{\varphi d}{4 i \cos \alpha}. \quad (27,3)$$

Для горизонтальных опорных поверхностей

$$\alpha = 0; \quad \cos \alpha = 1$$

и, следовательно,

$$h = \frac{\varphi d}{4 i}. \quad (27,4)$$

Анализ формул (27,3) и (27,4) показывает, что с увеличением числа опорных поверхностей высота подъема клапана уменьшается, а это выгодно отражается на конструкции внешних органов парораспределения. Так, для односедельного клапана при $\alpha = 0$ $\varphi = 1$ $i = 1$

$$h = \frac{d}{4},$$

а для двухседельного при $\alpha = 0$ $\varphi = 0,65$, $i = 2$

$$h = \frac{0,65d}{4 \times 2} \approx \frac{1}{12} d.$$

Задание для самостоятельного выполнения

1. Определить размеры паровпускного клапана для машины, у которой средняя скорость поршня 3,5 м/сек, диаметр поршня 400 мм. Скорость пара в канале 40 м/сек. Клапан двухопорный с горизонтальными опорными поверхностями. Коэффициент сужения принять равным 0,75. *Отв.: $d = 137$ мм; $h = 12,8$ мм.*

§ 25. КЛАПАНОЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ

Внешние органы клапанного парораспределения — механизмы, приносящие клапаны в движение, делятся на механизмы принудительные и расцепные. Расцепные механизмы называют также механизмами со свободной посадкой клапана.

В принудительных механизмах клапан все время связан с приводным механизмом. Расцепной механизм производит только подъем клапана, а опускание его происходит под действием пружины и сил тяжести. Принудительные механизмы дают более надежное закрытие канала, меньший износ опорных поверхностей и допускают большее число оборотов, чем расцепные. Однако при принудительных механизмах скорость посадки клапана меньше и, следовательно, мятис пара при этом больше. Расцепные механизмы пригодны только для машин с числом оборотов не более 150. Выпускные клапаны всегда имеют принудительный механизм.

Механизмы с принудительной посадкой могут быть: с кулачной шайбой, с катящимся рычагом и с качающимся кулаком.

В механизмах с кулачной шайбой (рис. 47) рычаг 4 имеет постоянную точку опоры 5. Свободный конец рычага BC связан со штоком 7 клапана 6 так, чтобы, поворачиваясь около своей оси B, он не препятствовал штоку двигаться прямолинейно. При вращении распределительного вала вместе с ним вращается кулак 1, который, нажимая на ролик 2, заставляет тягу 3 подняться, а клапан 6 открыть канал для выпуска пара, двигаясь вниз и сжимая пружину 8. Профиль кулачной шайбы должен соответствовать следующим условиям:

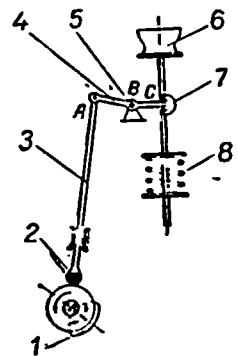


Рис. 47. Парораспределительный механизм с кулачной шайбой.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ
ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

ГЛАВА X

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ

§ 48. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И СХЕМА УСТРОЙСТВА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Паровые турбины, как и паровые машины, являются двигателями, преобразующими тепловую энергию пара в механическую работу, но как принцип действия, так и конструкция турбин и поршневых машин весьма различны. В паровой машине пар, действуя периодически, оказывает статическое давление на поршень и заставляет его перемещаться в цилиндре, производя работу. В паровой турбине рабочий процесс непрерывен и обуславливается динамическим взаимодействием между паром и рабочими лопатками.

Механическая работа в паровой турбине получается в результате двух процессов. Первый процесс заключается в превращении потенциальной энергии пара в кинетическую энергию движения самого пара. Второй — в передаче этой кинетической энергии вращающимся частям турбины, в результате чего создается крутящий момент, и на валу турбины получается механическая работа. Превращение тепловой энергии пара в кинетическую происходит в канале особой формы, называемом паровым соплом. Пар, непрерывно выходя из сопла 4 (рис. 100) со значительной скоростью, направляется на криволинейно изогнутые лопатки 3, укрепленные на диске 2.

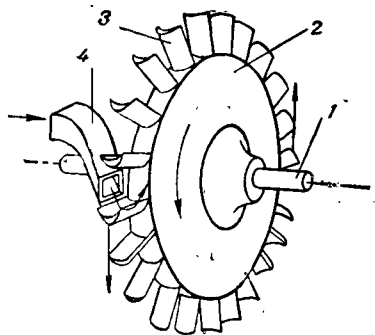


Рис. 100. Схема паровой турбины.

Частицы пара воздействуют на лопатки 3 и приводят их в движение, в результате чего диск 2 и вал 1 приводятся во вращение. Сопла и соответствующее рабочее колесо (диск с лопатками) составляют одну ступень турбины. Турбины могут иметь одну ступень — одноступенчатые, или несколько — многоступенчатые.

Взаимодействие между паром и лопатками турбины может осуществляться двояко, и, в зависимости от этого, ступени турбины и сами турбины могут быть активными или реактивными.

В активной ступени пар расширяется только в неподвижной части турбины: в соплах или в каналах между неподвижными направляющими лопатками. В этом случае давление пара одинаково как перед рабочим колесом, так и за ним. Активные ступени называют поэтому ступенями равного давления.

В реактивной ступени расширение пара происходит как в соплах турбины, так и между рабочими лопатками на вращающемся диске. Давление пара

1-6

1) создавать по возможности безударное вступление ролика 2 на конце тяги на выступ кулачной шайбы; поэтому механизмы с кулачной шайбой неприменимы для быстроходных машин;

2) обеспечивать своевременный подъем и опускание клапана, согласно выбранной продолжительности фаз парораспределения.

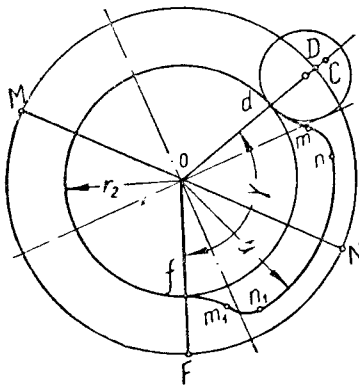


Рис. 48. Кулачная шайба.

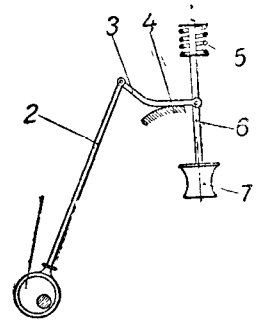


Рис. 49. Парораспределительный механизм с катящимся рычагом.

Профилирование кулачных шайб производится следующим образом (рис. 48). Радиусом r_2 , выбираемым из конструктивных соображений, описывается окружность из центра O , и наносятся положения кривошипа в момент начала предварения выпуска — OD и в момент начала сжатия — OF . Углом $DOF = \gamma$ определяется положение точек d и f на профиле шайбы. При высоте подъема клапана h и отношении плеч рычага (рис. 47)

$$\frac{AB}{BC} = m,$$

$$r_1 - r_2 = mh,$$

где r_1 — радиус, которым вычерчивается профиль кулачной шайбы по дуге mn_1 . Через точки d и f из центров C проводят дуги dm и fn_1 радиусом на 5—10 мм большим, чем радиус ролика, который обычно принимают равным $25 \div 40$ мм. Переходные кривые mn и m_1n_1 вычерчивают радиусом $3 \div 5$ мм.

Механизм с катящимся рычагом (рис. 49) отличается от предыдущего, во-первых, наличием на распределительном валу эксцентрика I , вместо кулака, а также тем, что криволинейный рычаг 3 , шарнирно соединенный со штоком 6 клапана 7 , не имеет постоянной точки опоры, а перекатывается во время своего

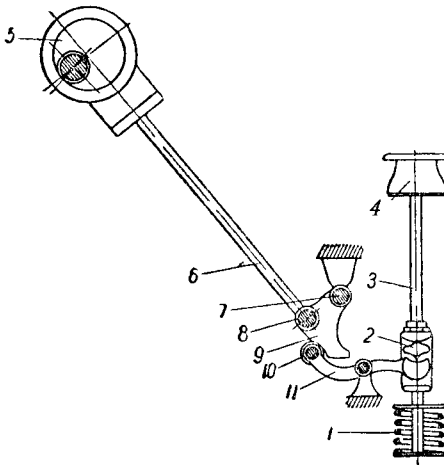


Рис. 50. Парораспределительный механизм с качающимся кулаком.

движения по подушке 4 , профиль которой имеет слегка криволинейное очертание. Благодаря такой конструкции отношение плеч рычага непрерывно изменяется, и начало подъема и конец посадки клапана происходят при малых скоростях. Этим достигается уменьшение силы удара при посадке клапана пружинной 5 , что предохраняет как клапан, так и его гнездо от быстрого износа. Это важно для быстроходных машин, хотя при этом несколько увеличивается время пара в начале и в конце впуска. Этот недостаток предварения

в реактивной ступени перед рабочим колесом больше, чем за ним. Поэтому реактивные ступени называют ступенями избыточного давления. Почти все современные паровые турбины не являются чисто активными или чисто реактивными. Большинство современных турбин работает с большей или меньшей степенью реактивности.

Непрерывное действие пара на рабочие органы является одним из важнейших преимуществ турбины перед паровой машиной. Благодаря непрерывности процесса в каждой определенной точке органов турбины, давление пара, его температура, теплосодержание, скорость и различные усилия остаются постоянными. Это позволяет применять высокие скорости пара и рабочих органов. В тепловом отношении непрерывность процесса обеспечивает постоянство тепловых явлений и улучшает условия работы в целом. В силу этих особенностей, паровая турбина, по сравнению с паровой машиной, имеет следующие преимущества:

- а) возможность получения больших мощностей в одном агрегате;
- б) лучшее использование тепловой энергии;
- в) большие скорости, позволяющие соединять вал турбины непосредственно с валом генератора электрического тока;
- г) меньшие размеры и вес, приходящиеся на единицу мощности;
- д) отсутствие возвратно-поступательно движущихся частей и, следовательно, отсутствие неуравновешенных инерционных сил, что позволяет обходиться без маховика и применять более легкие фундаменты;
- е) возможность иметь несколько промежуточных отборов пара при различных давлениях для целей теплофикации.

Наряду с этими преимуществами, паровые турбины сравнительно с паровыми машинами имеют и некоторые недостатки:

- а) сложность установки при небольших мощностях;
- б) понижение к.п.д. при резко переменных режимах работы;
- в) невозможность работы на небольших числах оборотов в минуту;
- г) сложность реверсирования;
- д) низкий к. п. д. при малых мощностях.

Эти особенности паровых машин и паровых турбин создали для каждой из них свои области применения. Паровые турбины применяются, главным образом, в качестве первичных двигателей электро- и теплоэлектроцентралей повышенной мощности, как двигатели крупных судов, а также как двигатели компрессоров и насосов мощных установок.

Всякая паровая турбина состоит из неподвижного корпуса, представляющего собою ее наружную часть, образующую внутреннюю паровую полость, и вращающегося в этой полости ротора. Корпус турбины со всеми установленными на нем и в нем деталями носит название статора. Ротор является внутренней частью турбины, несущей на себе рабочий лопаточный аппарат.

§ 49. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Существующие паровые турбины можно разделять по следующим основным признакам:

А. По принципу действия пара: 1) активные, 2) реактивные и 3) комбинированные.

Активные турбины, в свою очередь, могут быть с одной или с несколькими ступенями давления, а каждая из ступеней давления может состоять из одной или нескольких ступеней скорости. Реактивные турбины всегда делают многоступенчатыми со ступенями давления. У комбинированных турбин — активно-реактивного типа несколько первых ступеней активные, а последующие — реактивные. Такое деление лишь в основном характеризует типы турбин, так как у современных активных турбин ступени низкого давления почти всегда работают и по реактивному принципу, а у реактивных турбин почти всегда имеется хотя бы одна (первая) активная ступень.

Б. По параметрам свежего пара: 1) турбины низкого давления, работающие паром $1,2 \div 2,5 \text{ ата}$; 2) турбины среднего (нормального) давления, работающие паром до 35 ата с перегревом до 450°C ; 3) турбины высокого давления, работающие паром с давлением выше 35 ата и с перегревом до 550°C ; 4) турбины двух и трех давлений, с подводом к турбине мягкого пара и пара различных давлений.

В. По направлению потока пара: 1) осевые, у которых поток пара движется вдоль оси турбины; 2) радиальные, у которых поток пара движется в плоскости, перпендикулярной к оси турбины; 3) смешанные — обычно радиальные, но имеющие несколько последних ступеней осевых.

Г. По количеству корпусов: 1) одноцилиндровые, у которых весь лопаточный аппарат размещен в одном корпусе; 2) многоцилиндровые, с размещением лопаточного аппарата в нескольких корпусах.

Д. По числу валов: 1) одновальные турбины, у которых все корпуса расположены на одной оси и валы их соединены; 2) многовальные, представляющие собою две или три одновальные турбины, связанные общим тепловым процессом.

Е. По числу потоков пара: 1) однопоточные — обычного типа; 2) двухпоточные, у которых пар подводится в среднюю часть корпуса и, делясь на два потока, растекается к концам цилиндра; или, наоборот, подведенный к разным концам корпуса пар течет двумя встречными потоками, соединяясь в средней части корпуса.

Ж. По тепловому процессу и энергетической характеристике: 1) конденсационные, с выпуском всего отработавшего пара в конденсатор; 2) выхлопные, с выпуском отработавшего пара в атмосферу; 3) теплофикационные, которые могут быть: а) с концевым отбором пара, б) с одним или несколькими промежуточными отборами пара, в) с промежуточным и концевым отбором пара; 4) предвключенные турбины высокого давления, срабатывающие до средних давлений пар, который затем совершает работу в турбине нормального давления; 5) с промежуточным перегревом пара между ступенями высокого и низкого давления.

З. По расположению конденсационных устройств: 1) подвальные, с расположением конденсационных устройств под турбиной; 2) бесподвальные, с расположением конденсационных устройств на одном уровне с турбиной.

И. По числу оборотов вала турбины: 1) тихоходные, с числом оборотов менее 3000 в минуту; 2) нормальные, с числом оборотов 3000 в минуту; 3) быстроходные, с числом оборотов более 3000 в минуту.

К. По способу соединения с генератором или рабочей машиной: 1) с прямой передачей посредством муфты, соединяющей вал турбины с валом рабочей машины; 2) редукторные турбины с зубчатой передачей между валом турбины и валом рабочей машины.

Л. По принципу регулирования: 1) турбины с дроссельным регулированием (мятием пара); 2) с сопловым регулированием; 3) с комбинированным регулированием; 4) с обводным регулированием для перегрузки.

М. По области применения: 1) стационарные турбины с постоянным числом оборотов — в большинстве случаев турбогенераторы; 2) стационарные, с переменным числом оборотов, предназначенные для привода вентиляторов, компрессоров, насосов и т. п.; 3) турбины нестационарного типа, с постоянным или чаще переменным числом оборотов для турболокомотивов, судов и авиации.

Н. По назначению: 1) главные, несущие основную нагрузку станции; 2) пиковые, служащие для покрытия временных больших нагрузок; 3) турбины собственных нужд, обеспечивающие потребность в энергии самой станции.

впуска механизм устраивается так, что при мертвых положениях кривошипа клапан уже приподнят на 1—1,5 мм.

Механизмы с качающимся кулаком (рис. 50) отличаются от предыдущих тем, что эксцентриковая тяга 6 качает кулак 9 (на рисунке показан механизм выпускного клапана). Эксцентрик 5, насаженный на распределительный вал, вращаясь против часовой стрелки тягой 6, связанной шарнирно в точке 8 с качающимся кулаком 9, поворачивает его вокруг валика 7 и отклоняет влево. Ролик 10, катясь по фигурной поверхности кулака, поворачивает рычаг 11 против часовой стрелки. Правый конец этого рычага поднимается вверх и через сухарь 2 воздействует на шток 3 клапана 4, поднимая их и сжимая пружину 1.

Эксцентрик впускного клапана, имеющего аналогичный механизм, под воздействием регулятора может перемещаться на распределительном валу. При этом благодаря изменению эксцентриситета эксцентрика будет изменяться продолжительность открытия канала при постоянной высоте подъема клапана. Это выгодно отличает механизмы с качающимся кулаком от механизмов с катящимся рычагом, у которых при больших степенях наполнения увеличивается подъем клапана и приходится ставить сильную пружину.

§ 29. КЛАПАННОЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ С РАСЦЕПНЫМ МЕХАНИЗМОМ

Расцепные механизмы управляют лишь подъемом клапана, а посадка клапана производится свободно, под действием сил тяжести и пружины. Схема такого механизма изображена на рис. 51.

На распределительном валу 11 жестко насажен эксцентрик 12, передающий тягой 10 движение валику 7, с которым шарнирно соединен качающийся вокруг точки 5 рычаг 6. К этому же валику 7 подвешена активная зацепка или собачка 9. Активная зацепка пружиною 8 постоянно отжимается от эксцентриковой тяги и своим выступом нажимает на рычаг 3, вращающийся вокруг неподвижной опоры 2. При движении валика 7 вниз активная зацепка 9 тоже опускается вниз, нажимает на рычаг 3, называемый пассивной зацепкой, и производит подъем штока 4 и клапана 1. При этом хвостовик активной зацепки набегает на закрепленный в определенном положении отсечный кулак 14 и отклоняется влево. В результате этого в некоторый момент выступ активной зацепки соскакивает с пассивной зацепки, происходит их расцепление, и клапан под действием своего веса и силы пружины садится на место. При дальнейшем вращении эксцентрика тяга 10 и валик 7 начнут двигаться вверх, активная зацепка снова заскочит своим выступом за пассивную зацепку, и связь между клапаном и механизмом восстановится. Положение отсечного кулака 14 устанавливается регулятором, воздействующим на рычаг 13.

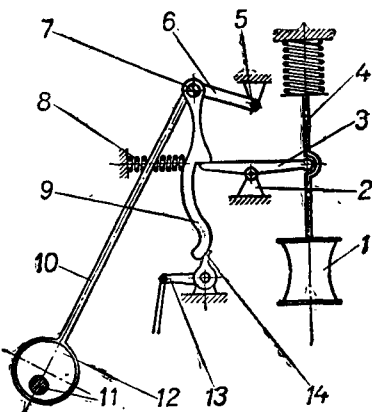


Рис. 51. Расцепной парораспределительный механизм.

Для уменьшения удара клапана об опорные поверхности к штоку клапана присоединяется буферное приспособление, замедляющее посадку.

При расцепном механизме начало впуска всегда происходит в один и тот же момент, независимо от положения отсечного кулака.

Клапанное парораспределение у вертикальных машин несколько усложняет их конструкцию, и поэтому для вертикальных машин чаще применяют золотниковое парораспределение.

К недостаткам клапанного парораспределения надо отнести сравнительно сложную конструкцию с большим количеством деталей, требующую тщательного надзора. У вертикальных машин становится затруднительным применение больших чисел оборотов и усложняется конструкция клапанного привода.

В СССР основные типы турбин установлены в 1947 г. Государственным общесоюзным стандартом — ГОСТ 3618-47 и 3678-47.

Для обозначения типов турбин применяется следующий шифр.

Первая буква шифра характеризует давление пара при впуске.

А — среднее давление 16—35 *ата*.

В — высокое давление, более 35 *ата* в турбинах, выпускаемых заводами СССР, обычно 90 *ата*.

М — мягкий пар (отработавший), давление 1,2 ÷ 2 *ата*.

Вторая и третья буквы шифра характеризуют тип турбины.

К — конденсационная, с выпуском всего отработавшего пара в конденсатор.

Т — теплофикационная, с промежуточным отбором пара при давлении от 1,2 до 6 *ата*.

П — с промежуточным отбором пара при давлении 4—13 *ата* для промышленных целей.

Р — с противодавлением — концевым отбором пара при весьма широком диапазоне параметров отработавшего пара.

Первая цифра в шифре показывает номинальную мощность турбины в тысячах киловатт, вторая — порядковый номер конструкции турбины. Например, АП-6-1 означает: турбина среднего давления с промежуточным отбором пара для промышленных целей номинальной мощностью 6000 *квт*, первый вариант.

ГЛАВА XI

ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ ПАРА В СОПЛАХ

§ 50. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В СОПЛАХ

Преобразование тепловой энергии пара в кинетическую происходит в результате его расширения в сопле при истечении в среду с давлением, меньшим, чем давление пара при входе в сопло. За счет понижения давления от начального p_0 до конечного p_1 пар повышает свою скорость от c_0 , с которой он входил в сопло, до c_{1t} (скорость истечения). Очевидно, что при истечении 1 кг пара, масса которого равна $m = \frac{1}{g}$ кг сек²/м, кинетическая энергия его возрастает на

$$\Delta L_a = \frac{mc_{1t}^2}{2} - \frac{mc_0^2}{2} = \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2g} \text{ кдж/кг.} \quad (50,1)$$

На это повышение кинетической энергии затрачивается тепло:

$$q_a = A \cdot \Delta L_a = A \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2g} = \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{8380} \text{ ккал/кг.} \quad (50,2)$$

Если считать, что расширение пара в сопле происходит без теплообмена, т. е. адиабатически (рис. 101), то теплосодержание пара при этом понижается на

$$h_t = i_0 - i_{1t} \text{ ккал/кг,}$$

где: i_0 — теплосодержание пара перед соплом,

i_{1t} — теплосодержание пара после адиабатического расширения в сопле.

Величину h_t называют адиабатическим, или располагаемым теплоперепадом, и на i_s диаграмме он выражается отрезком вертикальной прямой, соединяющей точки A_0 и A_{1t} , характеризующие начальное и конечное состояние пара в сопле. На основании закона сохранения энергии можно, приравняв количества энергии q и h , вывести известную из термодинамики формулу скорости истечения пара:

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{1t} + \frac{c_0^2}{8380}} \text{ м/сек.} \quad (50,3)$$

§ 30. ДРУГИЕ ВИДЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Крановое парораспределение было первым, примененным в машинах с четырьмя путями для пара. Схема кранового парораспределения изображена на рис. 52.

На цилиндре установлены впускные краны 2 и 4 и выпускные 1 и 5. Привод кранов осуществляется от эксцентрика 7, соединенного тягой 6 с распределительным диском 3. В различных точках распределительного диска к нему присоединены тяги отдельных кранов, которыми поворачиваются краны при открытии и закрытии паровых каналов.

Положительной стороной кранового парораспределения является простая и дешевая конструкция, но крановое парораспределение совершенно непригодно для перегретого пара и пара высокого давления. Поэтому сейчас машины с крановым парораспределением не строятся.

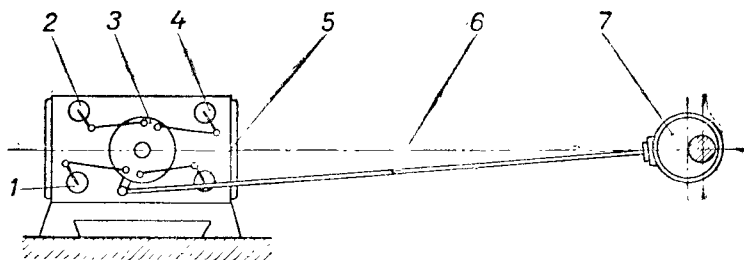


Рис. 52. Крановое парораспределение.

В прямооточных паровых машинах, как указывалось выше, парораспределение выпуска управляется поршнем. Окна для выпуска делаются прямоугольные, ромбические или круглые. В этих машинах впуск пара производится клапанами, расположенными на крышке цилиндра.

Стремление уменьшить степень сжатия, длину цилиндра и поршня, которые у прямооточных машин обычно велики, привело к появлению прямооточных машин с окнами, выпуск из которых управляется не только поршнем, но и специальными клапанами или золотниками, в определенные моменты закрывающими выпускной канал.

§ 31. РЕВЕРСИВНЫЕ УСТРОЙСТВА

В некоторых паровых машинах необходимо реверсирование, т. е. изменение направления вращения вала. К таким машинам относятся паровозные и пароходные машины, машины шахтных подъемников, прокатных станков и т. п.

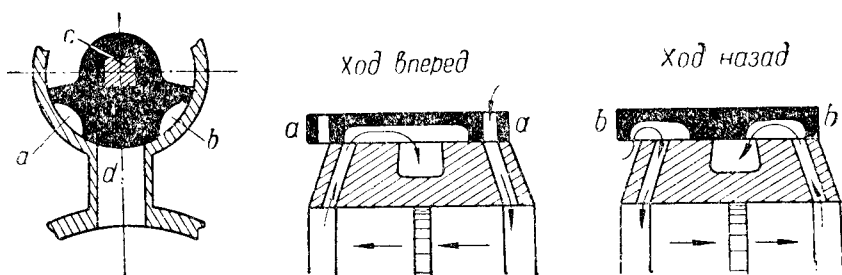


Рис. 53. Реверсивный золотник.

Реверсирование может осуществляться реверсивными золотниками и кулисными механизмами.

Реверсивный золотник, применяемый у небольших реверсивных машин, дает постоянное стопроцентное наполнение, так как не имеет перекрыши.

Если пренебречь скоростью входа пара в сопло c_0 , так как она обычно незначительна по сравнению со скоростью истечения c_{11} , то

$$c_{11} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{11}} = 91,5 \sqrt{h_i} \text{ м/сек.} \quad (50,4)$$

Пример 9. Определить скорость истечения пара из сопла при адиабатическом его расширении от давления 20 ата и $t = 300^\circ \text{ С}$ до давления $0,1 \text{ ата}$. Расчет сделать без учета и с учетом входной скорости, которую принять $c_0 = 200 \text{ м/сек}$.

На is диаграмме (рис. 101) находим точку пересечения изобары $p_0 = 20 \text{ ата}$ с изотермой $t_0 = 300^\circ \text{ С}$. Этой точкой A_0 определяется начальное состояние пара при входе в сопло. Ордината этой точки

$$i_0 = 721 \text{ ккал/кг.}$$

Проведя из точки A_0 адиабату (вертикаль) до пересечения с изобарой $p_1 = 0,1 \text{ ата}$, находим (точка A_{11}):

$$i_{11} = 512 \text{ ккал/кг.}$$

Следовательно, адиабатический теплоперепад в сопле

$$h_i = i_0 - i_{11} = 721 - 512 = 209 \text{ ккал/кг.}$$

Теплоперепад h_i определяется как длина отрезка прямой $A_0 A_{11}$ в масштабе ординат is диаграммы. Тогда скорость истечения без учета входной скорости:

$$c_{11} = 91,5 \sqrt{h_i} = 91,5 \sqrt{209} = 1322,8 \text{ м/сек.}$$

Если учесть входную скорость пара $c_0 = 200 \text{ м/сек}$, то получим:

$$c_{11} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{11} + \frac{c_0^2}{8380}} = 91,5 \sqrt{209 + \frac{200^2}{8380}} = 1335,8 \text{ м/сек.}$$

Этот пример показывает, что в практических расчетах сопел иногда можно пренебрегать входной скоростью пара. Вывод этот не относится к расчету сопел и направляющих лопаток многоступенчатых турбин.

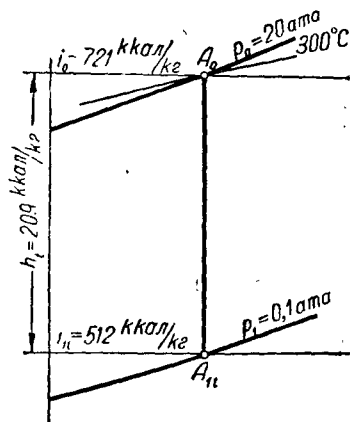


Рис. 101. Адиабатический процесс расширения пара в сопле на is диаграмме.

§ 51. ВЫБОР ПРОФИЛЯ СОПЛА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕГО РАЗМЕРОВ

Для избежания излишних потерь при движении пара в сопле необходимо, чтобы струя пара не сжималась стенками сопла и не отрывалась от них. Поэтому любая площадь поперечного сечения сопла должна соответствовать объему пара в этом сечении.

Для определения площади сечения сопла используем уравнение непрерывности струи пара:

$$Gv = fc; \quad (51,1)$$

где: G — расход пара через сопло (в кг/сек),

v — удельный объем пара в данном сечении (в $\text{м}^3/\text{кг}$),

f — площадь данного сечения сопла (в м^2),

c — скорость пара в данном сечении (в м/сек).

Если расход пара $G = 1 \text{ кг/сек}$, то площадь сечения сопла

$$f = \frac{v}{c} \text{ м}^2. \quad (51,2)$$

При движении пара в сопле удельный объем его увеличивается и скорость возрастает. Пусть в каком-то сечении $n - n$ (рис. 102) сопла, весьма мало удаленном от входа в сопло, приращение удельного объема пара составило Δv , а приращение скорости — Δc . Тогда площадь этого сечения

$$f_n = \frac{v_0 + \Delta v}{c_0 + \Delta c} \text{ м}^2.$$

Устройство реверсивного золотника показано на рис. 53. На полуцилиндрическом зеркале помещается полукруглый золотник, состоящий как бы из двух золотников, одного a — с внешним впуском, другого b — с внутренним. Поворачивая такой золотник около его оси, можно производить внешний выпуск пара, что будет соответствовать ходу вперед, или внутренний — ходу назад. При левом крайнем положении золотника, как указано на рисунке, золотник a производил бы выпуск пара в правую полость цилиндра и выпуск из левой, и поршень двигался бы влево. Но если, повернув шток c , поставить против каналов d золотник b , то выпуск будет происходить в левую, а выпуск из правой полости, и поршень начнет двигаться вправо.

Кулисные механизмы позволяют не только реверсировать паровую машину, но и работать с переменными степенями наполнения.

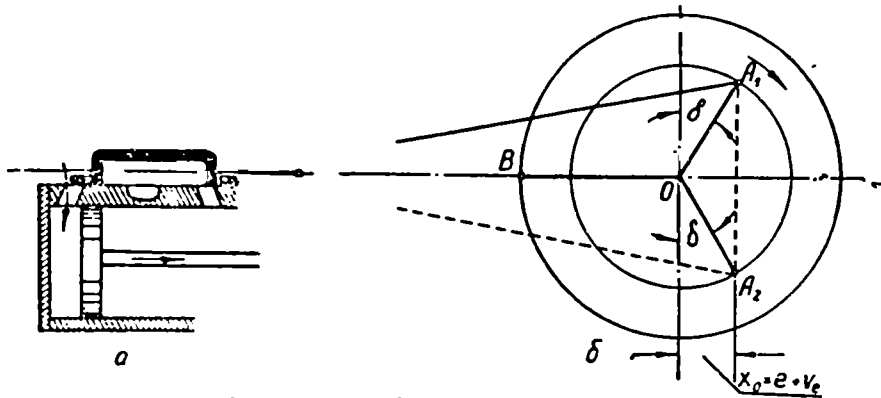


Рис. 54. Реверсирование паровой машины.

В кулисном механизме изменение направления вращения достигается изменением положения эксцентриситета эксцентрика относительно главного кривошипа. Если при положении главного кривошипа OB (рис. 54) эксцентриситет эксцентрика при ходе вперед и вращении по часовой стрелке занимает положение OA_1 , то при положении эксцентриситета OA_2 машина будет иметь задний ход.

При мертвом положении кривошипа OB золотник сдвинут от своего среднего положения на величину $x_0 = e + v_e$ и открывает канал на величину v_e . Независимо от направления вращения вала, поршень, выходя из левого мертвого положения, будет двигаться вправо, но при этом и золотник тоже должен двигаться вправо, чтобы открывать канал для впуска пара, который только начался. Поэтому, если заклинить эксцентрик под углом $90^\circ + \delta$ к кривошипу в положении OA_1 , то вал будет вращаться по часовой стрелке, а если под тем же углом в положении OA_2 , то в противоположную сторону, так как в обоих случаях центр эксцентрика, определяющий направление движения золотника, смещается вправо.

Существующие кулисные механизмы можно разделить на две группы. Кулисные механизмы первой группы имеют два эксцентрика (рис. 55), эксцентрик переднего хода 2 и эксцентрик заднего хода 1 с одинаковыми эксцентриситетами и одинаковыми углами опережения δ . От эксцентриков идут тяги 3 и 4 к кулисе 11 , представляющей собою дугу, в пазу которой находится камень 8 , связанный с золотниковым штоком 9 . Кулиса в точке 10 с помощью тяги 7 подвешена к рычагу 6 , поворачивая который при помощи тяги 5 , можно поднимать или опускать кулису. При переднем ходе (рис. 55, а) кулиса опущена, находится в нижнем положении, и золотник получает движение только от эксцентрика переднего хода 2 . При заднем ходе кулиса поднята, находится в верхнем положении (рис. 55, б), и золотник получает движение только от эксцентрика заднего хода 1 . При промежуточных положениях кулисы на движение

Изменение площади сечения по сравнению с начальной будет:

$$\Delta f = f_n - f_0 = \frac{v_0 + \Delta v}{c_0 + \Delta c} - \frac{v_0}{c_0} = \frac{c_0 \Delta v - v_0 \Delta c}{c_0(c_0 + \Delta c)} = \frac{v_0}{c_0 + \Delta c} \left(\frac{\Delta v}{v_0} - \frac{\Delta c}{c_0} \right) m^2. \quad (51,3)$$

В полученном уравнении $\frac{\Delta v}{v_0}$ — относительное приращение удельного объема пара, $\frac{\Delta c}{c_0}$ — относительное приращение скорости при понижении давления от p_0 до p_n .

Если бы при расширении пара в сопле относительные приращения объема и скорости были одинаковы, то Δf равнялось бы нулю и сопло должно было бы быть цилиндрическим. В действительности изменения удельного объема и скорости не одинаковы и происходят по разным законам. На рис. 102 показаны графики изменения скорости c и удельного объема v при движении пара в сопле и его расширении. Над графиками изображен профиль сопла, площади сечения которого вычислены по уравнению (51,2).

Из графика видно, что в начале расширения, при еще незначительном понижении давления, скорость пара увеличивается быстро, а приращение удельного объема пара сначала незначительно, т. е.

$$\frac{\Delta c}{c_0} > \frac{\Delta v}{v_0}.$$

Приращение площади сечения сопла Δf при этом будет отрицательным, так как множитель $\frac{\Delta v}{v_0} - \frac{\Delta c}{c_0}$ в выражении (51,3) отрицателен. Сечение сопла уменьшается, сопло должно суживаться.

Рис. 102. Изменения объема и скорости пара при расширении в сопле.

При дальнейшем понижении давления приращения скорости Δc уменьшаются, а приращения удельных объемов Δv увеличиваются. При давлении $p_{кр}$ (критическое давление) $\frac{\Delta c}{c_0} = \frac{\Delta v}{v_0}$, а поэтому приращение сечения сопла $\Delta f = 0$, т. е. сопло на бесконечно малом участке имеет постоянное сечение.

Наконец, при понижении давления ниже $p_{кр}$ относительное приращение скорости меньше относительного приращения объема, т. е. $\frac{\Delta c}{c_0} < \frac{\Delta v}{v_0}$, и сечение сопла должно увеличиваться. Значит, за минимальным сечением $f_{кр}$, соответствующим критическому давлению, сопло должно расширяться.

Если сопло будет суживающимся или цилиндрическим, то достигнуть в нем расширения пара до давления ниже критического невозможно. Это объясняется тем, что при отсутствии расширяющейся насадки дальнейшее понижение давления пара невозможно, так как сопло не в состоянии пропускать увеличивающийся объем пара, несмотря на увеличение скорости. В соответствии с этим, в узком сечении сопла, не имеющего расширяющейся насадки, устанавливается критическое давление $p_{кр}$ и критическая скорость пара $c_{кр}$, и как бы не понижалось в дальнейшем давление среды, в которую вытекает пар, скорость пара в узком сечении сопла не изменится. По выходе из сопла струя пара, конечно, примет давление окружающей среды, но освобождающаяся при этом понижении давления энергия затрачивается на разрыв струи пара, вихреобразование и создание звуковых колебаний. В результате этого

золотника оказывают влияние оба эксцентрика, и ход золотника, а значит, и степень наполнения, уменьшаются. При среднем положении кулисы степень наполнения очень мала, открытие канала происходит только на величину линейного предварения впуска, и машина останавливается.

Основной недостаток двухэксцентриковых кулисных механизмов — большая работа трения на двух эксцентриках и сложная конструкция, и потому эти механизмы вытесняются одноэксцентриковыми механизмами.

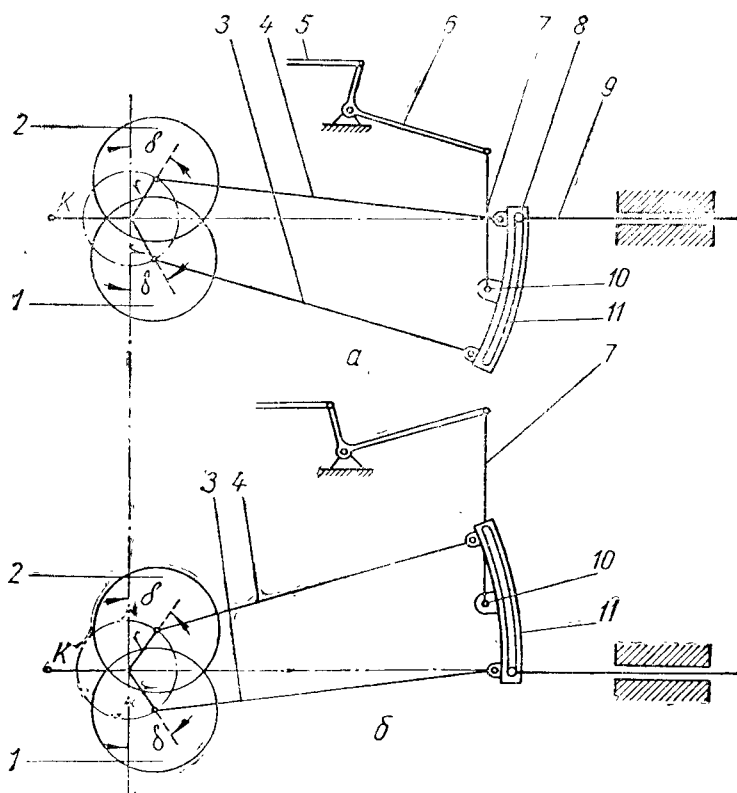


Рис. 55. Двухэксцентриковый кулисный механизм.

В таких кулисных механизмах имеется только один эксцентрик, а иногда и его заменяют так называемым контркривошипом, имеющим малую работу трения.

Схема одноэксцентрикового кулисного механизма показана на рис. 56. На валу O посаживается эксцентрик OA или на конце пальца кривошипа K укрепляется контркривошип KA , связанный эксцентриковой тягой AB с концом кулисы DB , качающейся вокруг неподвижной точки C . Получающийся при этом эксцентриситет $AO = r$ образует с главным кривошипом R угол 90° . Сама кулиса представляет собой дугу круга, описанную радиусом, равным длине кулисной тяги TE . В кулисе находится камень T , который с помощью тяги LM и рычага MN может быть установлен в любой части кулисы. С другой стороны камень кулисной тягой TE связан с качающимся рычагом FG , называемым маятником. Нижняя точка маятника G серьгой GS связана с одной из возвратно-поступательно движущихся частей машины (крейцкопфом). Верхним концом маятник шарнирно связан со штоком золотника FH .

При вращении вала конец золотникового штока F получает сложное движение, состоящее из качательного движения маятника FG относительно

приращение скорости за соплом чрезвычайно мало и практического значения не имеет.

Отношение $\frac{p_{кр}}{p_0} = \gamma_{кр}$ называется критическим отношением давлений, а получаемая при этом скорость паровой струи $c_{кр}$ называется критической скоростью.

Величина критической скорости может быть определена по величине теплоперепада, происходящего при понижении давления от p_0 до $p_{кр}$:

$$c_{кр} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{кр}} \text{ м/сек},$$

где: i_0 — начальное теплосодержание пара при давлении p_0 ,

$i_{кр}$ — теплосодержание пара после адиабатического расширения до давления $p_{кр}$.

Из термодинамики известен и другой вид уравнения для определения скорости истечения пара:

$$c_{1t} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_{1t}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ м/сек}. \quad (51,4)$$

Значение критической скорости можно определить по уравнению:

$$c_{кр} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} p_0 v_0}, \quad (51,5)$$

где: p_0 — давление пара перед соплом (в кг/м^2),

v_0 — его удельный объем (в $\text{м}^3/\text{кг}$).

Так как обычно в практических расчетах давление измеряется не в кг/м^2 , а в кг/см^2 , то для подстановки давления, выраженного в кг/см^2 , уравнение (51,5) должно иметь вид:

$$c_{кр} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \cdot 10^4 p_0 v_0} = 100 \sqrt{2g \frac{k}{k+1} p_0 v_0}. \quad (51,6)$$

На основании опытов установлено, что k имеет следующие значения:

$k = 1,035 + 0,1 x$ — для насыщенного пара со степенью сухости x ,

$k = 1,135$ — для сухого насыщенного пара,

$k = 1,30$ — для перегретого пара.

Величина критического отношения давлений определяется по формуле:

$$\gamma_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (51,7)$$

При подстановке в это выражение соответствующих значений k получаем для сухого насыщенного пара $\gamma_{кр} = 0,5774$ и для перегретого пара $\gamma_{кр} = 0,5457$.

Если подставить в уравнение (51,1) значения $c_{кр}$ из уравнения (51,6), то после решения этого уравнения относительно f получаем величину площади минимального сечения сопла для сухого насыщенного и соответственно перегретого пара:

$$f_{мин}^{нас} = \frac{G}{199 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} \text{ м}^2, \quad f_{мин}^{пер} = \frac{G}{209 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} \text{ м}^2. \quad (51,8)$$

Величину $f_{мин}$ на основании опытных данных определяют по формуле:

$$f_{мин} = \frac{G}{203,5 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} \text{ м}^2. \quad (51,9)$$

Чтобы не получались очень длинные сопла и в то же время не происходил отрыв струи пара от стенок сопла, угол расширения сопла берется в пределах $6 \div 12^\circ$. Поэтому длина расширяющейся части сопла:

$$l_1 = \frac{d_1 - d_{мин}}{2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}, \quad (51,10)$$

точки E и качательного движения самой точки E , приводимой в движение от эксцентриситета OA через систему тяг AB и TE .

Размах качания точки E зависит от положения камня T на кулисе BD , которое может изменяться путем поворота рычага MN . Движение точки E прекратится, если передвинуть камень T в точку C , относительно которой качается кулиса. Движение точки E изменится на противоположное, если камень T поднять выше точки качания кулисы C .

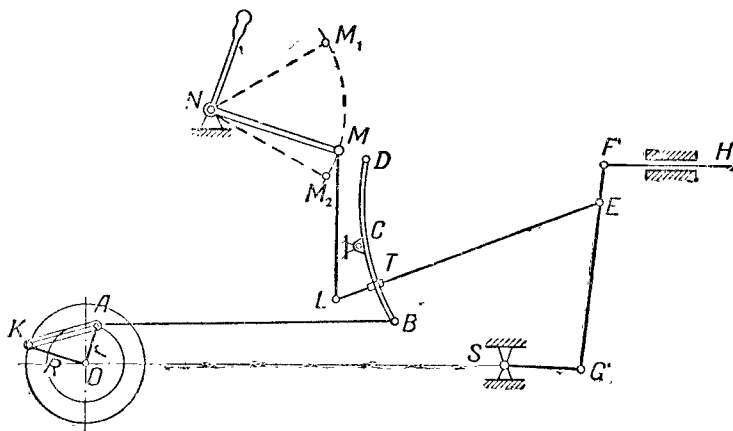


Рис. 56. Одноэксцентриковый кулисный механизм.

Изменение величины размаха колебаний точки E меняет величину хода золотника и позволяет применять в машине различные степени наполнения ϵ . Изменение направления движения точки E на противоположное позволяет реверсировать машину.

Кулисы одноэксцентрикового типа получили широкое распространение на паровозах и на судах.

§ 32. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Ознакомившись с тремя видами парораспределительных механизмов — золотниковым, клапанным и крановым, сравним их между собою и на основе такого сравнения установим область применения этих парораспределительных механизмов.

1. Основным достоинством золотникового парораспределения является очень простая конструкция, надежность в работе и несложный ремонт. Наряду с этим, золотниковое парораспределение имеет существенные недостатки. Как для плоских, так и для цилиндрических золотников таким недостатком является наличие только двух путей для пара, вызывающее при насыщенном паре значительную начальную конденсацию пара.

Фазы парораспределения (элементы индикаторной диаграммы) при золотниковом парораспределении связаны, так как открытие и закрытие каналов для впуска и выпуска осуществляется одним и тем же органом — золотником. Поэтому если выбраны начало предварения впуска, начало расширения и начало предварения выпуска, то получается вполне определенный конец выпуска — начало сжатия. В силу этого, как уже указывалось (рис. 42), при проектировании золотника приходится иногда изменять заданную индикаторную диаграмму.

Плоские золотники не уравновешены под действием давления пара, дают значительные пропуски и не могут работать с малыми степенями наполнения. Двойные цилиндрические золотники и цилиндрические золотники с двойным впуском имеют сложную конструкцию и лишают золотниковое парораспределение его главного положительного качества — простоты конструкции.

Пример 10. Определить размеры выходного сечения сопла по следующим данным: перед соплом пар имеет давление 12 *ата* и температуру 300° С, давление за соплом 7 *ата*. Расход пара через сопло 1,6 *кг/сек*. Потери в сопле не учитывать.

По *is* диаграмме находим, что начальному состоянию пара соответствует теплосодержание $i_0 = 728$ *ккал/кг*. Проведя из начальной точки процесса адиабату до пересечения с изобарой $p_1 = 7$ *ата*, находим $i_1 = 696$ *ккал/кг*. Следовательно, располагаемый теплоперепад:

$$h_t = 728 - 696 = 32 \text{ ккал/кг.}$$

Процесс происходит в области перегретого пара $\nu_{кр} = 0,546$ и, следовательно:

$$p_{кр} = 12 \times 0,546 = 6,5 \text{ ата.}$$

Давление пара за соплом p_1 больше, чем $p_{кр}$ и, следовательно, сопло должно быть суживающимся. Скорость истечения пара:

$$c_{1i} = 91,5 \sqrt{32} = 518 \text{ м/сек.}$$

Из *is* диаграммы видно, что при давлении $p_1 = 7$ *ата* температура пара $t_1 = 231^\circ$ С. Этому состоянию соответствует удельный объем $v_1 = 0,325$ *м³/кг* (определен по таблицам водяного пара) и поэтому площадь выходного сечения сопла по формуле (51,1):

$$f_1 = \frac{Gv_1}{c_{1i}} = \frac{1,6 \times 0,325}{518} = 0,001004 \text{ м}^2 = 10,04 \text{ см}^2.$$

Пример 11. Определить размеры сопла по следующим данным: перед соплом пар имеет давление 14 *ата* при температуре 350° С, конечное давление 3,5 *ата*. Расход пара через сопло 1,8 *кг/сек* (потери в сопле не учитывать).

По *is* диаграмме находим, что адиабатический теплоперепад составляет:

$$h_t = 752 - 670 = 82 \text{ ккал/кг.}$$

Скорость истечения пара из сопла:

$$c_{1i} = 91,5 \sqrt{82} = 829 \text{ м/сек.}$$

Так как $\frac{p_1}{p_0} = \frac{3,5}{14} = 0,25 < \nu_{кр}$, то сопло должно иметь расширяющуюся насадку.

Минимальное сечение сопла находим исходя из того, что в этом сечении $p_{кр} = p_0$ $\nu_{кр} = 14 \times 0,546 = 7,6$ *ата* (пар перегретый).

Для давления $p_0 = 14$ *ата* и $t_0 = 350^\circ$ С найдем по таблицам водяного пара удельный объем $v_0 = 0,204$ *м³/кг*. Минимальное сечение сопла по формуле (51,9):

$$f_{мин} = \frac{1,8}{209 \sqrt{\frac{14}{0,204}}} = 0,00104 \text{ м}^2 = 10,4 \text{ см}^2.$$

Конечному состоянию пара соответствуют: $p_1 = 3,5$ *ата*; $t_1 = 170^\circ$ С; $v_1 = 0,593$ *м³/кг*. Площадь выходного сечения сопла по формуле (51,1):

$$f_1 = \frac{1,8 \times 0,593}{829} = 0,001293 \text{ м}^2 = 12,93 \text{ см}^2.$$

Диаметр сопла в минимальном сечении:

$$d_{мин} = \sqrt{\frac{10,4 \times 4}{\pi}} = 3,6 \text{ см.}$$

Диаметр сопла в выходном сечении:

$$d_1 = \sqrt{\frac{12,93 \times 4}{\pi}} = 4,1 \text{ см.}$$

Длина расширяющейся части сопла при угле расширения сопла 5° по формуле (51,10):

$$l_1 = \frac{d_1 - d_{мин}}{2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}} = \frac{4,1 - 3,6}{2 \operatorname{tg} 2,5^\circ} = 5,7 \text{ см.}$$

§ 52. ПОТЕРИ В СОПЛЕ

До сих пор процесс в сопле рассматривался как чисто адиабатический без учета потерь. Действительное расширение пара в сопле не происходит по адиабате, так как при протекании пара через сопло неизбежно возникают

потери при входе, по пути и при выходе пара; они влияют на состояние пара и уменьшают его скорость. Поэтому действительная скорость истечения пара из сопла c_1 меньше теоретической c_{1t} .

Потеря энергии пара в сопле вызывается следующими причинами:

1) трением частиц пара о стенки сопла и между собою, вследствие непрямолинейности путей и неодинаковой скорости частиц пара;

2) вихревым движением частиц пара, которое возникает в результате того, что частицы пара, прилегающие к стенкам сопла, движутся медленнее частиц, находящихся в средней части струи.

Таким образом, потеря энергии пара в сопле обусловлена трением и ударами, в результате чего часть кинетической энергии пара превращается в тепловую, и конечное теплосодержание пара при том же давлении выхода p_1 будет несколько выше $i_1 > i_{1t}$.

Поэтому действительный процесс расширения пойдет не по адиабате $A_0 A_{1t}$, а по некоторой кривой $A_0 A_1$ (рис. 103). Точку A_1 , характеризующую состояние пара при выходе из сопла, находят следующим образом. По адиабате от точки A_{1t} вверх откладывают отрезок потерь тепла в сопле $h_c = i_1 - i_{1t}$, характеризующий потерю энергии в сопле, и получают точку B_1 , через которую проводят горизонталь до пересечения с изобарой конечного давления $p_1 = 3,5 \text{ ата}$. Полученная в пересечении точка A_1 и будет характеризовать состояние пара при выходе из сопла, а кривая $A_0 A_1$ — процесс расширения пара в сопле. Обычно эту кривую приближенно вычерчивают как наклонную прямую, соединяющую точки A_0 и A_1 (штриховая линия на чертеже).

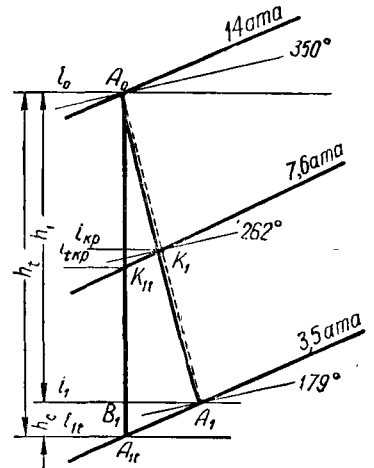


Рис. 103. Действительный процесс расширения пара в сопле.

Тогда действительная скорость истечения пара из сопла будет:

$$c_1 = 91,5 \sqrt{i_0 - i_1 + \frac{c_0^2}{8380}}, \quad (52,1)$$

а принимая $c_0 = 0$:

$$c_1 = 91,5 \sqrt{i_0 - i_1} = 91,5 \sqrt{h_1}. \quad (52,2)$$

Отношение $\frac{c_1}{c_{1t}} = \varphi$ называют скоростным коэффициентом сопла. Действительную скорость истечения с учетом этого коэффициента можно вычислить и по адиабатическому теплоперепаду из уравнения:

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 91,5 \varphi \sqrt{i_0 - i_{1t} + \frac{c_0^2}{8380}} \quad (52,3)$$

или для $c_0 = 0$:

$$c_1 = 91,5 \varphi \sqrt{i_0 - i_{1t}} = 91,5 \varphi \sqrt{h_t}. \quad (52,4)$$

Как указывалось, уменьшение скорости истечения вызывается уменьшением теплоперепада, так как $h_1 < h_t$. Потерянная в сопле тепловая энергия:

$$h_c = h_t - h_1 = \xi h_t = \xi(i_0 - i_{1t}), \quad (52,5)$$

где ξ — коэффициент потери энергии.

Из уравнений (52,2), (52,4) и (52,5) можно написать:

$$c_1 = 91,5 \varphi \sqrt{h_t} = 91,5 \sqrt{h_t - h_t \xi} = 91,5 \sqrt{h_t(1 - \xi)},$$

Золотники создают значительное мятие пара и имеют сравнительно с другими видами парораспределения большие объемы и поверхности вредного пространства.

2. Клапанное парораспределение имеет следующие достоинства: небольшие размеры и вес клапанов, почти полная уравновешенность под действием давления пара, сравнительно малые потери от начальной конденсации пара благодаря четырем путям для пара, возможность осуществлять любые степени наполнения и сжатия, не зависящие друг от друга. Кроме того, клапаны не требуют смазки рабочей (опорной) поверхности, что особенно важно для высоких давлений и перегрева пара.

Отрицательными сторонами клапанного парораспределения являются сравнительно сложная конструкция, требующая постоянного и более тщательного надзора, усложненность механизма для вертикальных машин и сравнительная тихоходность. Число оборотов вала при расцепном клапанном парораспределении не должно превышать 150 об/мин, при принудительном — 250 об/мин или немного выше, в то время как при золотниковом парораспределении легко осуществляется 500 об/мин и более, доходя в современных быстроходных машинах даже до 1500 об/мин.

3. Краповое парораспределение дает малый объем вредного пространства и в известной мере обладает преимуществами клапанного парораспределения, но совершенно неприменимо при перегретом паре. Краны быстро изнашиваются и теряют плотность прилегания.

В настоящее время золотники применяются в установках небольшой мощности, для которых главную роль играет простота конструкции и эксплуатации, например, локомотивы, в особенности передвижные, в машинах с высоким числом оборотов и установках, в которых невозможен постоянный надзор за работой и которые, работая при значительных числах оборотов, подвергаются загрязнению, действию переменных температур и т. п., как, например, у машин паровозов.

Клапанное парораспределение является сейчас наиболее распространенным парораспределением у стационарных машин средней и повышенной мощностей, имеющих число оборотов вала до 250 в минуту.

Краповое парораспределение, в связи с указанными недостатками его, теперь не применяется.

ГЛАВА VI

ДИНАМИКА ПАРОВОЙ МАШИНЫ

§ 33. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ

Для расчета деталей машины на прочность, для расчета фундамента машины и решения других вопросов необходимо знать величину и направление сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме и в машине в целом.

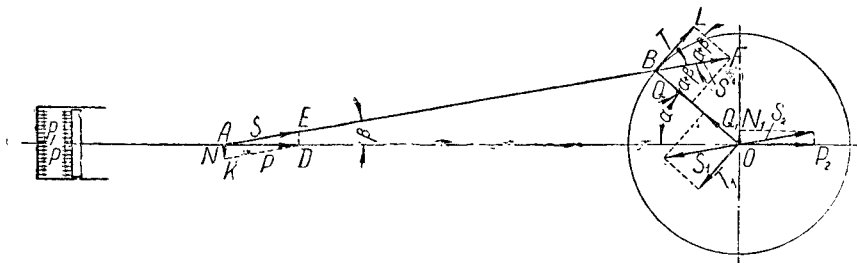


Рис. 57. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме.

В механизме машины (рис. 57) при удельном давлении пара p кг/см² на поршень с площадью F см² действует сила давления пара $P = Fp$ кг. Сила P

откуда

$$\varphi^2 = 1 - \xi \quad \text{и} \quad \xi = 1 - \varphi^2.$$

Следовательно

$$h_c = \xi h_t = (1 - \varphi^2) h_t. \quad (52,6)$$

Потерю кинетической энергии 1 кг пара, соответствующую потере h_c в сопле, можно определить из уравнений (50,2) и (52,2):

$$\Delta L_c = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} = \frac{1}{A} (i_1 - i_{1t}) = \frac{1}{A} h_c \text{ кдж/кг} \quad (52,7)$$

или в тепловых единицах:

$$h_c = \frac{A}{2g} (c_{1t}^2 - c_1^2) = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{8380} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{8380} = \xi \frac{c_{1t}^2}{8380} \text{ ккал/кг}. \quad (52,8)$$

На основании опытов установлено, что скоростной коэффициент φ возрастает с увеличением скорости пара. Скоростной коэффициент увеличивается с увеличением перегрева пара, но уменьшается с увеличением степени расширения сопла. На величину скоростного коэффициента влияют также: длина, высота, радиус кривизны сопла и состояние поверхности стенок сопла. Коэффициент φ можно принимать при грубо отлитых и необработанных соплах $\varphi = 0,93 \div 0,94$, при обработанных $\varphi = 0,95 \div 0,96$ и при фрезерованных $\varphi = 0,96 - 0,97$.

Пример 12. Рассчитать расширяющееся сопло по данным примера 11 с учетом потерь, принимая скоростной коэффициент $\varphi = 0,94$.

Действительная скорость истечения пара при теоретической скорости $c_{1t} = 829 \text{ м/сек}$:

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 0,94 \times 829 = 779 \text{ м/сек}.$$

Потери в сопле по формуле (52,6) при $h_t = 73 \text{ ккал/кг}$:

$$h_c = (1 - \varphi^2) h_t = (1 - 0,94^2) 73 = 9,54 \text{ ккал/кг}.$$

Откладывая h_c вверх от точки A_{1t} и проводя горизонталь до пересечения с изобарой $p_1 = 3,5 \text{ ата}$, получаем точку A_1 (рис. 103), определяющую состояние пара при выходе из сопла. Этому состоянию соответствует $t_1 = 179^\circ \text{ С}$. По таблицам водяного пара находим удельный объем этого пара $v_1 = 0,607 \text{ м}^3/\text{кг}$ и выходное сечение сопла по формуле (51,1):

$$f_1 = \frac{1,8 \times 0,607}{779} = 0,00140 \text{ м}^2 = 14,0 \text{ см}^2.$$

Состояние пара в минимальном сечении сопла характеризуется точкой K_1 на пересечении линии действительного расширения с изобарой $p_{кр} = 7,6 \text{ ата}$. По is диаграмме определяем $i_0 - i_{кр} = 752 - 712 = 40 \text{ ккал/кг}$ и критическая скорость в наименьшем сечении будет:

$$c_{кр} = 91,5 \sqrt{40} \approx 578 \text{ м/сек}.$$

Удельный объем пара в точке K_1 определяем по таблицам водяного пара при давлении $7,6 \text{ ата}$ и $t = 262^\circ \text{ С}$, $v_{кр} = 0,32 \text{ м}^3/\text{кг}$ и, следовательно, площадь минимального сечения сопла:

$$f_{мин} = \frac{1,8 \times 0,32}{578} = 0,000999 \text{ м}^2 \approx 10 \text{ см}^2.$$

Приняв и в этом случае сопло круглого сечения, находим:

$$d_{мин} = 3,57 \text{ см}; \quad d_1 = 4,22 \text{ см}.$$

Длина расширяющейся части сопла:

$$l_1 = \frac{d_1 - d_{мин}}{2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}} = \frac{4,22 - 3,57}{2 \operatorname{tg} 2,5^\circ} = 5,6 \text{ см}.$$

§ 53. СОПЛА С КОСЫМ СРЕЗОМ

Расположение сопел в паровых турбинах таково, что они наклонены к плоскости диска под некоторым углом. Поэтому выходная часть сопла имеет косой срез. На рис. 104 представлены сопла с косым срезом. В таком срезе

передается по штоку на валик кресткопфа в точку A , где она раскладывается на две: по направлению шатуна AB — сила S и по направлению, перпендикулярному к оси цилиндра — сила N . При отклонении шатуна от оси цилиндра на угол β из треугольника DAE сила

$$S = \frac{AD}{\cos \beta} = \frac{P}{\cos \beta}, \quad (33,1)$$

из треугольника DAK сила

$$N = AD \operatorname{tg} \beta = P \operatorname{tg} \beta. \quad (33,2)$$

Сила S по шатуну передается на палец кривошипа в точку B , где раскладывается по направлению касательной к окружности вращения кривошипа тангенциальная сила T и по кривошипу по направлению к центру вала — сила Q .

Угол FBO , как внешний угол треугольника AOB , равен $\alpha + \beta$. Очевидно, что и равный ему

$$\angle BFL = \alpha + \beta.$$

Из треугольника FBL получаем

$$T = S \sin(\alpha + \beta).$$

Заменив силу S по уравнению (33,1), получаем окончательно

$$T = \frac{P \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (33,3)$$

Для выяснения действия полученных сил приложим в точке O две противоположно направленные силы S_1 и S_2 , равные и параллельные силе S . Силу S_1 разложим по двум направлениям: по направлению кривошипа — сила Q_1 и по направлению, перпендикулярному к кривошипу — сила T_1 .

Силы Q и Q_1 равны и направлены по оси кривошипа в разные стороны. Их действие создает усилие, сжимающее кривошип.

Силы T и T_1 равны, параллельны и направлены в противоположные стороны и составляют пару сил с плечом, равным радиусу кривошипа $R = OB$. Эта пара сил создаст момент, вращающий вал

$$M = TR.$$

Силу S_2 тоже разложим по двум направлениям: по направлению оси цилиндра — сила P_2 и по направлению, перпендикулярному к оси цилиндра, — сила N_1 .

Сила P_2 действует на вал и передается на коренной подшипник. Вместе с силой P_1 , действующей на крышку цилиндра, эта сила стремится деформировать раму машины, подвергая ее попеременному растяжению и сжатию.

Сила N_1 с силой N создают вращающий момент

$$M_1 = AO \cdot N.$$

Под действием этого момента машина колеблется на фундаменте и стремится вращаться в сторону, обратную вращению вала, отрываясь от болтов, укрепляющих ее раму на фундаменте.

§ 34. СИЛЫ ИНЕРЦИИ В ПАРОВОЙ МАШИНЕ

Работа паровой машины сопряжена с возвратно-поступательным движением масс поршня, штока, кресткопфа и частично шатуна. Эти массы при движении имеют значительные силы инерции, которые влияют на работу машины.

Тело, имеющее массу m и движущееся с ускорением j , будет обладать силой инерции — U , направленной в сторону, обратную ускорению, и равной — $U = mj$ или $U = -mj$.

сопла происходит как бы дополнительное расширение пара, и поэтому процесс в них протекает иначе, чем в соплах, имеющих срез, перпендикулярный оси сопла.

Процесс расширения пара в суживающемся сопле при $\frac{p_1}{p_0} \geq v_{кр}$ не отличается от расширения пара в простом сопле, и отклонения струи пара косым срезом не происходит. При $\frac{p_1}{p_0} < v_{кр}$ процесс расширения в сопле с косым срезом протекает следующим образом (рис. 104 а и б). Расширение пара от начального давления p_0 до $p_{кр}$ происходит в сопле до выходного сечения 1—2,

являющегося в данном случае минимальным, и в этом сечении устанавливается критическая скорость истечения $c_{кр}$ при критическом давлении $p_{кр}$. В косом срезе на участке 2—3 происходит дополнительное расширение пара от $p_{кр}$ до p_{1a} , и при этом струя пара отклоняется от первоначального направления на угол ω так, что теперь она образует с плоскостью среза сопла угол $\alpha' = \alpha_1 + \omega$. Расширение пара в косом срезе будет получаться тем больше, чем меньше угол наклона сопла α_1 .

При расчетах паровых турбин необходимо знать величину угла, под которым направлена струя пара, а следовательно, надо уметь определить углы ω и α' .

Через сечения сопла 1—2 и 3—4 проходит одно и то же количество пара, следовательно:

$$G = \frac{f_{мин} c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{f_1 c_1}{v_1} \quad (53,1)$$

Обозначив (для прямоугольного сечения сопла) ширину его в сечении 1—2 через a , а в сечении 3—4 через a_1 и высоту сопла по перпендикуляру к плоскости рисунка через l , можно переписать уравнение (53,1) так:

$$\frac{a c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{a_1 l c_1}{v_1};$$

или

$$\frac{a c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{a_1 c_1}{v_1}.$$

Так как $a = b \sin \alpha_1$ и $a_1 = b \sin (\alpha_1 + \omega)$, то, подставляя значения a и a_1 в предыдущее уравнение, получаем:

$$\frac{c_{кр} \sin \alpha_1}{v_{кр}} = \frac{c_1 \sin (\alpha_1 + \omega)}{v_1},$$

откуда

$$\sin \alpha' = \sin (\alpha_1 + \omega) = \frac{c_{кр} v_1}{c_1 v_{кр}} \sin \alpha_1. \quad (53,2)$$

Дополнительное расширение пара в косом срезе сопла возможно лишь до некоторого давления p_{1a} , при котором

$$\sin \alpha' = \sin (\alpha_1 + \omega) = \frac{c_{кр} v_{1a}}{c_{1a} v_{кр}} \sin \alpha_1. \quad (53,3)$$

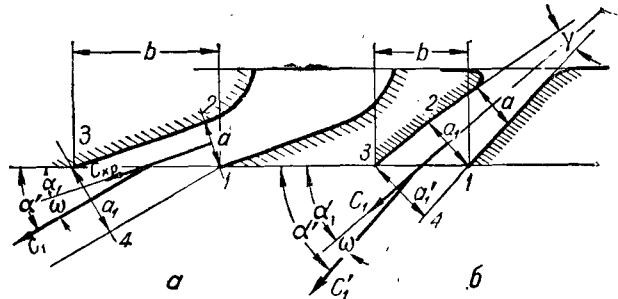


Рис. 104. Сопла с косым срезом.

При скорости поршня c м/сек ускорение его можно определить, как производную от скорости по времени:

$$j = \frac{dc}{dt}. \quad (34,1)$$

Скорость поршня определим, как первую производную пути по времени из уравнения (25, 3) $y = R(1 - \cos \alpha) \pm \frac{R^2}{2L} \sin^2 \alpha$

$$c = y' = \frac{dy}{dt} = R \left(\sin \alpha \pm \frac{R}{2L} \sin 2\alpha \right) \frac{d\alpha}{dt}. \quad (34,2)$$

Производная от угла поворота вала α по времени $\frac{d\alpha}{dt}$ есть угловая скорость вращения вала ω . Поэтому:

$$c = \omega R \left(\sin \alpha \pm \frac{R}{2L} \sin 2\alpha \right), \quad (34,3)$$

а ускорение движения

$$j = \frac{dc}{dt} = \frac{d^2y}{dt^2} = \omega^2 R \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right), \quad (34,4)$$

откуда сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$U = -mj = -m\omega^2 R \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right). \quad (34,5)$$

Обозначив через $q = \frac{G}{F}$ вес возвратно-поступательно движущихся частей, отнесенных к 1 см² площади поршня, и заменив в уравнении (34, 5) сомножитель $\omega^2 m$ соответствующими значениями ω и $m = \frac{q}{g}$, получим:

$$\omega^2 m = \frac{4\pi^2 n^2 q}{3600g}.$$

Принимая $\pi^2 \approx g \approx 9,81$, находим

$$\omega^2 m \approx \frac{n^2 q}{900}. \quad (34,6)$$

Тогда в окончательном виде сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс машины

$$U = -qR \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right) \frac{n^2}{900}. \quad (34,7)$$

К возвратно-поступательно движущимся частям паровой машины относят: поршень, шток, крейцкопф, а также половину длины шатуна, что приблизительно составляет около 0,4 полного веса шатуна.

В действующей машине вес этих частей определяется непосредственным взвешиванием, а при проектировании общий их вес, приходящийся на 1 см² площади поршня, принимают по табл. 9.

Таблица 9

Вес возвратно-поступательно движущихся частей, приходящихся на 1 см² площади поршня

Давление впуска	Ход поршня S (м)	Вес q (кг/см ²)
12 ата	0,7	0,25 ÷ 0,40
10 ата	0,8	0,24 ÷ 0,32
8 ата	0,9	0,20 ÷ 0,22
Прямоточные машины	—	0,30 ÷ 0,40

Если давление за соплом p_1 меньше p_{1a} , то расширение пара будет происходить за пределами косо́го среза.

Приближенно можно считать, что в косо́м срезе сопла возможно расширение пара от давления $p_{кр}$ в сечении 1—2 до давления p_{1a} , при котором:

$$v_{1a} = \frac{v_{кр}}{\sin \alpha_1}. \quad (53,4)$$

Если расширяющееся сопло имеет косо́й срез, то в сечении 1—2 (рис. 104, б) пар приобретает скорость больше критической, и струя пара отклоняется за выходным сечением a_1 . Угол отклонения паровой струи в этом случае определится заменой в уравнении (53,3) $v_{кр}$ и $c_{кр}$ на v_1 и c_1 , соответствующие сечению 1—2. Тогда

$$\sin \alpha' = \sin (\alpha_1 + \omega) = \frac{c_1 v'_{1a}}{c'_{1a} v_1} \cdot \sin \alpha_1, \quad (53,5)$$

где v'_{1a} и c'_{1a} — удельный объем и скорость в сечении 3—4.

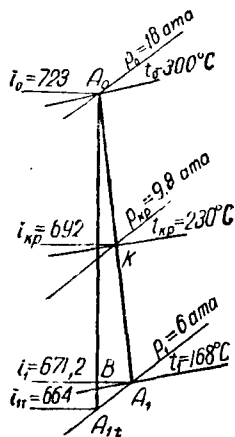


Рис. 105. Процесс в is диаграмме (к примеру 13).

Пример 13. Определить отклонение струи пара в косо́м срезе суживающегося сопла, имеющего угол наклона $\alpha_1 = 16^\circ$. Расширение пара должно происходить от давления $p_0 = 18$ ата при $t_0 = 300^\circ \text{C}$ до давления $p_1 = 6$ ата. Скоростной коэффициент $\varphi = 0,95$. По is диаграмме (рис. 105) находим, что перед соплом в точке A_0 теплосодержание пара $i_0 = 723$ ккал/кг. При адиабатическом теплоперепаде в точке A_{1t} теплосодержание пара $i_{1t} = 664$ ккал/кг. Следовательно, теоретическая скорость истечения.

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{1t}} = 91,5 \sqrt{723 - 664} = 813 \text{ м/сек.}$$

Действительная скорость истечения:

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 0,95 \times 813 = 772 \text{ м/сек.}$$

Потери тепловой энергии в сопле:

$$h_c = (1 - \varphi^2) h_0 = (1 - 0,95^2) 79 = 7,2 \text{ ккал/кг.}$$

Точку A_1 , определяющую действительное состояние пара при выходе из сопла, находим, откладывая от точки A_{1t} отрезок $A_{1t}B$ (потери h_c) и проводя через точку B горизонталь до пересечения с изобарой $p_1 = 6$ ата. Соединяя точку A_0 и A_1 прямой, получаем приближенное изображение процесса расширения пара в сопле.

Критическое давление в узком сечении (пар перегретый):

$$p_{кр} = p_0 \times 0,546 = 18 \times 0,546 = 9,8 \text{ ата.}$$

Пересечение линии A_0A_1 с изобарой $p_{кр} = 9,8$ ата в точке K определяет состояние пара при выходе из узкого сечения. Этому состоянию соответствует $i_{кр} = 692$ ккал/кг и $t_{кр} = 230^\circ \text{C}$. По таблицам водяного пара находим $v_{кр} = 0,228$ м³/кг. Конечному состоянию пара соответствует $t_1 = 168^\circ \text{C}$ и удельный объем $v_1 = 0,338$ м³/кг. По уравнению (53,4) определяем удельный объем, до которого возможно расширение пара в косо́м срезе сопла:

$$v_{1a} = \frac{v_{кр}}{\sin \alpha_1} = \frac{0,228}{\sin 16^\circ} = 0,831 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Так как $v_{1a} > v_1$, то расширение пара в косо́м срезе сопла от критического давления 9,8 ата до конечного 6 ата возможно.

Критическая скорость в узком (выходном) сечении:

$$c_{кр} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{кр}} = 91,5 \sqrt{723 - 692} = 509,5 \text{ м/сек.}$$

Угол наклона струи пара находим по уравнению (53,2):

$$\sin (\alpha_1 + \omega) = \frac{c_{кр} v_1}{c_1 v_{кр}} \sin \alpha_1 = \frac{509,5 \times 0,338}{772 \times 0,228} \times 0,309 = 0,3063,$$

откуда $\alpha_1 + \omega = 17^\circ 51'$. Следовательно, угол отклонения струи пара в косо́м срезе сопла:

$$\omega = 17^\circ 51' - 16^\circ = 1^\circ 51'.$$

Если принять шатун бесконечной длины, то формула (34,7) приобретает вид:

$$U = -qR \frac{n^2}{900} \cos \alpha. \quad (34,8)$$

Для определения величины момента M , вращающего вал, при любых положениях кривошипа надо определить величину тангенциальной силы T тоже для любых положений кривошипа. Из уравнения (33,3) видно, что величина тангенциальной силы T за один оборот вала, во-первых, непрерывно изменяется при изменении углов α и β , а во-вторых, прямо пропорциональна силе P , которая складывается из силы давления пара на поршень и силы инерции движущихся масс. Как сила давления пара, так и сила инерции тоже за один оборот вала непрерывно изменяются. Определение тангенциальной силы аналитически сложно, поэтому прибегают к графическим приемам для определения величины тангенциального усилия T при различных положениях кривошипа. Такая графическая зависимость силы T от угла поворота кривошипа α называется тангенциальной диаграммой.

Тангенциальную диаграмму строят в такой последовательности:

1. Определяют результирующее давление пара на 1 см^2 площади поршня:

$$p_{\text{рез}} = p_1 - p_2.$$

где: p_1 — давление в рабочей полости цилиндра,

p_2 — давление в нерабочей полости цилиндра, и затем строят кривую результирующих давлений.

2. По уравнению (34,7) или (34,8) строят кривую сил инерции U , относенных к 1 см^2 площади поршня.

3. Графически определяют величину суммарных давлений на поршень:

$$p_c = p_{\text{рез}} + U.$$

4. По величине суммарных давлений строят тангенциальную диаграмму.

Величину результирующего давления $p_{\text{рез}}$ определяют по индикаторной диаграмме следующим образом. В одной системе координат строят две индикаторные диаграммы для левой и для правой полости цилиндра (рис. 58, а). Давление в левой полости выражается кривою A (сплошная линия), а давление в правой полости — кривою B (штриховая линия). Результирующее давление находят при различных положениях поршня, как разность ординат кривой A и кривой B . На участке $abcd$ это результирующее давление положительно, а на участке $defa$ — отрицательно. Для абсциссу диаграммы на произвольное число равных частей (на рисунке 8 частей), находим для каждого из 16 положений результирующее давление и наносим его в виде кривой B на отдельную систему координат (рис. 58, б) — кривая $abcdefja$.

На этой же системе координат строят кривые сил инерции для прямого и обратного ходов поршня по уравнениям (34,7) или (34,8). При построении по уравнению (34,7) получаются кривые lm и $m'l'$ (сплошные линии), а по уравнению (34,8) прямые ns и $s'n'$ (штриховые линии). Разность ординат кривой B

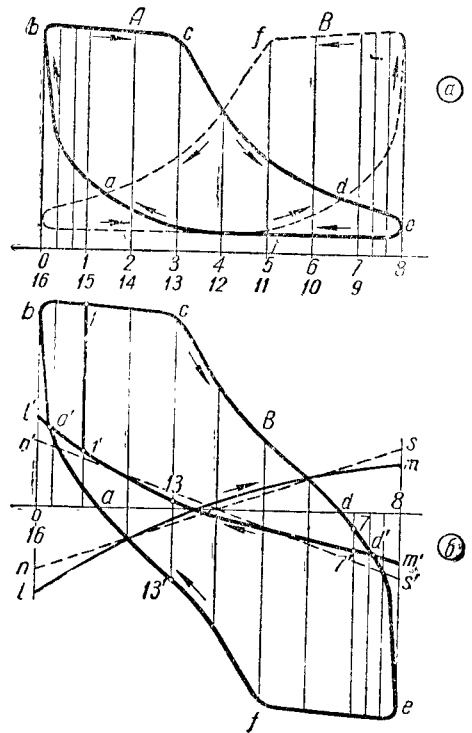


Рис. 58. Определение избыточного давления на поршень.

§ 54. РАСЧЕТ СОПЕЛ

Сопла, из которых пар поступает на рабочие лопатки, могут располагаться на статоре турбины по всей длине окружности или только на части ее. В первом случае подвод пара называется полным, а во втором — парциальным. При полном подводе пар поступает на все рабочие лопатки, а при парциальном — только на те лопатки, которые находятся в данный момент против сопел. Парциальный подвод пара на рабочие лопатки менее выгоден, так как при этом увеличиваются потери энергии, но к нему приходится прибегать при небольших расходах пара через сопла, чтобы не делать высоту сопел менее 8 мм.

Если G — расход пара через сопла в кг/сек, c_1 — скорость пара при выходе из сопел и v_1 — удельный объем пара при выходе из сопел, то при наклоне оси сопел к плоскости, перпендикулярной к оси турбины, под углом α_1 выходная площадь сечения сопел должна быть:

$$f_a = \frac{f_1}{\sin \alpha_1} = \frac{G v_1}{c_1 \sin \alpha_1} \text{ м}^2. \quad (54,1)$$

Так как отдельные сопла отделены друг от друга перегородками s (рис. 106), то площадь f'_a , занятая сопловым сегментом, должна быть больше, чем f_a :

$$f'_a = k f_a,$$

где коэффициент сужения

$$k = \frac{t}{t-s} = \frac{t}{t - \frac{s_0}{\sin \alpha_1}} > 1. \quad (54,2)$$

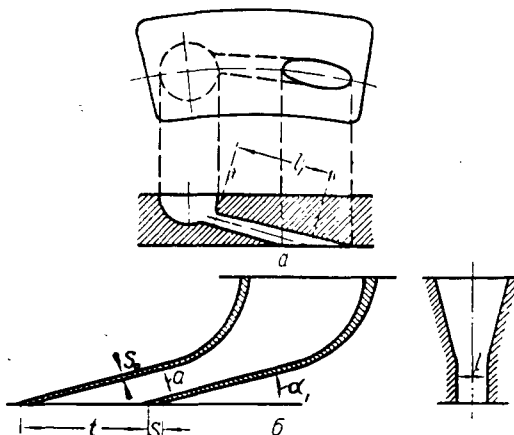


Рис. 106. Сопла и сопловые сегменты.

Обычно коэффициент сужения принимают $k = 1,10 \div 1,20$. Длина дуги m , на которой расположен сопловый сегмент, может быть определена по площади f'_a , занятой сопловым сегментом, и по высоте сопел l :

$$m = \frac{f'_a}{l} = \frac{k G v_1}{l c_1 \sin \alpha_1} \text{ м}. \quad (54,3)$$

Если при заданном среднем диаметре d венца, на котором расположены сопла, и выбранной высоте сопел l окажется, что $m < \pi d$, то потребуются парциальный подвод пара на части окружности:

$$\epsilon = \frac{m}{\pi d} = \frac{k G v_1}{\pi d l c_1 \sin \alpha_1}, \quad (54,4)$$

где ϵ — степень парциальности.

По заданной степени парциальности ϵ можно определить высоту сопел:

$$l = \frac{k G v_1}{\pi d \epsilon c_1 \sin \alpha_1} \text{ м}. \quad (54,5)$$

Не рекомендуется принимать малые степени парциальности ($\epsilon < 0,2$), так как в этом случае увеличиваются потери энергии. Так как при заданной окружной скорости u диаметр диска $d = \frac{60 u}{\pi n}$, то, следовательно, $\epsilon = \frac{m}{\pi d} = \frac{m n}{60 u}$ и, чтобы избежать малых значений ϵ в турбинах малой мощности с малым расходом пара, приходится увеличивать число оборотов диска n , доводя его до $5000 \div 10000$ об/мин и выше.

У турбин большой мощности при большом расходе пара степень парциальности может быть равна 1 при относительно высоких соплах.

и кривых lm и $n'l'$ определяют величину суммарной силы p_c , передаваемой на шатун (например $1 - 1', 7 - 7', 13 - 13'$ для соответствующих положений поршня).

Величину тангенциальной силы можно вычислить по уравнению (33,2), подставляя в него значения сил p_c по диаграмме (рис. 58), но удобнее сделать это графически (рис. 59).

На отрезке BE , представляющем собою ход поршня, построена кривая $a'bcd'eja'$, выражающая изменение суммарной силы p_c по ходу поршня. Из точки O описывается окружность вращения кривошипа, диаметр которой K_0K_8 равен BE , а расстояние BK_0 равно длине шатуна L . При повороте кривошипа на угол α крейцкопф занимает положение A_3 , а шатун с осью цилиндра образует угол β . Величина суммарной силы в этот момент выражается отрезком A_3c (ординатой в точке A_3). Проведем направление шатуна A_3K_3 . Из точки K_3 по

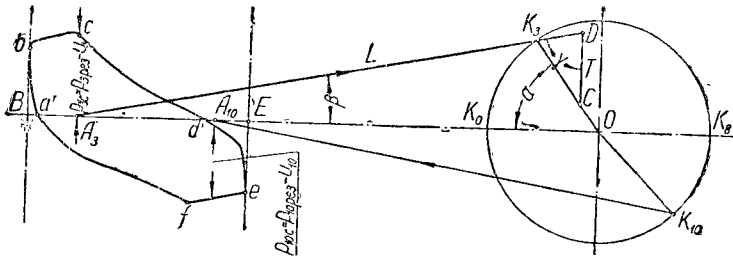


Рис. 59. Графическое определение тангенциальной силы.

направлению радиуса кривошипа отложим $K_3C = p_{3c}$. Через точку C проведем вертикаль до пересечения с направлением шатуна в точке D . В треугольнике DCK_3

$$\angle DK_3C = \alpha + \beta,$$

как внешний для треугольника A_3K_3O и

$$\angle DCK_3 = 90^\circ - \alpha,$$

поэтому

$$\begin{aligned} \angle K_3DC = \gamma &= 180^\circ - \angle DK_3C - \angle DCK_3 = 180^\circ - (\alpha + \beta) - (90^\circ - \alpha) = \\ &= 90^\circ - \beta. \end{aligned}$$

В треугольнике DCK_3

$$\frac{DC}{\sin(\alpha + \beta)} = \frac{p_{3c}}{\sin \gamma} = \frac{p_{3c}}{\sin(90^\circ - \beta)} = \frac{p_{3c}}{\cos \beta},$$

откуда

$$DC = p_{3c} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

Ранее (уравнение 33,3) было выведено, что тангенциальная сила

$$T = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta},$$

следовательно,

$$DC = T.$$

Применяя такой прием, можно графически определить тангенциальную силу T для любых положений поршня. Для обратного хода поршня от E к B величина p_c определяется по нижней части диаграммы суммарных сил, т. е. от e через f к b . Чтобы определить отдельные, промежуточные значения силы T , окружность вращения кривошипа делят на равные части. Из точек деления делают засечки на линии BE радиусом, равным длине шатуна, и в точках засечек находят соответствующие значения p_c . Необходимо на окружность кри-

Все выходное сечение для пара разделяют на отдельные каналы — сопла и выбирают шаг t лопаток. Сечение одного канала (рис. 106) $f = la$, причём ширина канала $a = (t - s) \sin \alpha$.

Шаг t выбирают 40÷60 мм при залитых лопатках и литых соплах и 30÷÷50 мм при фрезерованных соплах и лопатках. Толщину перегородки (лопатки) s выбирают 2÷3 мм.

Пример 14. Определить размеры сопел паровой турбины при $p_0 = 20$ ата; $t_0 = = 320^\circ$ С. Противодействие 12 ата. Расход пара 5 кг/сек. Диаметр венца сопел 750 мм; $\alpha_1 = 16^\circ$.

Принимаем $\varphi = 0,95$ и $k = 1,15$.

Отношение давлений $\frac{p_1}{p_0} = \frac{12}{18} = 0,67$ больше критического и, следовательно, сопла суживающиеся.

По is диаграмме находим $i_0 - i_{1t} = 732 - 701 = 31$ ккал/кг.

Скорость пара при выходе из сопла: $c_1 = 91,5 \times 0,95 \sqrt{31} = 489$ м/сек.

Потери в сопле: $h_c = (1 - 0,95^2) 31 = 3,02$ ккал/кг.

Сделаем соответствующие построения на is диаграмме и найдя точку A_1 , характеризующую действительное состояние пара при выходе из сопла, находим: $t_1 = 253^\circ$ С и $v_1 = = 0,1984$ м³/кг. Принимая высоту сопел $l = 12$ мм, определяем степень парциальности:

$$\varepsilon = \frac{1,15 \times 5 \times 0,1984}{3,14 \times 0,75 \times 0,012 \times 489 \times 0,2756} = 0,352.$$

Ширину канала принимаем $a = 13$ мм, тогда шаг сопла:

$$t = \frac{a + s_0}{\sin \alpha_1} = \frac{13 + 2}{0,2756} = 54,5 \text{ мм.}$$

При найденной степени парциальности 0,352 число каналов:

$$z = \frac{\varepsilon \pi d}{t} = \frac{0,352 \times 3,14 \times 750}{54,5} = 15,2.$$

Принимаем $z = 16$ и окончательно:

$$t = \frac{0,352 \times 3,14 \times 750}{16} = 51,7 \text{ мм,}$$

$$a = \frac{t}{k} \sin \alpha_1 = \frac{51,7}{1,15} \times 0,2756 = 12,33 \text{ мм,}$$

$$s = t \sin \alpha_1 - a = 51,7 \times 0,2756 - 12,3 = 1,9 \text{ мм.}$$

Задания для самостоятельного выполнения

1. При входе в сопло паровой турбины теплосодержание пара $i_{1t} = 726$ ккал/кг, после адиабатического расширения в сопле теплосодержание пара $i_1 = 628$ ккал/кг. Скорость входа пара в сопло 190 м/сек. Скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,94$. Определить скорость выхода пара из сопла: а) без учета потерь и входной скорости; б) с учетом потерь, но без учета входной скорости; в) с учетом потерь и входной скорости. *Отв.:* а) $c_{1t} = = 905,8$ м/сек; б) $c_1 = 851$ м/сек; в) $c_1 = 869,5$ м/сек.

2. При входе в сопло турбины пар имеет давление 18 ата и температуру 330° С. После расширения в сопле давление пара 11 ата. Скоростной коэффициент сопла 0,95. Определить (пользуясь is диаграммой) действительную скорость истечения пара и тепловые потери в сопле. *Отв.:* $c_1 = 449$ м/сек; $h_c = 3,5$ ккал/кг.

3. Начальное давление пара при входе в сопло 12 ата и температура 280° С. Пар вытекает из сопла в среду с противодействием 4 ата. Определить: а) действительную скорость выхода пара из сопла, если $\varphi = 0,93$; б) минимальное и выходное сечение сопла при расходе пара $G = 4$ кг/сек. *Отв.:* $c_1 = 576$ м/сек; $f_{\text{мин}} = 31$ см².

4. По условиям задания 3 построить тепловой процесс в сопле на is диаграмме и нанести параметры пара при входе в сопло, в минимальном сечении и при выходе из сопла.

5. Сухой насыщенный пар расширяется в суживающемся сопле от давления 12 ата до 4 ата. Угол наклона сопла к плоскости вращения диска $\alpha_1 = 16^\circ$. Скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$. Возможно ли в данном сопле получить скорость больше критической? Определить угол отклонения струн пара от оси сопла, если удельный объем сухого пара при критическом давлении $v_{\text{кр}} = 0,280$ м³/кг и при давлении 4 ата $v_1 = 0,440$ м³/кг. *Отв.:* $\omega = 3^\circ 5'$.

6. Определить размеры сопел паровой турбины, для которой $p_0 = 16,5$ ата; $t_0 = = 295^\circ$ С; $p_1 = 10$ ата. Расход пара $G = 4,5$ кг/сек; $\alpha_1 = 18^\circ$; $\varphi = 0,95$; $k = 1,15$. Средний диаметр венца сопел $d = 720$ мм. Высоту лопаток принять равной 10 мм.

вошипа перенести также те точки, для которых $p_c = 0$, а следовательно, и $T = 0$, т. е. точки a' и d' . Кроме того, на участках $a'b$ и $d'e$ отмечают хотя бы по одной промежуточной точке и для них находят величины тангенциальных сил.

В дальнейшем тангенциальную диаграмму строят следующим образом. Развернутую окружность вращения кривошипа, имеющую длину $2\pi R$, делят на такое же количество равных частей, на какое была разделена окружность ($12 \div 24$ части), и в точках деления по ординатам откладывают величины силы T (рис. 60) с соблюдением их знака, т. е. положительные значения T откладываются над осью KK_0 , а отрицательные — под осью. Отрицательными значениями T будут значения, при которых p_c отрицательно, т. е. при прямом ходе поршня лежащие под осью BE , а при обратном ходе — над осью. На рис. 59 отрицательные значения T будут на участке $d'e$ и $a'b$. Полученные на ординатах точки соединяются плавной кривой.

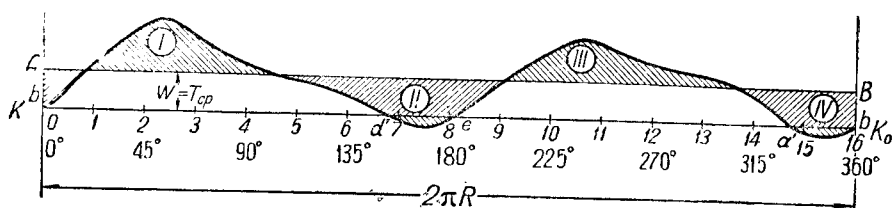


Рис. 60. Тангенциальная диаграмма.

Построенная тангенциальная диаграмма показывает изменение как тангенциальных сил T , так и величины вращающего момента, так как плечо пары $R = \text{const}$. Площадь тангенциальной диаграммы, как произведение вращающего момента на угол поворота вала, выражает работу за один оборот вала. На построенной тангенциальной диаграмме находят среднее значение тангенциальной силы $T_{\text{ср}}$. Величина $T_{\text{ср}}$ равна величине сил внешних сопротивлений W , так как если бы этого равенства не было, то вращение вала было бы неравномерным. Внешние сопротивления машины состояются из вредных сопротивлений самой машины $W_{\text{хх}}$ и сопротивлений полезной нагрузки $W_{\text{п}}$.

Величина $T_{\text{ср}}$ откладывается над осью диаграммы, и проводится линия AB . Значения сил T и W , лежащих над осью, будут положительными избыточными силами, а лежащие под осью — отрицательными. Так как по горизонтальной оси отложен путь, проходящий центром пальца кривошипа, а по вертикалям — значения сил, то избыточные площади тангенциальной диаграммы I , II , III , и IV выражают работу избыточных сил.

§ 35. РАСЧЕТ МАХОВИКА

Вращение коренного вала машины было бы строго равномерным, если бы никогда не нарушалось равенство между работой движущих сил T и сил сопротивлений W . Для соблюдения этого условия необходимо, чтобы как движущие силы, так и силы сопротивления были постоянны и равны друг другу, или чтобы при изменениях этих сил любые мгновенные значения их всегда были равны между собой.

В действительности это равенство всегда нарушается либо вследствие изменения движущих сил T , либо вследствие изменения сил сопротивления W .

Движущая сила T непостоянна в силу следующих причин:

- 1) непрерывного изменения положения частей кривошипного механизма и переменного давления пара на поршень, о чем говорилось выше;
- 2) изменения величины сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс;

3) изменения давления пара на поршень, вследствие возможного непостоянства давления в котле.

ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ НА АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ

§ 55. РАБОТА ПАРА НА АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ

В активных турбинах весь используемый теплоперепад пара превращается в кинетическую энергию в соплах, т. е. в неподвижном направляющем аппарате, в котором пар расширяется до конечного давления и по рабочим лопаткам проходит с постоянным давлением.

Использование всего перепада тепла и давления может происходить в одной ступени, состоящей из одного направляющего аппарата и одного рабочего колеса с лопатками — одноступенчатая турбина, или перепад распределяется между несколькими ступенями — многоступенчатые турбины со ступенями

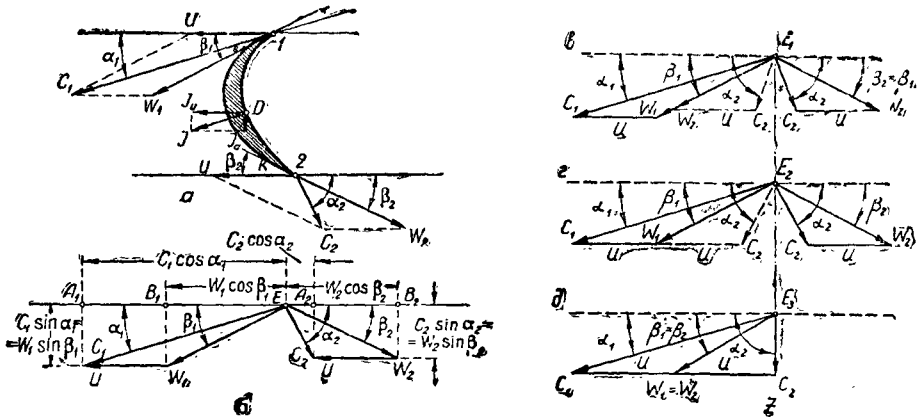


Рис. 107. Треугольники и диаграммы скоростей на активных лопатках.

давления. В некоторых случаях ступень давления подразделяется на ступени скорости. На ступенях скорости кинетическая энергия струи пара передается не сразу одному ряду — венцу рабочих лопаток, а последовательно нескольким рядам лопаток, обычно расположенным на окружности одного рабочего диска.

Пар, выходящий из сопла со скоростью c_1 (рис 107, а) под углом α_1 к плоскости вращения диска, поступает на лопатку $ID2$, движущуюся относительно сопла со скоростью u (окружная скорость лопаток). Очевидно, что для безударного входа пара на лопатку профиль ее в точке I должен начинаться не под углом α_1 , а под углом β_1 , под которым частицы пара движутся относительно лопатки. Этот угол, называемый углом входа, находят, построив параллелограмм (или треугольник) скоростей. Если известна абсолютная скорость c_1 пара при входе на лопатку и ее угол наклона α_1 к плоскости вращения диска, а также окружная скорость лопатки u , то нетрудно построить треугольник скоростей, найти относительную скорость пара (относительно лопатки) w_1 и ее угол наклона β_1 к плоскости диска.

На лопатках активной турбины состояние пара не изменяется, и так как канал имеет постоянное сечение, то и относительная скорость выхода пара с лопаток w_2 должна была бы равняться w_1 . Однако в действительности в канале между движущимися лопатками так же, как и в сопле, имеет место трение частиц пара между собою и о стенки лопаток. Поэтому:

$$w_2 = \psi w_1, \tag{55,1}$$

где ψ — скоростной коэффициент лопатки. Этот коэффициент так же, как и u сопел определен опытным путем и его обычно принимают в пределах $0,8 \div 0,9$.

Силы сопротивления W могут изменяться из-за:

4) непостоянства числа обслуживаемых рабочих машин или изменения их нагрузки;

5) нормальной периодичности сил сопротивления в самих рабочих машинах (в прокатных станах, насосах и т. п.).

Под действием указанных причин нарушается равенство между T и W , и движение машины становится неравномерным. Однако весьма важно, чтобы скорость вращения вала изменялась возможно меньше. Поэтому у паровой машины необходимы устройства, служащие для устранения неравномерности и поддержания постоянной скорости. Такими устройствами являются маховики и регуляторы.

Маховики служат для уравнивания периодически повторяющихся неравномерностей хода (причины 1, 2 и отчасти 5) и поддерживают постоянство угловой скорости в течение одного оборота вала, а регуляторы, воздействуя на процесс работы машины, уравнивают неравенство действия движущих сил и сил сопротивления, возникающих в результате непостоянно действующих причин (причины 3, 4 и 5), и поддерживают постоянное число оборотов в минуту.

Маховик представляет собою массивное кольцо, связанное спицами и ступицей с валом машины и вращающееся вместе с ним. Действие маховика заключается в том, что он в моменты избытка работы движущих сил и возникновения ускоренного движения аккумулирует этот избыток работы и отдает его при замедлениях, возникающих при избытке работы сил сопротивления. Чем больше вес маховика, тем больше его аккумулирующая способность и тем равномернее движение машины, но повышение веса маховика увеличивает вредные сопротивления и износ частей машины. Поэтому задача расчета маховика заключается в определении минимального веса его, необходимого для того, чтобы вал машины вращался достаточно равномерно.

Для определения минимального веса и размеров маховика необходимо по тангенциальной диаграмме определить наибольшую из площадей I , II , III и IV , т. е. наибольшую избыточную работу, которую должен поглотить или отдать маховик, поддерживая достаточно равномерное вращение вала. Чтобы получить эту работу ΔL в $кгм$, необходимо учесть масштабы построенной диаграммы. Масштаб по оси абсцисс находят, зная, что длина диаграммы выражает длину окружности $2\pi R$. При определении вертикального масштаба надо учесть масштаб, в котором были отложены давления p_c и, следовательно, силы T . Так как все силы вычислялись отнесенными к $1 см^2$ площади поршня, необходимо умножить значения сил на тангенциальной диаграмме на величину рабочей площади поршня $F см^2$.

Избыток работы ΔL поглощается приращением кинетической энергии вращающихся масс. Если J — момент инерции маховика, ω_1 — его максимальная угловая скорость, ω_2 — минимальная угловая скорость, то поглощенная маховиком работа

$$\Delta L = J \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}.$$

В данном уравнении сделаем следующие преобразования:

$$\frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \cdot \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_{cp}} \omega_{cp},$$

где средняя угловая скорость

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2},$$

а отношение

$$\frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_{cp}} = \delta \quad (35,1)$$

называют степенью неравномерности вращения. Тогда

$$\Delta L = J \omega_{\text{ср}} \delta \omega_{\text{ср}} = J \delta \omega_{\text{ср}}^2.$$

Кроме того, пользуясь уравнениями, известными из механики, можно написать:

$$\omega^2 = \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 = \frac{\pi^2 n^2}{900},$$

$$J = \frac{G}{g} \cdot \frac{D_i^2}{4},$$

где: G — вес маховика (в кг),

D_i — диаметр инерции маховика (в м) (диаметр окружности, описываемой центром тяжести сечения обода),

g — ускорение силы тяжести.

Принимая $\pi^2 = g$, получим

$$\Delta L = GD_i^2 \frac{n^2 \delta}{3600},$$

откуда вес маховика

$$G = \frac{3600 \Delta L}{n^2 \delta D_i^2} \text{ кг.} \quad (35,2)$$

Диаметр инерции маховика выбирается так, чтобы при заданном числе оборотов окружная скорость на обode маховика была в пределах:

- для тихоходных машин $v = 12 \div 18 \text{ м/сек}$
- » машин с нормальным числом оборотов (150—250) об/мин $v = 16 \div 26 \text{ м/сек}$
- » быстроходных машин $v = 24 \div 32 \text{ м/сек}$

Приближенно, в зависимости от величины хода поршня, можно принять:

$$D_i = (4,5 \div 7) s. \quad (35,3)$$

В формулах (35,1) и (35,2) для δ принимают значения по табл. 10.

Допустимые степени неравномерности δ

Таблица 10

Назначение машины	Степень неравномерности
Насосы и лесопильные рамы	1/20 \div 1/30
Трансмиссии мастерских	1/30 \div 1/50
Ткацкие станки и бумажные машины	1/40
Мельницы для размолы	1/50
Прядильные машины	1/50 \div 1/100
Центрифуги сахарных заводов	1/100 \div 1/120
Генераторы постоянного тока	1/150 \div 1/200
» переменного тока	1/200 \div 1/300
Стационарные локомотивы	1/160 \div 1/200
Передвижные локомотивы	1/60 \div 1/140

При расчетах, не требующих большой точности, ΔL определяется не по тангенциальной диаграмме, а по опытным данным. В этом случае вес маховика определяют по формуле:

$$G = \frac{v N_e}{\omega^2 n} \text{ кг.} \quad (35,4)$$

В уравнении (35,4) значения v принимают по табл. 11.

Если известна относительная скорость пара ω_2 при выходе его из канала между лопатками в точке 2 и угол наклона ее β_2 к плоскости диска, то можно найти абсолютную скорость c_2 пара, покидающего лопатку. Для этого надо сложить относительную скорость ω_2 и переносную u по правилу параллелограмма или треугольника скоростей. Обычно под углами β_1 и β_2 профилируют не вогнутую сторону лопатки, а ее выпуклую сторону (спинку), части которой 1e и 2k очерчены как прямые линии под углами β_1 и β_2 к плоскости вращения диска. Это необходимо для того, чтобы частицы пара, входя в канал между лопатками и выходя из него, не испытывали ударов и завихрений от выпуклой стороны лопаток.

Углы наклона касательных к вогнутой стороне лопатки будут при этом больше, чем углы β_1 и β_2 , но вогнутая сторона лопатки на всем своем протяжении отгибает струю пара, прижимающуюся к ней, и поэтому такое отклонение струи пара допустимо.

Частица пара, находящаяся, например, в точке D профиля лопатки, движется криволинейно и прижимается к лопатке центробежной силой I , направленной по нормали к профилю. Раскладывая эту силу на две составляющие, можно найти силу I_u , создающую окружное усилие, вращающее диск, и силу I_w , создающую осевое усилие, стремящееся сдвинуть диск вдоль оси вала. Величину полного окружного и осевого усилия, создаваемого потоком пара, можно определить, пользуясь треугольниками скоростей, представленными отдельно на рис. 107, б, на которых точки приложения всех векторов скоростей совмещены в одной точке E .

На рисунке обозначены величины всех проекций скоростей, а отрезки $A_1 B_1$ и $A_2 B_2$ представляют собой окружную скорость u . Поэтому очевидно, что $A_1 A_2 = B_1 B_2$ или:

$$c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 = \omega_1 \cos \beta_1 + \omega_2 \cos \beta_2. \quad (55,2)$$

Величину относительной скорости пара ω_1 можно найти как сторону треугольника по формуле:

$$\omega_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1}. \quad (55,3)$$

Точно так же абсолютная скорость выхода c_2 может быть найдена по формуле:

$$c_2 = \sqrt{\omega_2^2 + u^2 - 2u\omega_2 \cos \beta_2}. \quad (55,4)$$

Полное усилие, являющееся результатом воздействия потока пара на лопатку, т. е. равнодействующую всех элементарных сил I (рис. 107, а), можно определить при помощи закона количества движения. Так как силы I в различных точках профиля лопатки действуют по разным направлениям, то применим закон количества движения сначала для проекций всех сил на горизонтальную ось, т. е. определим равнодействующую всех элементарных сил I_u или полное окружное усилие P_u , а затем и для проекций всех сил на вертикальную ось, т. е. определим равнодействующую всех элементарных сил I_w или полное осевое усилие P_w .

Так как силы, действующие на лопатки, не изменяются в зависимости от времени, то закон количества движения справедлив для любого отрезка времени. Выберем за такой отрезок одну секунду; тогда импульс силы P_u будет равен величине самой силы. Если в секунду через каналы между лопатками проходит G кг пара, то масса этого пара будет равна $\frac{G}{g}$. Проекция изменений скорости на горизонтальную ось будет выражаться разностью:

$$c_1 \cos \alpha_1 - (-c_2 \cos \alpha_2) = c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2.$$

Таким образом, по закону количества движения полное окружное усилие:

$$P_u = \frac{G}{g}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \text{ кг} \quad (55,5)$$

или, на основании формулы (55,2):

$$P_u = \frac{G}{g} (\omega_1 \cos \beta_1 + \omega_2 \cos \beta_2) \text{ кг.} \quad (55,6)$$

Аналогично, применяя закон количества движения для проекций всех сил на вертикальную ось, можно определить полное осевое усилие:

$$P_a = \frac{G}{g} (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) \text{ кг} \quad (55,7)$$

или

$$P_a = \frac{G}{g} (\omega_1 \sin \beta_1 - \omega_2 \sin \beta_2) \text{ кг.} \quad (55,8)$$

Из рис. 107, б видно, что выражение в скобках в последних двух формулах невелико, так как углы β_1 и β_2 и скорости ω_1 и ω_2 почти одинаковы. Это значит, что осевое усилие P_a у активных турбин сравнительно невелико.

Окружное усилие P_u производит полезную работу, которая за секунду (т. е. мощность активной ступени в кгм/сек) равна:

$$\begin{aligned} L'_{ac} &= P_u u = \frac{Gu}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \\ &= \frac{Gu}{g} (\omega_1 \cos \beta_1 + \omega_2 \cos \beta_2) \text{ кгм/сек.} \end{aligned} \quad (55,9)$$

Мощность, отнесенная к 1 кг пара:

$$\begin{aligned} L_{ac} &= \frac{L'_{ac}}{G} = \frac{u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \\ &= \frac{u}{g} (\omega_1 \cos \beta_1 + \omega_2 \cos \beta_2) \text{ кгм/кг.} \end{aligned} \quad (55,10)$$

Ту же работу 1 кг пара можно определить как изменение его кинетической энергии, т. е.

$$L_{ac} = \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \text{ кгм/кг.} \quad (55,11)$$

Выходной угол β_2 часто принимают равным входному углу β_1 , т. е. делают лопатки симметричными. При этом, если повернуть треугольник выходных скоростей около оси E_1Z и совместить его с треугольником входных скоростей (рис. 107, в), то векторы ω_1 и ω_2 совпадут по направлению. Для идеального случая работы пара без потерь на лопатках $\omega_2 = \omega_1$ и в этом случае на совмещенных треугольниках скоростей (рис. 107, з) векторы ω_1 и ω_2 совпадают не только по направлению, но и по величине.

Из уравнения работы 1 кг пара (55, 11) видно, что для получения максимальной работы необходимо стремиться к получению наименьшего значения выходной скорости c_2 . Очевидно, что для этого следует подбирать такие соотношения между окружной скоростью лопаток u и скоростью пара c_1 , чтобы угол $\alpha_2 = 90^\circ$ (рис. 107, д). При этом

$$2u = c_1 \cos \alpha_1,$$

откуда:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} = x. \quad (55,12)$$

Теоретически наилучшее использование кинетической энергии паровой струи получилось бы при $\alpha_1 = 0$, когда направления c_1 и u совпадали бы. При этом

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} = \frac{1}{2}. \quad (55,13)$$

Тип машины	μ
Одноцилиндровая с выпуском в атмосферу или с концевым отбором пара	6800 — 7800
Одноцилиндровая с выпуском в конденсатор	7300 — 8300
Тандем или компаунд с кривошипами под углом 180°	6400 — 7800
Компаунд с кривошипами под углом 90°	3400 — 4900
Двухцилиндровая однократного расширения	2900 — 3900
Трехцилиндровая	1500 — 1700
Одноцилиндровая прямоходная	7300 — 8800

Вследствие влияния спиц достаточно, если все обода маховика будет составлять

$$G_{об} = 0,9G \text{ кг.} \quad (35,5)$$

Полный вес маховика со ступицей принимают:

$$G_M = 1,3G. \quad (35,6)$$

Если удельный вес материала обода (чугун) $\gamma = 725 \cdot 10^{-5} \text{ кг/см}^3$, то при площади поперечного сечения обода $f \text{ см}^2$ его вес будет:

$$G_{об} = \pi D_i f \gamma,$$

откуда площадь поперечного сечения обода маховика

$$f = \frac{G_{об}}{\pi D_i \gamma} \approx 44 \frac{G_{об}}{D_i} \approx \frac{39,6G}{D_i}. \quad (35,7)$$

Если обод используется как шкив для передачи работы, то ширина обода при ширине ремня b должна быть:

$$B_{об} = 1,1b + (0,5 \div 1,5) \text{ см.} \quad (35,8)$$

Тогда, принимая сечение обода прямоугольным, его толщина:

$$H_{об} = \frac{f}{B_{об}}.$$

§ 36. УРАВНОВЕШИВАНИЕ МАШИН. РАСЧЕТ ФУНДАМЕНТА

У быстроходных машин силы инерции могут достигать весьма больших величин, и при расчете на прочность деталей таких машин размеры их получаются иногда чрезмерно большими. Поэтому, проектируя машину, надо стремиться уравновесить силы инерции, возникающие в машине. Силы инерции возникают в результате неравномерного движения возвратно-поступательно движущихся масс (поршень, шток, крейцкопф и условно 0,4 массы шатуна) и неуравновешенных вращающихся масс (кривошип, палец кривошипа и 0,6 массы шатуна).

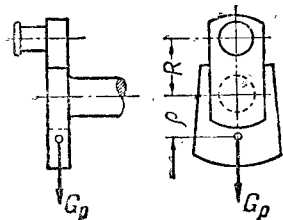


Рис. 61. Противовес.

Если вес вращающихся частей, приведенный к центру пальца кривошипа, обозначить через $G_R \text{ кг}$, т. е. считать, что соответствующая ему масса $\frac{G_R}{g}$ сосредоточена в центре кривошипного пальца, то сила инерции (центробежная сила) может быть определена по уравнению:

$$U_R = \frac{G_R}{g} \omega^2 R = G_R R \frac{n^2}{900} \text{ кг.}$$

Практически невозможно сделать угол $\alpha_1 = 0$ и его принимают в пределах $12 \div 22^\circ$. Кроме того, и сделанные выше допущения ($c_2 = 0$, $w_2 = w_1$) практически неосуществимы. Поэтому наимыгоднейшее соотношение скоростей получается в пределах:

$$x = \frac{u}{c_1} = 0,465 \div 0,49. \quad (55,14)$$

Движение пара по рабочим лопаткам сопровождается потерями, вызываемыми ударами входящих на лопатки частиц пара, завихрениями и трением струи пара о поверхность лопаток. Потеря кинетической энергии 1 кг пара на рабочих лопатках при скорости входа w_1 и скорости выхода w_2 будет:

$$\Delta L_n = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2 - \psi^2 w_1^2}{2g} = (1 - \psi^2) \frac{w_1^2}{2g} \text{ кдж/кг} \quad (55,15)$$

или в тепловых единицах:

$$h_n = A \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{8380} = \frac{w_1^2 - \psi^2 w_1^2}{8380} = (1 - \psi^2) \frac{w_1^2}{8380} \text{ ккал/кг.} \quad (55,16)$$

Кинетическая энергия 1 кг пара, превращающаяся в работу на активной ступени, будет (по формулам 50,1; 52,7 и 55,15):

$$L_{ac} = \Delta L_a - \Delta L_c - \Delta L_n = \frac{c_{1t}^2 - c_2^2}{2g} - \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}, \quad (55,17)$$

$$L_{ac} = \frac{c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2}{2g} \text{ кдж/кг.}$$

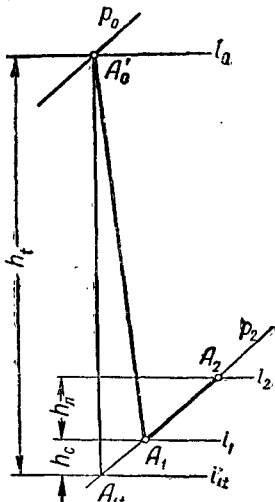


Рис. 108. Действительный процесс на активной ступени.

В результате перечисленных выше потерь тепло содержание пара повышается на величину $h_c + h_n$.

На i_s диаграмме действительное состояние пара при выходе из каналов между рабочими лопатками определится точкой A_2 (рис. 108). Точка A_2 находится на пересечении изобары конечного давления p_2 с горизонталью, проведенной через тепло содержание $i_2 = i_{1t} + h_c + h_n = i_1 + h_n$, где h_n — потери тепла на рабочих лопатках ступени.

§ 56. ОДНОСТУПЕНЧАТАЯ ПАРОВАЯ ТУРБИНА

Схема одноступенчатой активной турбины изображена на рис. 109. Острый пар в соплах 1 расширяется от давления p_0 до давления p_1 , и скорость его возрастает от c_0 до c_1 . На рабочих лопатках 2 происходит превращение кинетической энергии пара в механическую работу вращения вала 4, в результате чего скорость пара понижается от c_1 до c_2 . Отработавший пар отводится через патрубок 6. Диск 3 с рабочими лопатками вращается в корпусе 5.

Если обозначить часовой расход пара турбиной D кг/час, то при адиабатическом расширении этого пара и располагаемом теплоперепаде $h_t = i_0 - i_{1t}$ тепло, превратившееся в работу, будет Dh_t ккал/час. Так как 1 ккал/час эквивалентна 860 квт, то мощность турбины (без учета потерь):

$$N_t = \frac{Dh_t}{860} \text{ квт.} \quad (56,1)$$

Для уравнивания этой силы на щеках кривошипа укрепляют противовесы (рис. 61), центробежные силы которых должны быть равны центробежным силам неуравновешенных вращающихся масс, т. е.

$$G'_o \rho \frac{n^2}{900} = G_R R \frac{n^2}{900},$$

где: G'_o — вес противовесов (в кг),

ρ — радиус окружности, описываемый их центром тяжести (в м).

Значит, для уравнивания вращающихся масс противовесы должны иметь вес:

$$G'_o = G_R \frac{R}{\rho} \text{ кг.} \quad (36.1)$$

При помощи противовесов можно уравновесить также и инерцию возвратно-поступательно движущихся деталей. Вес этих деталей G_h может быть определен с помощью табл. 9, как $G_h = qF$. Очевидно, что если противовесы сделать весом:

$$G''_o = G_h \frac{R}{\rho}, \quad (36.2)$$

то центробежная сила U_o , возникающая при их вращении с числом оборотов в минуту n , будет:

$$U_o = G''_o \rho \frac{n^2}{900}.$$

Если разложить эту силу инерции на горизонтальную составляющую U_{oh} , направленную по оси машины, и на вертикальную составляющую U_{ov} , направленную перпендикулярно к этой оси, то эти составляющие будут:

$$U_{oh} = G''_o \rho \frac{n^2}{900} \cos \alpha = G_h R \frac{n^2}{900} \cos \alpha, \quad (36.3)$$

$$U_{ov} = G''_o \rho \frac{n^2}{900} \sin \alpha = G_h R \frac{n^2}{900} \sin \alpha. \quad (36.4)$$

При таком способе уравнивания первая из этих сил U_{oh} , направленная по оси машины, почти полностью уравнивает силу инерции возвратно-поступательно движущихся масс, которая приближенно может быть вычислена по формуле (34,8). Все же и в горизонтальной плоскости остается неуравновешенной небольшая сила U_h , обусловленная инерцией вращающихся масс (рис. 62):

$$U_h = U_R \cos \alpha = G_R R \frac{n^2}{900} \cos \alpha.$$

В вертикальном направлении, перпендикулярном к оси машины, останется неуравновешенной разность сил:

$$U_{ov} - U_v = (G_h - G_R) R \frac{n^2}{900} \sin \alpha. \quad (36.5)$$

У вертикальных машин применяют обычно первый способ уравнивания только вращающихся масс. У горизонтальных машин чаще применяют второй способ уравнивания поступательно движущихся масс или комбинированный способ, подбирая вес противовеса, исходя из суммарного веса поступательно движущихся и вращающихся масс.

У многоцилиндровых машин силы инерции вращающихся масс уравнивают с помощью противовесов, а инерцию поступательно движущихся масс стремятся уравновесить за счет соответствующего расположения кривошипов. С этой точки зрения сравнительно хорошо уравниваются трехцилиндровые машины с кривошипами, расположенными под углом 120° , или двухцилиндровые с кривошипами под углом 180° .

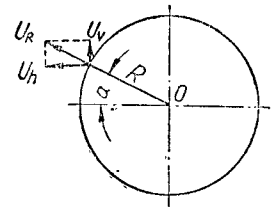


Рис. 62. Центробежная сила неуравновешенных масс.

Но так как не весь располагаемый теплоперепад h_t превращается в работу на лопатках, а эта работа не вся превращается в полезную работу на валу, то эффективная мощность турбины:

$$N_e = \frac{D h_t}{860} \eta_{oe} \text{ квт}, \quad (56,2)$$

где $\eta_{oe} = \frac{N_e}{N_t}$ — относительный эффективный к. п. д. турбины, аналогичный такому же в паровой машине.

Если турбина работает на генератор тока, имеющий к. п. д. $\eta_{г}$, и связана с ним через редуктор, имеющий к. п. д. $\eta_{р}$, то электрическая мощность на зажимах генератора:

$$N_o = N_e \eta_p \eta_{г}. \quad (56,3)$$

При непосредственном соединении вала турбины с валом генератора $\eta_p = 1$, вообще же $\eta_p = 0,95 \div 0,98$ и $\eta_{г} = 0,90 \div 0,96$. Оба коэффициента увеличиваются с увеличением мощности турбогенератора.

Решая уравнение (56,2) относительно D , можно вывести значение расхода пара (при мощности, выраженной в киловаттах):

$$D = \frac{860 N_e}{h_t \eta_{oe}} \text{ кг/час} \quad (56,4)$$

или

$$G = \frac{860 N_e}{3600 h_t \eta_{oe}} \text{ кг/сек.} \quad (56,5)$$

Если известна электрическая мощность генератора, то расход пара:

$$D = \frac{860 N_o}{h_t \eta_{oe} \eta_p \eta_{г}} \text{ кг/час,} \quad (56,6)$$

$$G = \frac{860 N_o}{3600 h_t \eta_{oe} \eta_p \eta_{г}} \text{ кг/сек.} \quad (56,7)$$

Пример 15. Определить расход пара одноступенчатой активной турбины при мощности на зажимах генератора $N_o = 50$ квт. Параметры пара $p_0 = 15$ ата, $i_0 = 310^\circ \text{С}$. Противодавление $p_2 = 1,2$ ата.

По i_s диаграмме находим $i_0 = 731$ ккал/кг; $i_{1t} = 610$ ккал/кг. Следовательно, адиабатический теплоперепад

$$h_t = i_0 - i_{1t} = 731 - 610 = 121 \text{ ккал/кг.}$$

Так как мощность турбины невелика, то принимаем к. п. д. редуктора $\eta_p = 0,96$ и к. п. д. генератора $\eta_{г} = 0,90$. Принимая $\eta_{oe} = 0,50$, получаем, что расход пара турбиной

$$D = \frac{860 N_o}{h_t \eta_{oe} \eta_p \eta_{г}} = \frac{860 \times 50}{121 \times 0,5 \times 0,96 \times 0,9} = 819 \text{ кг/час.}$$

Удельный расход пара будет:

$$d_o = \frac{819}{50} = 16,38 \frac{\text{кг}}{\text{квт-час}}.$$

Пример 16. По данным предыдущего примера определить число оборотов вала одноступенчатой активной турбины, если средний диаметр венца лопаток $d = 500$ мм. Угол наклона расширяющегося сопла к диску турбины $\alpha_1 = 18^\circ$; $\varphi = 0,94$.

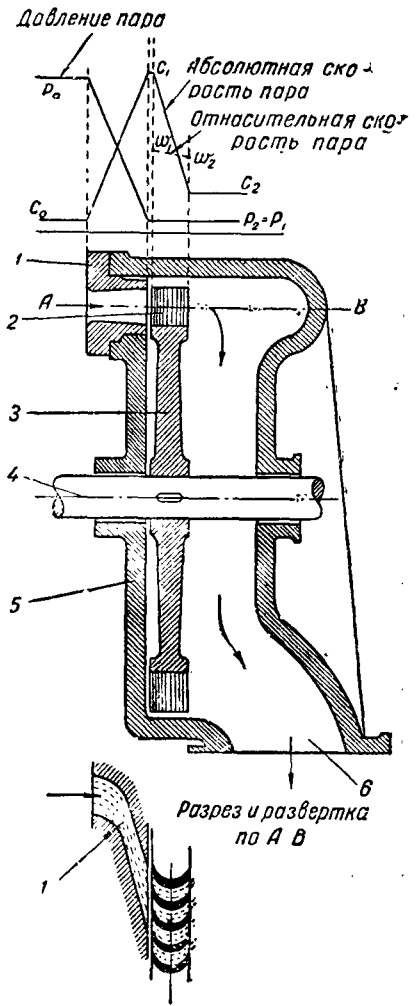
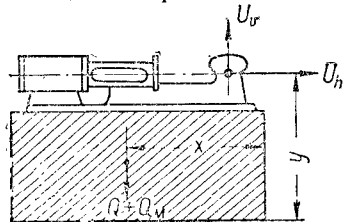


Рис. 109. Схема одноступенчатой активной турбины.

Тем не менее ясно, что полностью уравновесить силы инерции в паровой машине нельзя, и поэтому целью динамического расчета машины является выявление наибольших значений неуравновешенных сил, действующих в горизонтальном и вертикальном направлениях. Эти силы необходимо учитывать при расчете фундамента машины. Вес фундамента рассчитывается, исходя из следующих условий.

1. Для горизонтальных машин при весе фундамента Q кг и собственном весе машины Q_M (рис. 63):



а) опрокидывающий момент должен быть не более момента устойчивости машины и фундамента, т. е.:

$$U_{h \text{ макс}} y \leq (Q + Q_M) x; \quad (36,5)$$

б) вертикальные неуравновешенные силы не должны превышать веса машины и фундамента

$$U_{v \text{ макс}} \leq (Q + Q_M); \quad (36,7)$$

в) сила трения между подошвой фундамента и его основанием должна быть не меньше горизонтальной составляющей сил инерции:

$$U_{h \text{ макс}} < (Q + Q_M) f, \quad (36,8)$$

где f — коэффициент трения, принимаемый при земляном основании равным 0,65, при бетонном — 0,75.

2. Для вертикальных машин:

$$а) U_{v \text{ макс}} y \leq (Q + Q_M) x; \quad (36,9)$$

$$б) U_{h \text{ макс}} \leq (Q + Q_M); \quad (36,10)$$

$$в) U_{v \text{ макс}} \leq (Q + Q_M) f. \quad (36,11)$$

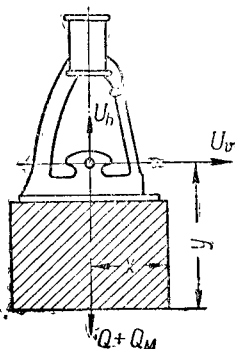


Рис. 63. Силы, действующие на фундамент машины.

Объем фундамента определяется по относительному весу кладки, а именно: вес 1 м^3 бетонного фундамента 2100—2200 кг, 1 м^3 кирпичного или бутового фундамента 1900—2000 кг.

Вес машины на основании практических данных определяется по табл. 12.

Таблица 12

Тип машины	Относительный вес машин (в кг/эфф. л. с.)		
	Вес (в кг) на 1 эфф. л. с.		
	машины	маховика	всего
Одноцилиндровая вертикальная быстроходная	35 ÷ 49	9 ÷ 12	44 ÷ 61
Одноцилиндровая горизонтальная	31 ÷ 45	28 ÷ 30	59 ÷ 75
Двойного расширения (компаунд)	41 ÷ 43	26 ÷ 39	67 ÷ 82
Тандем горизонтальная	67 ÷ 77	25 ÷ 28	92 ÷ 105
Прямоточная горизонтальная	67 ÷ 93	23 ÷ 26	90 ÷ 119

Пример 7. Для машины эффективной мощностью 175 л. с. рассчитать маховики, если машина делает 200 об/мин. Диаметр цилиндра 350 мм, ход поршня 400 мм. Допустимая степень неравномерности $1/180$. Машина проектируется с двумя маховиками. Ширина обода каждого маховика 250 мм. Для машины построены индикаторные диаграммы.

По индикаторным диаграммам, как указывалось выше, были построены кривая давления пара на поршень и кривая сил инерции. По этим кривым построена кривая сил, приложенных к поршню. Затем, приняв $\frac{R}{L} = \frac{1}{4}$, по известному уже способу построена диаграмма тангенциальных сил, длина которой по оси абсцисс диаграммы принята 240 мм. Далее определена средняя тангенциальная сила и наибольшая площадь избыточной работы, лежа-

щая над линией T_{cp} . Эта площадь оказалась равной 1720 м.м^2 . Масштаб давлений при построении тангенциальной диаграммы принят $1 \text{ мм} = 0,1 \text{ кг/см}^2$.

Так как длина диаграммы должна равняться

$$2\pi R = 2\pi \frac{s}{2} = 2\pi \cdot 0,2 = 1,256 \text{ м,}$$

то масштаб тангенциальной диаграммы по оси абсцисс будет

$$1 \text{ мм} = \frac{1,256}{240} = 0,00523 \text{ м.}$$

Следовательно, избыточная работа при площади 1720 м.м^2 будет

$$1720 \times 0,1 \times 0,00523 = 0,9 \text{ кгм/см}^2.$$

Площадь поршня

$$F = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} = 962 \text{ см}^2.$$

Таким образом, полная избыточная работа

$$\Delta L = 962 \times 0,9 = 865,8 \text{ кгм.}$$

Примем окружную скорость на ободе маховика $v = 25 \text{ м/сек}$. Тогда диаметр инерции маховика

$$D_i = \frac{60v}{\pi n} = \frac{60 \times 25}{\pi \cdot 200} = 2,4 \text{ м.}$$

Вес двух маховиков по формуле (35,2)

$$G = \frac{3600 \Delta L}{\pi n^2 D_i^2} = \frac{3600 \times 865,8}{\frac{1}{180} \times 200^2 \times 2,4^2} = 2435 \text{ кг.}$$

Вес обода одного маховика по формуле (35,5)

$$G_{об} = \frac{0,9G}{2} = \frac{0,9 \times 2435}{2} = 1096 \text{ кг.}$$

Полный вес маховиков по формуле (35,6)

$$G_m = 1,3 \times 2435 = 3165 \approx 3,2 \text{ т.}$$

Площадь поперечного сечения обода по формуле (35,7)

$$f = \frac{44G_{об}}{D_i} = \frac{44 \times 1096}{240} = 209 \text{ см}^2.$$

При ширине обода 25 см толщина его:

$$H_{об} = \frac{f}{B_{об}} = \frac{209}{25} = 8,36 \text{ см} \approx 84 \text{ мм.}$$

ГЛАВА VII

ДЕТАЛИ ПАРОВЫХ МАШИИ

§ 37. ПАРОВОЙ ЦИЛИНДР

Форма парового цилиндра зависит от типа машины и типа применяемого парораспределения. При распределении пара плоским золотником цилиндр имеет прилив, образующий золотниковое зеркало; при распределении пара цилиндрическим золотником прилив к цилиндру имеет форму цилиндрической втулки, при клапанном парораспределении на цилиндре должны быть клапанные коробки и гнезда и т. д. Точно так же конструктивно будут различными цилиндры вертикальных и горизонтальных машин, машин однократного и многократного расширения, прямоточных машин и т. д.

Паровой цилиндр состоит из собственно цилиндра, с отливаемыми вместе с ним частями для парораспределения и крепления цилиндра, и крышек, укрепляемых на цилиндре шпильками.

По уравнению (55,12) {

$$x = \frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} = \frac{\cos 18^\circ}{2} = 0,476.$$

При адиабатическом теплоперепаде ступени $h_t = 121$ ккал/кг действительная скорость пара при выходе из сопла будет:

$$c_1 = 91,5 \varphi \sqrt{h_t} = 91,5 \times 0,94 \sqrt{121} = 946 \text{ м/сек.}$$

Следовательно, окружная скорость:

$$u = 0,476 c_1 = 0,476 \times 946 = 440,3 \text{ м/сек.}$$

Число оборотов вала турбины:

$$n = \frac{60u}{\pi d} = \frac{60 \times 440,3}{3,14 \times 0,5} = 16852 \text{ об/мин.}$$

Для передачи такого числа оборотов генератору с $n_2 = 3000$ об/мин потребуется редуктор с передаточным числом:

$$i = \frac{3000}{16852} \approx \frac{1}{5,6}.$$

Если принять, что ведущая шестерня одноступенчатого редуктора имеет диаметр $d'_p = 120$ мм, то ведомая шестерня должна иметь диаметр $d''_p = 120 \times 5,6 = 672$ мм. Редуктор получился довольно громоздким — диаметр большей шестерни превышает диаметр диска турбины.

Понизить число оборотов вала одноступенчатой турбины до 3000 об/мин и избежать редуктора можно путем увеличения диаметра колеса турбины. Тогда при тех же параметрах пара для 3000 об/мин диаметр колеса турбины должен быть:

$$d = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60 \times 440,3}{3,14 \times 3000} = 2,8 \text{ м} = 2800 \text{ мм.}$$

т. е. одноступенчатая турбина при небольшой мощности приобретает весьма солидные размеры и стоимость ее окажется очень высокой.

С другой стороны, удельный расход пара такой турбиной тоже очень велик. В разобранный пример он составляет $16,38$ кг/квт-час $= 12,1$ кг/л. с. час, в то время, как у локомотива приблизительно такой же мощности удельный расход пара не превышает $9,0 \div 9,5$ кг/л. с. час.

Таким образом, одноступенчатая активная турбина по расходу пара оказывается экономически менее выгодной, чем паровая машина. Однако положительным ее качеством является простота конструкции, и поэтому одноступенчатая турбина находит себе применение при небольшом теплоперепаде, когда получаются небольшие значения c_1 (например турбины мятого пара) или, если к. п. д. турбины не играет большой роли (вспомогательные, редко и недолго действующие механизмы).

В мощных установках, работающих продолжительное время, одноступенчатые турбины обычно не применяются.

Задания для самостоятельного выполнения

1. Скорость выхода пара из сопла одноступенчатой активной турбины $c_1 = 640$ м/сек; $\alpha_1 = 16^\circ 15'$; окружная скорость на венце лопаток $u = 290$ м/сек. Скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,82$. Определить относительные скорости входа и выхода пара, углы β_1 и β_2 , если $\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ$, а также абсолютную скорость выхода пара из каналов между лопатками. *Отв.:* $w_1 = 369$ м/сек; $w_2 = 303$ м/сек; $\beta_1 = 29^\circ 5'$.

2. Расход пара турбогенератором 486 кг/час. Определить его мощность и удельный расход пара, если давление пара при входе в сопло $p_0 = 12$ ата, $t_0 = 270^\circ$ С, противодавление $p_0 = 1,3$ ата. Относительный эффективный к. п. д. $\eta_{oe} = 0,46$; к. п. д. редуктора $\eta_r = 0,96$; к. п. д. генератора $\eta_g = 0,90$. Турбина одноступенчатая. *Отв.:* $N_3 = 23$ квт; $d_3 = 21$ кг/квт-час.

3. Одноступенчатая паровая турбина насоса имеет эффективную мощность 45 л. с. и работает паром $p_0 = 7$ ата, пар сухой, насыщенный. Давление выпуска $1,6$ ата. Коэффициенты: $\eta_{oe} = 0,456$. Определить полный и удельный расход пара турбонасосом. *Отв.:* $D = 934$ кг/час; $d_e = 20,8$ кг/л. с. час.

Примечание. При решении заданий 2 и 3 использовать i_s диаграмму. По результатам задания 1 построить диаграмму скоростей (треугольники скоростей).

§ 57. СТУПЕНИ СКОРОСТИ

Как было рассмотрено, одноступенчатая турбина пригодна только для использования малых теплоперепадов и применима при небольших мощностях. Для больших мощностей, при использовании значительных теплоперепадов, необходимо уменьшить окружную скорость на венце рабочих лопаток. Это может быть достигнуто одним из двух способов:

1. Распределением кинетической энергии, полученной паром в сопле, между несколькими венцами рабочих лопаток одного рабочего диска. Этот способ применяется в турбинах со ступенями скорости.

2. Распределением теплоперепада, а следовательно, и перепада давления между несколькими ступенями турбины, аналогично распределению перепада между несколькими цилиндрами машины многократного расширения. Этот способ применяется в турбинах со ступенями давления.

В турбинах со ступенями скорости весь используемый теплоперепад превращается в кинетическую энергию в одной группе сопел 2, укрепленной в корпусе турбины 1 (рис. 110). Из этого направляющего аппарата пар со скоростью c_1 поступает с окружной скоростью u на движущиеся рабочие лопатки 3 первого венца, на которых используется только часть кинетической энергии пара, и поэтому пар покидает этот венец с еще значительной скоростью c_2 . Из лопаточных каналов первого венца пар по неподвижным направляющим лопаткам 4 переходит на второй венец рабочих лопаток 3'. При движении по направляющим лопаткам пар не расширяется, а только изменяет свое направление. На втором венце лопаток снова используется только часть оставшейся кинетической энергии пара, после чего он направляется на третий венец рабочих лопаток 3'' и т. д., пока его выходная скорость не снизится до незначительной величины. Таким образом, кинетическая энергия пара используется на нескольких венцах лопаток одного рабочего колеса 6, и скорость его понижается на них ступенями. Диски рабочих колес насажены на вал 7. Отработавший пар выходит через пространство 5.

На рис. 110 приведена диаграмма изменения давлений и скоростей в трехвенечной турбине с тремя ступенями скорости.

В турбине со ступенями скорости удается получить небольшое значение окружной скорости u и, кроме того, для таких турбин характерны относительно большие значения выходных скоростей c_2 на всех венцах, кроме последнего.

Кроме того, на каждом последующем венце такой турбины скорость входа пара на лопатки меньше, чем на предыдущем венце, т. е. $c_1 > c_1' > c_1''$ и т. д. Так как работа на каждом венце многоступенчатой турбины пропорциональна

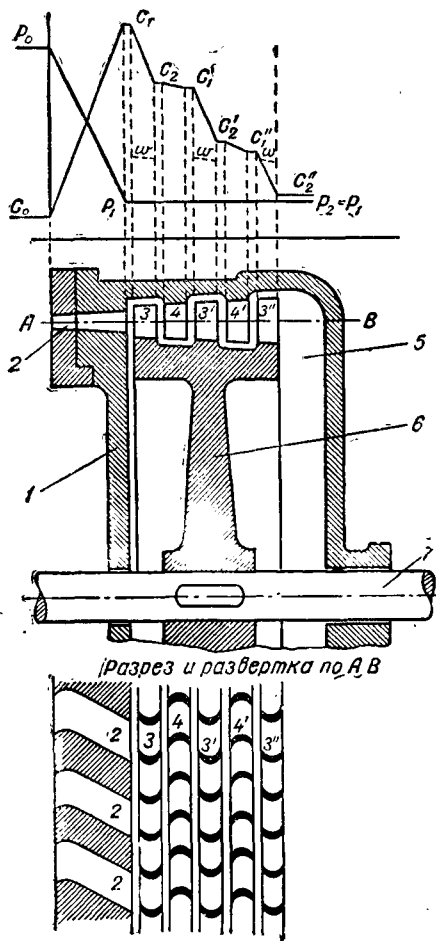


Рис. 110. Схема турбины с тремя ступенями скорости.

В большинстве случаев цилиндры отливаются из чугуна и сравнительно редко из стали. Внутренняя поверхность цилиндра гладко обработана и на концах около крышек имеет расточки на 1—2 мм для того, чтобы в крайних положениях поршень сбежал с рабочей поверхности во избежание образования рубцов на неизнашиваемой части рабочей поверхности.

Цилиндры горизонтальных машин имеют лапы, которые опираются на фундаментную плиту и укрепляются на ней так, чтобы обеспечить возможность продольного перемещения лап при тепловом расширении машины. В машинах небольшой мощности цилиндры иногда сстаются на весу (см. рис. 96, стр. 110).

У вертикальных машин цилиндры нижней крышкой опираются на раму машины и могут свободно расширяться вверх.

Цилиндры и их крышки отливаются из чугуна СЧ-21-40, СЧ-28-48 или СЧ-32-52. При высоком давлении пара применяют легированные чугуны или легированные стали.

Толщина стенки цилиндра определяется по формуле:

$$\delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_2 + p}{\sigma_2 - p}} - 1 \right) + (1,5 \div 2,5) \text{ см}, \quad (37,1)$$

где: D — наружный диаметр цилиндра (в см),

σ — 200 ÷ 300 кг/см² для чугуна и $\sigma = 300 \div 500$ кг/см² для стали,

p — максимальное давление пара в цилиндре (в кг/см²).

Длина рабочей части цилиндра при ходе поршня s см и длине поршня по наружным кромкам колец b_0 см

$$l = s + b_0 - (0,2 \div 0,4) \text{ см}. \quad (37,2)$$

Между крышкой цилиндра и поршнем в крайнем положении величина зазора

$$k = 0,0025 s + 0,3 \text{ см}. \quad (37,3)$$

Площадь поперечного сечения труб, по которым производится выпуск и выпуск пара, рассчитывается на скорость в 1,3—1,5 раза меньшую, чем в органах парораспределения. При выпуске в конденсатор скорость пара не должна превышать 25 м/сек.

Крышки цилиндра крепятся к его фланцам болтами-шпильками. Число их определяется по формуле:

$$i = \frac{D}{8} + 4. \quad (37,4)$$

Диаметр шпилек определяется из уравнения:

$$PD^2 = id^2 \sigma_z, \quad (37,5)$$

где: d — диаметр шпилек (в см),

σ_z — допускаемое напряжение материала шпилек на разрыв (в кг/см²).

Для увеличения прочности крышки цилиндра выполняются ребристыми. Для облегчения сборки и разборки желательно, чтобы расположенная со стороны вала крышка вынималась внутрь цилиндра или свободно проходила между параллелями.

Минимальная толщина стенок крышки должна быть не менее толщины стенок цилиндра.

Паровой цилиндр имеет следующую арматуру: продувальные краны, индикаторные краны, предохранительные клапаны, смазочные устройства и сальники на крышках в местах выхода штока и контрштока, являющегося продолжением штока при длинных цилиндрах. На золотниковой коробке часто делают приливы для штуцера манометра и пирометра.

Сальники на крышках цилиндра служат для уплотнения места выхода штока или контрштока. Уплотнение в сальнике создается набивкой, которая может быть мягкой и металлической.

разности квадратов абсолютных скоростей входа и выхода, т. е.

$$L_1 = \frac{1}{2g} (c_1^2 - c_2^2); \quad L_2 = \frac{1}{2g} [(c_1')^2 - (c_2')^2]; \quad L_3 = \frac{1}{2g} [(c_1'')^2 - (c_2'')^2],$$

то каждый последующий венец лопаток развивает меньшую мощность, чем предыдущий. У турбины с тремя ступенями скорости первый венец развивает 60—65% общей мощности, второй 25—30% и третий 10—15%.

У турбин со ступенями скорости наиболее выгодное отношение окружной скорости u к скорости входа пара на первый венец c_1 может быть сделано значительно меньше, чем у одноступенчатых турбин.

Чтобы выяснить зависимость этого отношения от числа ступеней скорости, рассмотрим скоростные треугольники турбины с двумя ступенями скорости (рис. 111), предполагая, что $\beta_1 = \beta_2$; $\beta_1' = \beta_2'$; $\omega_1 = \omega_2$; $\omega_1' = \omega_2'$ и $\alpha_2' = 90^\circ$ (идеальный случай). Из построенного треугольника видно, что

$$4u = c_1 \cos \alpha,$$

и, следовательно, наиболее выгодное отношение

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{4} = \frac{\cos \alpha_1}{2 \times 2}.$$

Легко доказать, что при z ступенях скорости наиболее выгодное отношение:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2z}. \quad (57,1)$$

Практически это отношение для одноступенчатых турбин находится в пределах $\frac{u}{c_1} = 0,465 \div 0,490$; для двухступенчатых $\frac{u}{c_1} = 0,210 \div 0,260$ и для трехступенчатых $\frac{u}{c_1} = 0,120 \div 0,160$. Если предположить, например, что

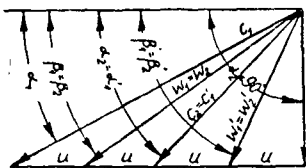


Рис. 111. Скоростной треугольник двух ступеней скорости.

абсолютная скорость входа $c_1 = 1000$ м/сек, что соответствует теплоперепаду 135 ккал/кг, то при диаметре венца лопаток $d = 0,6$ м окружные скорости и числа оборотов получатся: для одновенечной турбины $u = 490$ м/сек, $n = 15\,600$ об/мин; для двухвенечной $u = 230$ м/сек, $n = 7325$ об/мин и для трехвенечной $u = 140$ м/сек, $n = 4560$ об/мин.

Хотя, сравнительно с одноступенчатой турбиной, турбина со ступенями скорости имеет ряд серьезных преимуществ, область ее применения не широка. Это объясняется тем, что при проходе пара через каждый ряд лопаток часть энергии пара затрачивается на трение и другие потери и с увеличением числа ступеней скорости к. п. д. турбины значительно понижается. Если принять потери на одновенечном колесе за единицу, то на двухвенечном они будут составлять 1,15 — 1,18; на трехвенечном — 1,55 — 1,60 и на четырехвенечном — 2,40 и более. Поэтому на практике более трех, а чаще двух ступеней скорости не делают. Турбины со ступенями скорости применяются, главным образом, как дешевые турбины небольшой мощности для приведения в действие насосов, вентиляторов, электрических генераторов небольших мощностей и т. п., а также при небольших перепадах давлений, как например, для турбин мятого пара.

Пример 17. Мощность турбины на зажимах генератора 500 квт при числе оборотов генератора 3000 в минуту. Свежий пар имеет давление 30 ата при 400° С. Выпуск пара при давлении 8 ата. Определить основные размеры турбины и расход ею пара.

Адиабатический теплоперепад в турбине находим по i_s диаграмме:

$$h_t = i_0 - i_{1t} = 771 - 689 = 82 \text{ ккал/кг.}$$

Скорость пара при выходе из сопла, принимая $\varphi = 0,94$:

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{h_t} = 91,5 \sqrt{82} = 828,5 \text{ м/сек,}$$

$$c_1 = c_{1t} \varphi = 828,5 \times 0,94 = 779 \text{ м/сек.}$$

Сальники с мягкой набивкой (рис. 64) имеют следующую конструкцию. К крышке цилиндра, в месте выхода поршневого штока 1, шпильками 6 и 8 крепится набивочная коробка 5, образующая вокруг штока набивочное пространство 9, заполняемое набивкой. В набивочное пространство входит нажимная втулка 4 с бронзовым вкладышем 2. Такой же вкладыш 7 имеется в теле набивочной коробки 5.

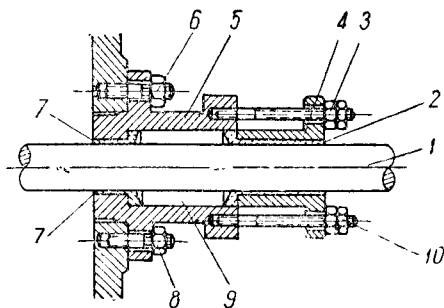


Рис. 64. Сальник с мягкой набивкой.

Гайками 3 и 10 нажимная втулка вдавливается в нажимную коробку и, сжимая набивку, создает уплотнение. Набивка такого сальника может быть из пеньки, хлопчатой бумаги, асбеста и т. п. Мягкие набивки применяются в виде шнуров, которые пропитываются салом, маслом, графитом или тальком. При повышенных давлениях применяют асбестовые шнуры с вплетенными в них латунными проволочками.

Набивки из органических материалов не пригодны для перегретого пара и высокой температуры. Асбестовые набивки сравнительно скоро истираются. Поэтому в последнее время в машинах, работающих перегретым паром, применяются почти исключительно металлические набивки.

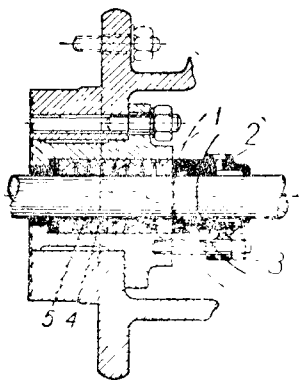


Рис. 65. Сальник с металлической набивкой из разрезных колец.

Конструкций металлических набивок много, но всех их можно разделить на две группы: набивки из разрезных колец и эластичные (из металлической бумаги, проволочных шнуров и т. п.). Обычно металлические набивки бывают с осевым или радиальным сжатием. Наиболее распространены набивки из разрезных колец с осевым сжатием. На рис. 65 представлен сальник с разрезными кольцами. Здесь: 1 — набивочная коробка, 2 — нажимная втулка, 3 — шпильки нажимной втулки, 4 — набивочные разрезные кольца, заключенные в буксы 5.

§ 38. ПОРШЕНЬ И ШТОК ПОРШНЯ

Поршень принимает давление пара. Плотно соприкасаясь со стенками цилиндра, он герметически делит его на две полости.

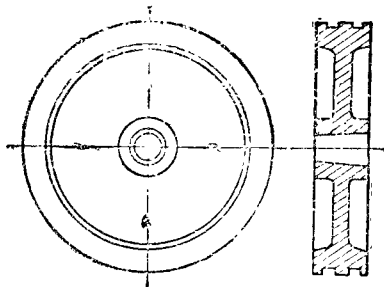


Рис. 66. Поршень паровой машины (дисковый).

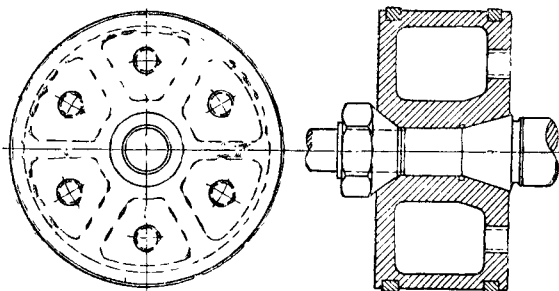


Рис. 67. Поршень паровой машины Сумского завода.

Поршни изготовляют из стали или чугуна. Форма сечения поршня бывает различна. Наиболее часто применяемые типы поршней изображены на рис. 66 и 67.

Проектируя турбину с двумя ступенями скорости, принимаем $\frac{u}{c_1} = 0,25$ и находим $u = 194,8$ м/сек. Диаметр венца лопаток в этом случае будет:

$$d = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60 \times 194,8}{3,14 \times 3000} = 1,33 \text{ м} = 1330 \text{ мм.}$$

Такой диаметр диска для турбины мощностью 500 квт велик. Приходится установить редуктор с передаточным числом 1 : 3, и тогда диаметр венца лопаток:

$$d = \frac{1330}{3} = 442,3 \text{ мм} = 0,4423 \text{ м.}$$

Принимая $\eta_{ос} = 0,57$; $\eta_p = 0,96$; $\eta_r = 0,92$, находим расход пара:

$$D = \frac{860N_э}{h_t \eta_{ос} \eta_p \eta_r} = \frac{860 \times 500}{82 \times 0,57 \times 0,96 \times 0,92} = 10\,299 \text{ кг/час.}$$

$$G = \frac{10\,299}{3600} = 2,86 \text{ кг/сек.}$$

Удельный расход пара:

$$d_э = \frac{D}{N_э} = \frac{10\,299}{500} = 20,6 \text{ кг/квт-час.}$$

Удельный расход пара очень велик, что объясняется значительным противодавлением выпуска 10 атм.

Угол наклона сопла принимаем $\alpha_1 = 20^\circ$, тогда относительная скорость входа первой ступени по формуле (55,3)

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1} = \sqrt{779^2 + 194,8^2 - 2 \times 194,8 \times 779 \times \cos 20^\circ} = 599 \text{ м/сек.}$$

Входной угол лопаток первой ступени находим из уравнения:

$$\sin \beta_1 = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1} = \frac{779 \times \sin 20^\circ}{599} = 0,4446,$$

откуда:

$$\beta_1 = 25^\circ 47'.$$

Выходной угол принимаем:

$$\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ = 22^\circ 47'.$$

Относительная скорость выхода пара из первого венца лопаток при $\psi = 0,82$

$$w_2 = \psi w_1 = 0,82 \times 599 = 491 \text{ м/сек.}$$

Абсолютная скорость выхода пара по формуле (55,4).

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \beta_2} = \sqrt{491^2 + 194,8^2 - 2 \times 194,8 \times 491 \times \cos 22^\circ 47'} = 320,6 \text{ м/сек.}$$

Угол выхода струи пара из первого венца лопаток находим из уравнения:

$$\sin \alpha_2 = \frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2} = \frac{491 \times \sin 22^\circ 47'}{320,6} = 0,594,$$

откуда:

$$\alpha_2 = 35^\circ 44'.$$

Скоростной коэффициент направляющих лопаток принимаем $\psi_H = 0,88$, тогда скорость входа на второй венец лопаток

$$c'_1 = 320,6 \times 0,88 = 282 \text{ м/сек.}$$

Производя в дальнейшем расчеты, аналогичные расчетам первой ступени, получаем:

$$w'_1 = 166 \text{ м/сек.};$$

$$\beta'_1 = 72^\circ 38';$$

$$\beta'_2 = \beta'_1 - 3^\circ = 69^\circ 38'.$$

Принимая скоростной коэффициент рабочих лопаток второй ступени $\psi' = 0,90$, находим относительную скорость выхода со второй ступени:

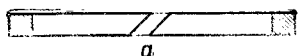
$$w'_2 = w'_1 \psi' = 166 \times 0,90 = 149 \text{ м/сек.}$$

Тогда, аналогично предыдущему

$$c'_2 = 203 \text{ м/сек.}; \quad \alpha'_2 = 131^\circ.$$

Диаметр поршня делается на $\frac{1}{600} D$ меньше диаметра цилиндра, но не менее чем на 0,5 мм. Уплотнение зазора между поршнем и стенкой цилиндра достигается с помощью упругих колец.

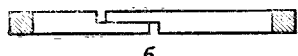
Полые литые поршни имеют несколько меньшую толщину стенок, чем дисковые поршни, и укрепляются 4—8 внутренними ребрами. На одном из своих концов поршень имеет отверстия, заделанные пробками на резьбе, для выемки шпшек после отливки.



a

Длина поршня:

$$b_0 = \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{3,5} \right) D. \quad (38,1)$$



б

Рис. 68. Поршневые кольца.

Длинные поршни прямооточных машин делаются пустотелыми и отливаются из стали в виде двух стягиваемых штоком и соединяемых бандажом половин.

Плотность прилегания поршня к стенкам цилиндра достигается поршневыми кольцами, расположенными в канавках на цилиндрической поверхности поршня. Кольца изготавливаются из листового, но не твердого чугуна СЧ-21-40 или СЧ-24-44 и вытачиваются снаружи по диаметру:

$$D_n = D + \frac{a}{\pi} + y, \quad (38,2)$$

где: D — диаметр цилиндра,
 a — длина делаемого в кольце выреза,
 y — припуск на последующую обработку.
 Внутри кольца растачиваются до диаметра:

$$D'_n = D + \frac{a}{\pi} + y - 2s_n,$$

где s_n — толщина кольца, принимаемая $s_n = \left(\frac{1}{20} \div \frac{1}{30} \right) D$.

Большая толщина колец выбирается для высоких давлений и малых скоростей поршня.

Ширина колец:

$$h_1 = (1,5 \div 2,0) s_n. \quad (38,3)$$

Кольца, изготовленные по таким размерам, разрезаются, образуя косой (рис. 68, *a*) замок или замок с перекрышей (рис. 68, *б*). Затем кольцо сжимается до соприкосновения краев выреза, скрепляется в этом положении и вновь протачивается точно по диаметру цилиндра. После удаления скрепления в стыке кольцо стремится разжаться до диаметра D_n и, благодаря этому, будучи заведенным в канавки поршня и вставленным вместе с ним в цилиндр, плотно прижимается к его стенкам.

В зависимости от длины поршня b_0 число колец бывает три или (реже) два. Замки соседних колец, для достижения большей плотности, должны быть сдвинуты по отношению друг к другу на угол 180 или 120°. Замки колец не должны приходиться против паровых каналов.

Поршень соединяется со штоком следующим способом: в центральной части поршня имеется коническое отверстие с уклоном $1/16 \div 1/20$, в которое вставляется конец штока, имеющий такой же конус. Выходящий за поршень хвостовик штока имеет нарезку, на которую навинчивается укрепляющая гайка (рис. 69).

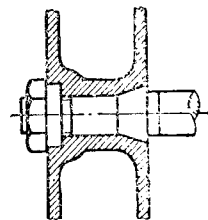


Рис. 69. Соединение поршня со штоком.

Переходим к расчету сопел. Так как отношение $\frac{p_1}{p_0} = \frac{10}{30} < \gamma_{кр}$, то применяем расширяющиеся сопла. Минимальное сечение их при удельном объеме пара $v_0 = 0,1013 \text{ м}^3/\text{кг}$, найденном по таблицам водяного пара, будет:

$$f_{\text{мин}} = \frac{G}{203 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} = \frac{2,86}{203 \sqrt{\frac{30}{0,1013}}} = 0,000817 \text{ м}^2 = 8,17 \text{ см}^2.$$

Сечение при выходе:

$$f_{\text{макс}} = \frac{Gv_1}{c_1} = \frac{2,87 \times 0,281}{779} = 0,00102 \text{ м}^2 = 10,2 \text{ см}^2,$$

где удельный объем пара при выходе из сопла $v_1 = 0,224 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Принимая высоту сопла $l = 12 \text{ см}$ одинаковой по всей его длине и сопло прямоугольного сечения, находим степень парциальности при коэффициенте сужения $k = 1,15$ и диаметре венца лопаток $d = 0,4 \text{ м}$:

$$\epsilon = \frac{kf_{\text{макс}}}{\pi d l \sin \alpha_1} = \frac{1,15 \times 0,00102}{\pi \times 0,447 \times 0,012 \times \sin 20^\circ} = 0,229 \approx 0,23.$$

По длине дуги сопловой окружности размещаем $z = 8$ сопел, тогда минимальное сечение одного сопла:

$$f'_{\text{мин}} = \frac{8,17}{8} = 1,02 \text{ см}^2.$$

Ширина сопла в минимальном сечении:

$$a_0 = \frac{f'_{\text{мин}}}{l} = \frac{1,02}{1,2} = 0,85 \text{ см} = 8,5 \text{ мм}.$$

Сопловой сегмент займет дугу на сопловом секторе:

$$\delta_0 = 360^\circ \times 0,23 = 82^\circ 48'.$$

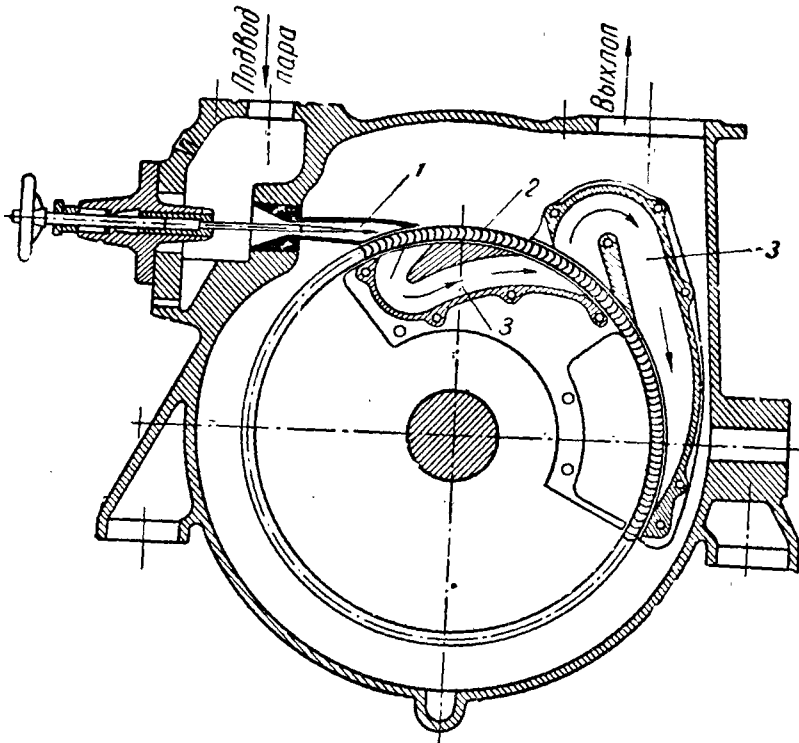


Рис. 112. Схема турбины с трехкратным радиальным подводом пара:
1 — сопло; 2 — рабочие лопатки; 3 — канал вторичного подвода пара.

В некоторых случаях для уменьшения общих размеров паровой турбины применяют осевой или радиальный многократный подвод пара к одному венцу

Шток поршня изготавливается из стали марки Ст. 50 с допускаемым напряжением 500 кг/см^2 , а иногда применяют легированные стали. Диаметр штока определяется из расчета на растяжение и продольный изгиб. Коэффициент запаса при расчете на продольный изгиб принимают $10 \div 25$.

§ 33. КРЕЙЦКОПФ И ШАТУН

При помощи крейцкопфа шток поршня шарнирно соединяется с шатуном. Через крейцкопф сила N (рис. 57, стр. 72) передается параллелям.

По конструкции крейцкопфы бывают открытые (рис. 70) и закрытые (рис. 71). Крейцкопф открытого типа охватывается вилчатой головкой шатуна, а при крейцкопфе закрытого типа головка шатуна входит внутрь крейцкопфа.

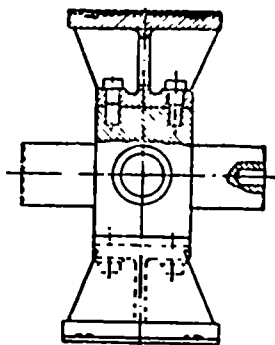


Рис. 70. Крейцкопф открытого типа.

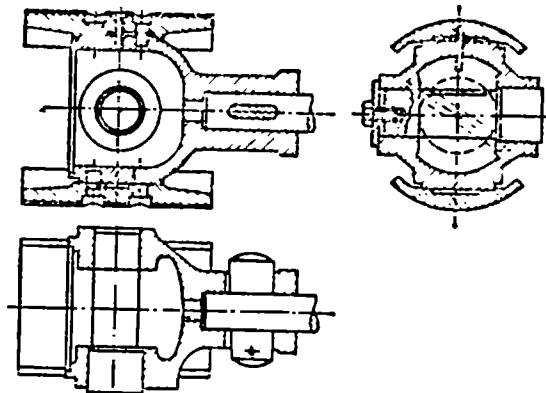


Рис. 71. Крейцкопф закрытого типа.

Тело крейцкопфа — стальное, литое или кованое. Сверху и снизу крейцкопф имеет банмаки, выполняемые за одно целое с крейцкопфом или присоединяемые к нему на болтах. В последнем случае банмаки делают чугуными. Банмаками, поверхность которых залита баббитом, крейцкопф опирается на параллели. В большинстве случаев у стационарных машин поверхность банмаков цилиндрическая (рис. 71), так как обработка поверхностей параллелей в этом случае упрощается.

Величина опорной поверхности банмака при длине ее l см и ширине b см рассчитывается на удельное давление:

$$\kappa = \frac{N}{bl}, \quad (39,1)$$

где сила N , прижимающая банмак к параллели, согласно формуле (33,2)

$$N = P \operatorname{tg} \alpha = P \frac{R}{L}.$$

При этом удельное давление κ не должно превышать $5-8 \text{ кг/см}^2$ для чугунных банмаков, а в случае применения заливки баббитом: $\kappa = 2 \div 4 \text{ кг/см}^2$ для локомотивов и стационарных машин и $\kappa = 3,0 \div 6 \text{ кг/см}^2$ для паровозов.

Соотношение между b и l выбирается в пределах

$$\frac{l}{b} = (2 \div 3). \quad (39,2)$$

С шатуном крейцкопф соединяется валиком (крейцкопфным пальцем). Валик укрепляется в теле крейцкопфа с одной стороны своей конической головкой, с другой — нажимною шайбой или со стороны меньшего диаметра гайкою с подкладкой шайбы.

рабочих лопаток. На рис. 112 показана схема такой турбины с трехкратным радиальным, а на рис. 113 с двукратным осевым подводом пара. Так как в этом случае угол поворота пара в направляющих каналах велик, то происходят значительные потери скорости в этих каналах, зато потери на рабочих лопатках уменьшаются благодаря увеличению степени парциальности и наличию только одного венца лопаток.

Подобные конструкции применяются для небольших мощностей при необходимости иметь малые габаритные размеры.

Турбина Невского завода АР-0,625 с двумя ступенями скорости представлена на рис. 114. На вал 2 насажен двухвенечный диск 4 с двумя венцами рабочих лопаток. Пар через клапан 9 входит в камеру 8 и подводится к диску через сопла 7. После первого венца пар поступает на второй венец 5 по направляющим лопаткам 6. Выпуск пара происходит по патрубку 14.

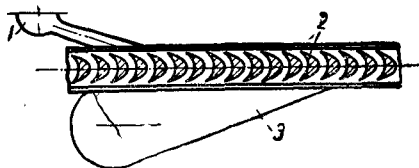


Рис. 113. Схема двукратного осевого подвода пара:

1 — сопло; 2 — рабочие лопатки; 3 — канал вторичного подвода пара.

Задания для самостоятельного выполнения

1. По результатам примера 17 построить треугольники скоростей и сверить полученные графически величины скоростей и углов с подсчитанными в примере.

2. Турбина с тремя ступенями скорости имеет эффективную мощность $N_e = 850$ квт и работает паром с начальным давлением 10 ата при 225°C . Отработавший пар выпускается при давлении 1,4 ата. Скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$. Скоростной коэффициент первого венца лопаток $\psi = 0,90$. Относительный эффективный к. п. д. $\eta_{ор} = 0,52$. Угол наклона сопла к поверхности рабочего колеса $\alpha_1 = 24^\circ$. Турбина должна работать при непосредственном соединении с генератором (без редуктора), для которого $n = 3000$ об/мин. Определить средний диаметр венца лопаток, часовой расход пара, полный и удельный, а также относительные скорости пара на первом венце лопаток. Отв.: $d = 0,77$ м; $D = 15\,509$ кг/час; $w_2 = 683$ м/сек.

§ 58. АКТИВНЫЕ СТУПЕНИ ДАВЛЕНИЯ

Рассмотренные одноступенчатые турбины и турбины со ступенями скорости не экономичны при больших теплоперепадах и применяются лишь в тех случаях, когда простота и дешевизна конструкции имеет первостепенное значение.

Многоступенчатые турбины со ступенями давления значительно более экономичны, чем турбины со ступенями скорости и широко применяются в качестве первичных двигателей электростанций и силовых установок.

Активная паровая турбина со ступенями давления представляет собой как бы ряд последовательно соединенных одноступенчатых турбин, проходя через которые пар последовательно расширяется. Рабочие диски такой турбины (рис. 115) насажены на общий вал 1 и отделены друг от друга неподвижными диафрагмами 2, на которых установлены направляющие лопатки 6, играющие роль сопел, подводящих пар на рабочие лопатки 3. Неподвижная диафрагма и рабочий диск составляют одну ступень давления и представляют собою как бы одну элементарную одноступенчатую активную турбину.

При входе на первую ступень пар имеет давление p_0 и расширяется в соплах 4 до давления p_1 , причем скорость его увеличивается от c_0 до c_1 . С этой скоростью пар вступает на рабочие лопатки первой ступени и, отдавая им кинетическую энергию, приводит их и вал турбины в движение и совершает механическую работу на валу турбины.

Подобный процесс происходит в последующих ступенях, и давление пара понижается ступенями. Благодаря распределению теплоперепада между несколькими ступенями получаются умеренные скорости пара на лопатках и, следовательно, меньшие потери, меньшие окружные скорости и меньшее число оборотов вала турбины.

Валик крейцкопфа изготавливается из стали и рассчитывается на изгиб и удельное давление. По конструктивным соображениям диаметр крейцкопфного валика выбирают в зависимости от диаметра цилиндра, в пределах:

$$d_b = (0,2 \div 0,25) D. \quad (39,3)$$

Диаметр, по которому очерчиваются поверхности ползунов, обычно:

$$D_1 = D + (1 \div 3) \text{ см}. \quad (39,4)$$

У вертикальных паровых машин чаще всего применяется открытый крейцкопф с одним плоским ползуном, другой ползун заменяется накладками на параллели, охватывающими ползун с внешней стороны.

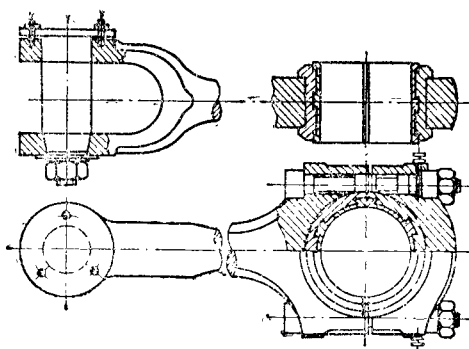


Рис. 72. Шатун с вильчатой головкой.

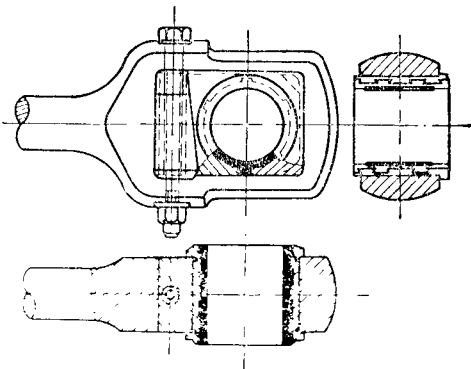


Рис. 73. Шатун для закрытого крейцкопфа.

Шатуны связывают прямолинейно движущийся крейцкопф с вращающимся пальцем кривошипа, для чего он по концам имеет головки. Шатун с вильчатой головкой для открытого крейцкопфа изображен на рис. 72, а шатун для закрытого крейцкопфа — на рис. 73.

Шатуны изготавливаются из стали марок Ст. 40 или Ст. 50.

Длина шатуна L между центрами валика крейцкопфа и пальца кривошипа выбирается $L = (1 \div 6) R$ при радиусе кривошипа R . Шатун по направлению от крейцкопфа к пальцу кривошипа делается обычно утоняющимся.

§ 40. КРИВОШИПНЫЙ ВАЛ

Кривошипный вал с наиболее часто встречающимся расположением подшипников изображен на рис. 74.

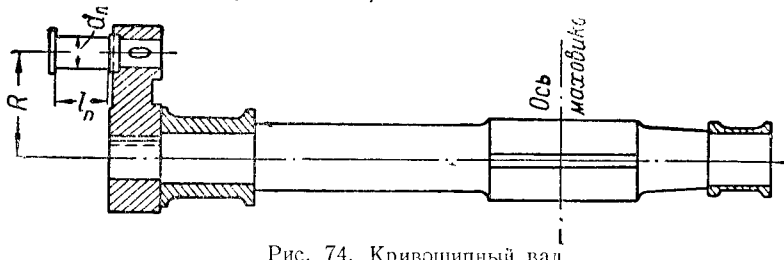


Рис. 74. Кривошипный вал.

Валы паровых машин изготавливаются из стали марок Ст. 40 или Ст. 50 и рассчитываются на изгиб и кручение.

Палец кривошипа рассчитывается на изгиб, а кривошипные штифты колец — на изгиб и кручение, при допуске напряжении $600-800 \text{ кг см}^2$.

Обычно диаметр пальца кривошипа, в зависимости от диаметра цилиндра D , принимают $d_n = (0,22 \div 0,25) D$.

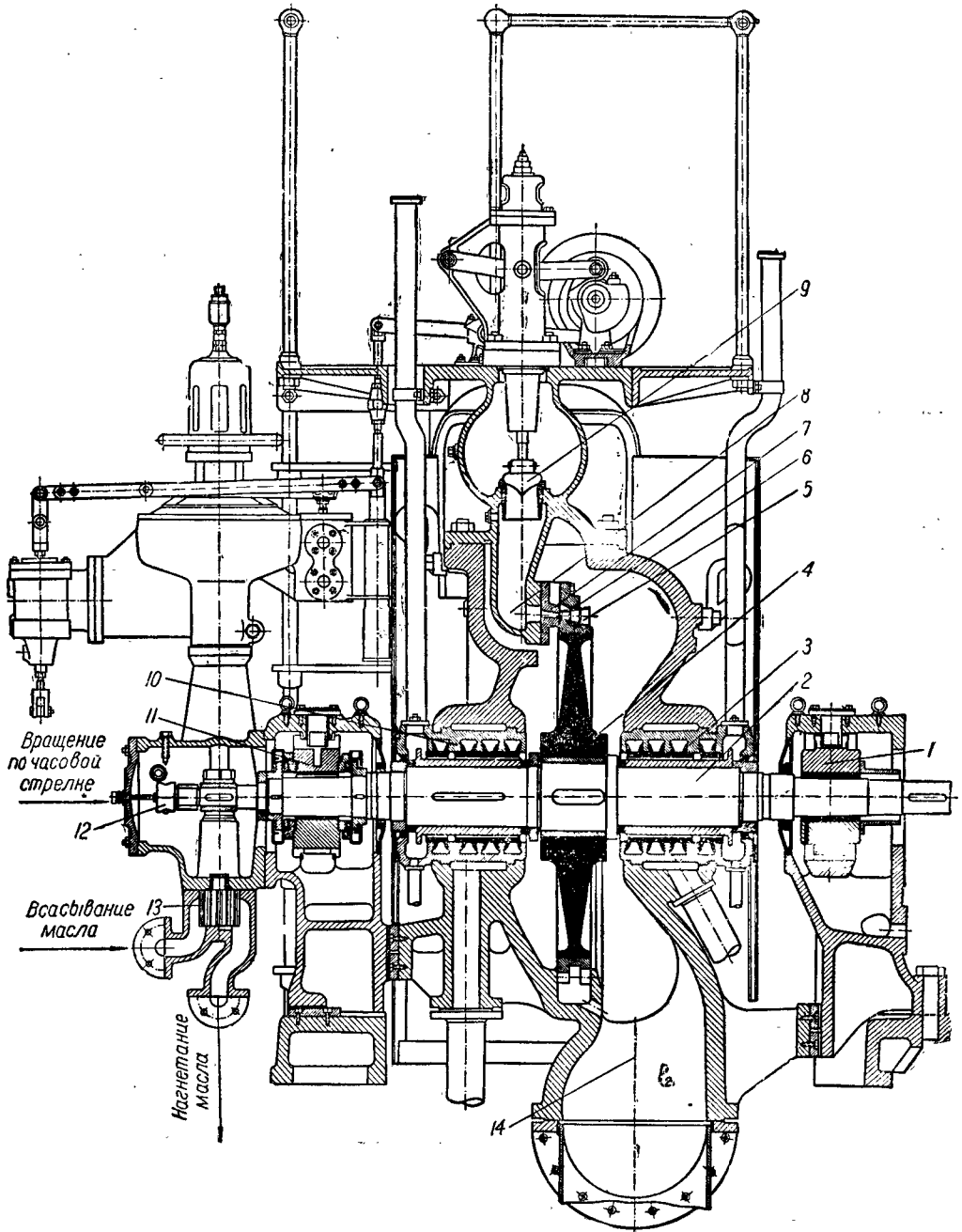


Рис. 114. Турбина НЗЛ с двумя ступенями скорости:

1—валный подшипник; 2—вал турбины; 3—лабиринтовые уплотнения; 4—двухвенечный диск скорости; 5—рабочие лопатки второй ступени; 6—направляющие лопатки; 7—сопла; 8—камера; 9—регулирующий клапан; 10—лабиринтовые уплотнения; 11—упорно-опорный подшипник; 12—червячная передача к регулятору; 13—масляный насос; 14—выхлопной патрубок.

Длину пальца кривошипа делают $l_{п} = (1 \div 1,2)d_{п}$ и проверяют на нагрез из условия, чтобы произведение удельного давления на окружную скорость не превышало 150 для стационарных и 400 для паровозных машин.

Размеры кривошипа выбираются по опытным данным (рис. 75):

$$\begin{aligned} l_1 &= (1,5 \div 1,75) d, \\ h_1 &= (0,3 \div 0,1) l_1, \\ s &= (0,2 \div 0,25) d, \\ D_1 &= 2d, \\ \frac{d_1 - d_2}{2l_1} &= 0,04 \div 0,07. \end{aligned}$$

Кривошип насаживается на вал гидравлическим прессом или в горячем состоянии. В обоих случаях отверстие в кривошипе делается несколько меньше диаметра вала.

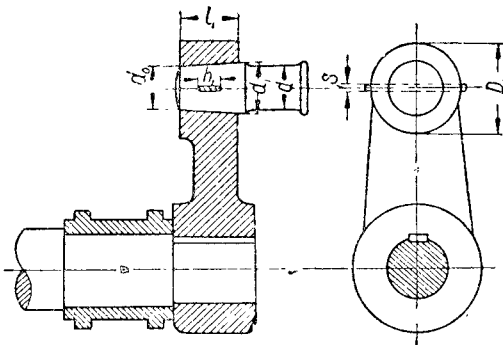


Рис. 75. Кривошип и палец кривошипа.

Кроме обычных кривошипных валов, у паровых машин применяют колеччатые валы. Такие валы применяют для вертикальных машин и при вильчатой раме у горизонтальных машин.

§ 41. МАШИННАЯ РАМА. МАХОВИК

Машиной рамой называется чугунная фундаментная плита с коренными подшипниками и параллелями. Машинная рама представляет собой остов машины, к которому присоединяются или с которым связываются

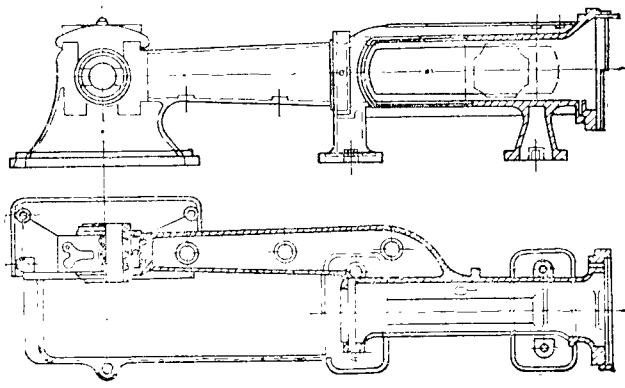


Рис. 76. Байонетная рама паровой машины.

все неподвижные части машины. С фундаментной кладкой рама соединяется специальными фундаментными болтами. Машинные рамы бывают двух типов— байонетные (штиковые) (рис. 76) и вильчатые (рис. 77). Байонетные рамы имеют несколько меньшую опорную поверхность, чем вильчатые, и только один коренной подшипник. Второй подшипник байонетной рамы отделен от рамы и устанавливается отдельно. Вильчатые рамы всегда имеют два коренных подшипника. Недостаток вильчатой рамы в том, что необходимо применение колеччатого коренного вала. Удельное давление рамы на фундамент не должно превышать 2 кг/см^2 . Материалом для рам обычно служит чугун (СЧ-15-32 или СЧ-18-36), хотя в настоящее время, применяя сварку, изготовляют рамы и из стальных листов. Расчет рамы производится на одновременное действие изгиба и растяжения.

Коренные подшипники служат для опоры вала. Число подшипников не менее двух. Коренные подшипники делаются с чугунными вкладышами,

При равномерном распределении располагаемого теплоперепада между z ступенями пар будет входить в каждую из них со скоростью

$$c_1 = 91,5\varphi \sqrt{\frac{i_0 - i_1}{z}}$$

Из этого выражения следует, что у турбины со ступенями давления скорость струи пара сравнительно с одноступенчатой турбиной обратно пропорциональна корню квадратному из числа ступеней давления.

Число ступеней давления в одной турбине, в зависимости от параметров пара и мощности, колеблется в широких пределах от 4 до 40 и более.

Рассмотрим тепловой процесс активной четырехступенчатой турбины со ступенями давления на i_s диаграмме (рис. 116). Перед регулирующими органами пар имеет давление p_0 , температуру t_0 , и состояние его на i_s диаграмме характеризуется точкой A_0 . Давление отработавшего пара при выходе из турбины $p_{2в}$, H_0 — располагаемый теплоперепад в турбине без учета потерь в регулирующих устройствах.

Состояние свежего пара при входе в сопла первой ступени вследствие мятя пара в регулирующих органах турбины характеризуется точкой A'_0 , а отрезок $\Delta H_1 = i'_t - i_{1t}$ выражает потерю располагаемого теплоперепада в результате этого мятя. В выхлопном патрубке турбины тоже происходит мятие пара, и он уходит из турбины при давлении $p_2 > p_{2в}$, в результате чего теряется еще часть располагаемого теплоперепада $\Delta H_2 = i''_t - i'_t$. Состояние пара при выходе из турбины, если не учитывать потерь в соплах на рабочих и направляющих лопатках, характеризуется точкой A'_{1t} .

В соплах первой ступени давление пара понижается от p'_0 до p'_1 и линия $A'_0 - a_1$ изображает действительный процесс расширения пара в соплах первой ступени, а линия $A'_0 - a'_{1t}$ — адиабатическое расширение пара.

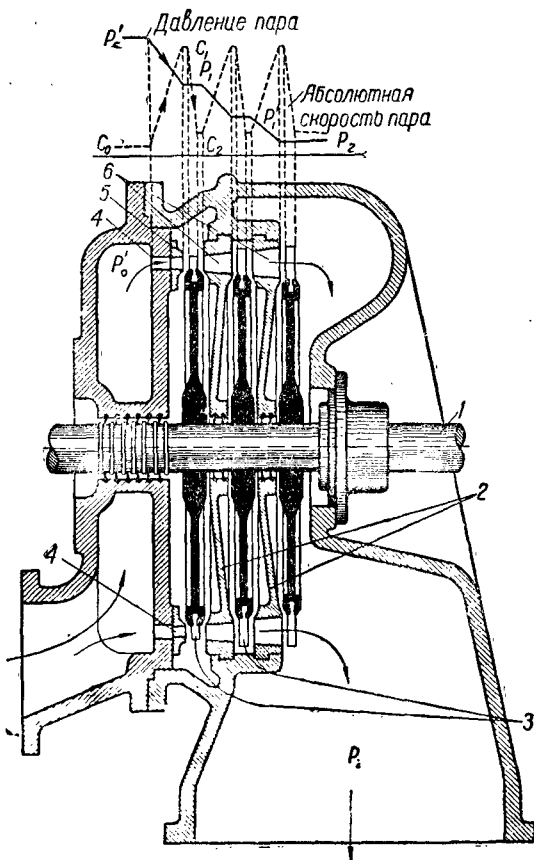


Рис. 115. Активная паровая турбина со ступенями давления.

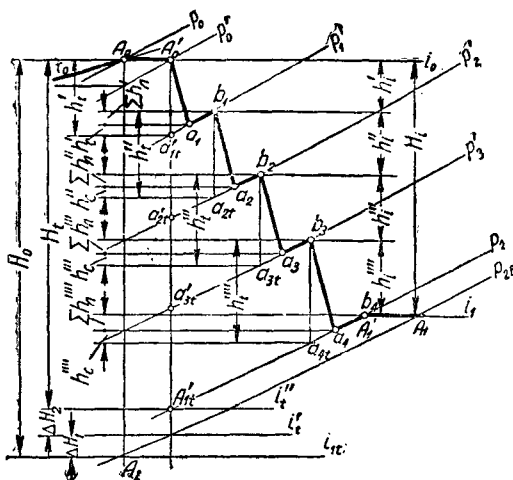


Рис. 116. Тепловой процесс активной турбины со ступенями давления на i_s диаграмме.

залитыми антифрикционным сплавом. Подтяжка подшипников производится клиньями или боковыми нажимными болтами.

Маховик рассчитывается, как было указано выше. В зависимости от того, насаживается ли маховик на свободный или несвободный конец вала, маховики бывают цельные и разъемные. Цельные маховики изготавливаются диаметром не более 2 м. Обе половины маховика скрепляются на ободе втулки болтами или чекой. Число спиц в маховике 6—8. Расчет болтов, скрепляющих обе половины обода, производят по силе

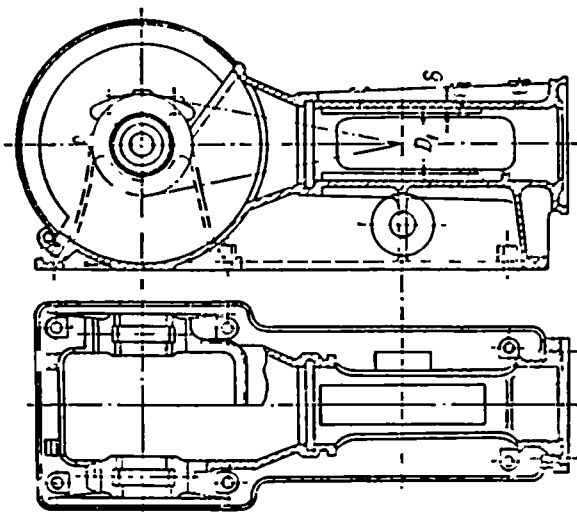


Рис. 77. Вильчатая рама паровой машины.

$$Q = 0,104 u^2 f \text{ кг,}$$

где: u — окружная скорость обода (в м/сек),
 f — площадь сечения обода маховика (в см²).

Напряжение в болтах, обычно изготавливаемых из стали марок Ст. 40 или Ст. 50, не должно превышать 500 кг/см².

Пример 8. Рассчитать основные детали одноцилиндровой выхлопной паровой машины мощностью $N_e = 170$ эфп. л. с., делающей 200 об/мин, если давление впуска $p_1 = 12$ атм, среднее индикаторное давление $p_i = 3,3$ кг/см².

По табл. 3 выбираем $\gamma_m = 0,85$. Тогда индикаторная мощность

$$N_i = \frac{N_e}{\gamma_m} = \frac{170}{0,85} = 200 \text{ и. л. с.}$$

Скорость поршня принимаем $c_m = 3$ м/сек. По формуле (9,2) диаметр цилиндра

$$D = 10 \sqrt{\frac{N_i}{c_m p_i}} = 10 \sqrt{\frac{200}{3 \times 3,3}} = 45 \text{ см} = 450 \text{ мм.}$$

Ход поршня по формуле (9,3)

$$s = \frac{30 c_m}{n} = \frac{30 \times 3}{200} = 0,45 \text{ м} = 45 \text{ см} = 450 \text{ мм.}$$

$k = \frac{s}{D} = \frac{45}{45} = 1$, что является нормальным для машины с $n = 200$ об/мин (по формуле 9,4).

Толщину стенок цилиндра, принимая его чугуном, при $\sigma_z = 250$ кг/см², определяем по формуле (37,1):

$$\delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + p}{\sigma_z - p}} - 1 \right) + 2 = \frac{45}{2} \left(\sqrt{\frac{250 + 12}{250 - 12}} - 1 \right) + 2 = 3,1 \text{ см} = 31 \text{ мм.}$$

Число шпилек, укрепляющих крышку цилиндра,

$$i = \frac{D}{8} + 4 = \frac{45}{8} + 4 \approx 10 \text{ шпильк.}$$

Диаметр шпилек по формуле (37,5) при $\sigma_z = 300$ кг/см²

$$d = D \sqrt{\frac{p}{i \sigma_z}} = 45 \sqrt{\frac{12}{10 \times 300}} = 2,9 \text{ см} \approx 30 \text{ мм.}$$

Длина поршня

$$b_0 = \frac{1}{4,5} D = \frac{1}{4,5} \times 45 = 10 \text{ см} = 100 \text{ мм.}$$

Толщина уплотняющих колец

$$s_R = \frac{1}{30} D = \frac{1}{30} \times 45 = 1,5 \text{ см} = 15 \text{ мм.}$$

Ширина колец

$$h_1 = 1,67s_R = 1,67 \times 15 = 25 \text{ мм.}$$

Длину шатуна принимаем

$$L = 5R = 5 \frac{45}{2} = 112,5 \text{ см} = 1125 \text{ мм.}$$

При площади поршня ($D = 45 \text{ см}$) $F = 1590 \text{ см}^2$ наибольшее усилие на поршень

$$P = pF = 12 \times 1590 = 19100 \text{ кг.}$$

Усилие, передающееся на ползун,

$$N = P \frac{R}{L} = 19100 \times \frac{1}{5} = 3820 \text{ кг.}$$

Приняв отношение длины ползуна к его ширине $\frac{l}{b} = 2,5$ и допуская удельное давление ползуна на направляющие $k = 7,5 \text{ кг/см}^2$ по формуле (39,1), находим:

$$b = \sqrt{\frac{N}{2,5k}} = \sqrt{\frac{3820}{2,5 \times 7,5}} = 14,3 \text{ см} \approx 150 \text{ мм.}$$

Длина ползуна $l = 2,5 \cdot b = 2,5 \times 150 = 375 \text{ мм.}$

Длина рабочей части цилиндра

$$l = s + b_0 - 0,3 = 45 + 10 - 0,3 = 54,7 \text{ см} = 547 \text{ мм.}$$

Зазоры между крышкой цилиндра и поршнем при крайнем его положении

$$\kappa = 0,0025s + 0,3 = 0,0025 \times 45 + 0,3 = 0,41 \text{ см} = 4,1 \text{ мм.}$$

ГЛАВА VIII

СМАЗКА ПАРОВЫХ МАШИН

§ 42. НАЗНАЧЕНИЕ СМАЗКИ. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Назначение смазки — уменьшить трение между трущимися поверхностями с целью уменьшения износа их и снижения потери мощности на преодоление трения. При правильно устроенной смазке непосредственное трение двух частей заменяется трением двух слоев масла, прилегающих к трущимся поверхностям. В этом случае сила трения значительно уменьшается и затраты механической энергии на преодоление трения становятся меньше, чем устраняется основная причина нагревания деталей.

Наиболее ответственными местами, к которым необходимо непрерывно и в достаточном количестве подавать смазку, являются: поршень, стенки парового цилиндра, кресткопф, параллели, подшипники шатуна, коренные подшипники и золотники при золотниковом парораспределении. Постоянной смазки требуют также менее нагруженные части парораспределения, регуляторы и другие вспомогательные механизмы.

Смазку тех деталей, которые во время движения машины недоступны для обслуживания (шестерни, детали клапанов, внутренние части системы регулирования и т. п.), производят периодически вручную или подводят к ним маслопроводы от автоматических масленок.

Части машины, не соприкасающиеся непосредственно с паром, называются холодными частями, а части, соприкасающиеся с паром, называются горячими.

При смазке холодных частей более вязкое масло применяется для частей с большим давлением трущихся поверхностей, для частей с малой скоростью движения и для частей, находящихся в возвратно-поступательном или колебательном движении.

Для определения использованного на первой ступени теплоперепада надо отложить вверх от точки a_{1t} потери в сопле h'_c и сумму тепловых потерь $\Sigma h'_{лt}$, получающуюся между соплами первой ступени и направляющими лопатками второй ступени. В этом случае конечное теплосодержание пара по выходе из первой ступени и при входе во вторую ступень определится точкой b_1 . Теплоперепад, использованный на первой ступени, будет:

$$h'_i = h'_i - h'_c - \Sigma h'_{лt}. \quad (58,1)$$

Продолжая аналогичные построения, находим точки a_2, a_3, a_4, \dots , характеризующие состояние пара за соответствующими направляющими лопатками, и точки b_2, b_3, b_4, \dots , характеризующие состояние пара за рабочими лопатками каждой ступени. Точка A'_1 характеризует состояние пара при выходе из каналов рабочих лопаток последней ступени. Линия $A'_1 A_1$ представляет процесс мятия пара в выхлопном патрубке, в котором давление понижается от p_2 до давления выпуска $p_{2в}$.

Так как из каждой ступени пар уходит с конечной скоростью $c_2 \neq 0$, то к потерям $\Sigma h_{лt}$ добавляются потери с выходной скоростью, эквивалентные перепаду теплосодержания h_b , которое частично или полностью используется на последующих ступенях. Если μ — коэффициент использования на данной ступени выходной скорости предыдущей ступени (обычно $\mu = 0,5 \div 0,8$), то при потере на предыдущей ступени $h_{б}^{пр}$ на данной ступени используется теплоперепад:

$$h_i = h_t + \mu h_{б}^{пр} - h_c - \Sigma h_{лt} - (1 - \mu) h_b. \quad (58,2)$$

Если использованный перепад тепла на каждой ступени обозначить $h_i^I, h_i^{II}, h_i^{III}, h_i^{IV}, \dots$, то использованный в турбине теплоперепад:

$$H_i = h_i^I + h_i^{II} + h_i^{III} + h_i^{IV} + \dots$$

Действительный тепловой процесс в многоступенчатой турбине происходит по ломаной линии $A'_0 a_1 b_1 a_2 b_2 a_3 \dots$, а не по адиабате $A'_0 A'_{1t}$. При этом вследствие того, что на is диаграмме изобары снизу вверх идут расходящимся пучком, то

$$b_1 a_{2t} > a'_{1t} a'_{2t}; \quad b_2 a_{3t} > a'_{2t} a'_{3t}; \quad \dots$$

Таким образом, сумма адиабатических теплоперепадов всех ступеней турбины оказывается больше теплоперепада по адиабате $A'_0 A'_{1t}$. Поэтому при z ступенях:

$$\sum_1^z h_t > H_t \quad (58,3)$$

или

$$\sum_1^z h_t = H_t (1 + \alpha). \quad (58,4)$$

В этом уравнении h_t адиабатические теплоперепады в отдельных ступенях, а α — коэффициент возврата тепла, принимаемый обычно $0,02 \div 0,06$.

§ 59. КАЧЕСТВЕННЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ТУРБИНЫ

Для суждения об использовании энергии пара в турбине пользуются так называемым качественным коэффициентом, который определяется по следующей формуле:

$$Y = \frac{z u_{ср}^2}{(1 + \alpha) H_t}, \quad (59,1)$$

где: z — количество ступеней турбины,

α — коэффициент возврата тепла,

H_t — адиабатический теплоперепад по основной адиабате (рис. 116),

$u_{ср}$ — средняя окружная скорость лопаток (в м/сек):

$$u_{ср}^2 = \frac{u_1^2 + u_2^2 + u_3^2 + \dots + u_z^2}{z}.$$

Качественный коэффициент Y характеризует экономичность турбины в целом, и ее к. п. д. зависит от величины коэффициента Y .

Опыт показывает, что при одинаковых значениях Y к. п. д. турбин, даже конструктивно отличающихся друг от друга, совпадают. На рис. 117 дана графическая зависимость η_{0e} от коэффициента Y , из которой видно, что с увеличением Y η_{0e} возрастает сначала быстро, а после $Y > 2000$ сравнительно медленно.

Увеличение Y при $H'_0 = \text{const}$ за счет возрастания $\Sigma u^2 = z u_{\text{ср}}^2$ может быть достигнуто повышением числа оборотов вала, увеличением диаметров дисков.

так как $u = \frac{\pi d n}{60}$, а также числа ступеней турбины.

Последние способы не всегда применимы, так как развивающиеся под действием центробежных сил усилия во вращающихся частях турбины могут ограничивать увеличение d и n .

У турбин небольших мощностей главное значение при-

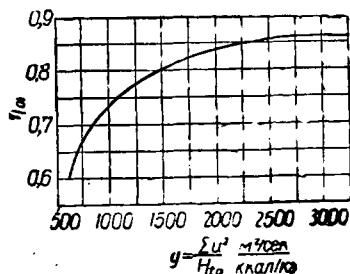


Рис. 117. Влияние качественного коэффициента на к. п. д. турбины.

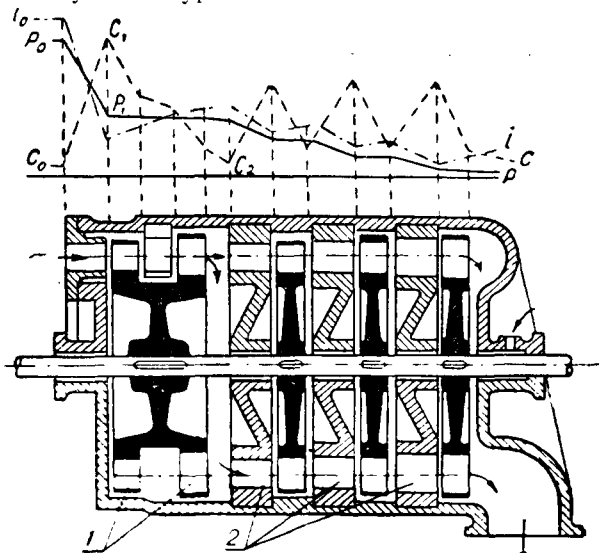


Рис. 118. Схема активной турбины с двухвечным регулирующим колесом скорости.

дается простоте и дешевизне конструкции, и они строятся с числом ступеней не более восьми.

Такие турбины удобны в эксплуатации, стоимость их не высока; они имеют малый вес и небольшие размеры, но имеют сравнительно низкий к. п. д. и мало экономичны. Турбины повышенных мощностей, у которых основное значение имеет снижение расхода пара и величина к. п. д., строятся с большим числом ступеней. Вначале турбостроение шло по пути только увеличения числа ступеней, которое доходило до 40 и более при 1500 оборотах в минуту. Теперь ведущие заводы СССР, увеличив число оборотов до 3000 в минуту, строят мощные турбины при сравнительно малом числе ступеней и при высоком к. п. д. Так, например, турбина Ленинградского металлического завода типа ВК-50-1 мощностью 50 000 кВт при 3000 об/мин., начальном давлении пара 90 атм и давлении выпуска 0,04 атм имеет всего одно двухвечное регулирующее колесо и 17 ступеней давления.

В современных многоступенчатых активных турбинах для повышения их экономичности допускается некоторый перепад давления, а значит, и тепло-содержания на рабочих лопатках. В этом случае из общего теплоперепада ступени h_t некоторая его часть h_{t2} преобразуется в кинетическую энергию на рабочих лопатках. Отношение теплоперепада на рабочих лопатках ко всему теплоперепаду ступени $\frac{h_{t2}}{h_t} = \rho$ называется степенью реактивности ступени.

Активные турбины, у которых происходит некоторый теплоперепад и расширение пара и на рабочих лопатках, называются турбинами с небольшой

Для смазки различных деталей машины, работающих в разных условиях, необходимо было бы применять масла различных сортов, но так как это практически сложно, то ограничиваются применением одного-двух сортов масла для холодных частей и одного-двух сортов — для горячих частей.

Для смазки холодных частей обычно применяются следующие марки смазочных масел:

при мощности до 100 л. с.	машинное Л
» » 100—250 л. с.	» Л или С
» » 250—500 л. с.	» С
» » более 500 л. с.	» Т

Для смазки горячих частей применяют при насыщенном паре масло цилиндрическое 6; при перегретом паре применяют масло вискозин 3. В качестве заменителя вискозина можно применять для машин мощностью до 10 л. с. цилиндрическое 2, а при большей мощности — нигрол Л.

§ 43. СМАЗОЧНЫЕ ПРИБОРЫ И УСТРОЙСТВА

Смазочные устройства и приборы бывают для внешней и для внутренней смазки. Так как конструкций смазочных приборов много, то здесь рассматриваются только основные их типы.

Для внешней смазки применяются ручные, фитильные и капельные масленки, а для внутренней — паровые и гидростатические масленки, лубрикаторы и пресс-масленки.

Самая простая и вместе с тем самая несовершенная смазка производится ручными масленками. При такой смазке необходимо подавать масло в смазочные отверстия через вполне определенные промежутки времени (три — четыре раза в смену). Смазочные отверстия должны иметь сетки, предохраняющие масленки от попадания пыли, грязи и т. п. В наливные отверстия, где это возможно, нужно закладывать войлочную набивку для фильтрования масла и для более равномерной его подачи.

Фитильная масленка состоит из резервуара с маслом, в который опущен фитиль из ниток. Другой конец фитиля вставлен в трубку и немного не доходит до движущейся поверхности. Масло, в силу капиллярности, поднимается по фитилю и стекает на трущиеся поверхности. Фитиль должен быть из шерстяной ткани и периодически выниматься для промывки керосином.

Капельная масленка (рис. 78) состоит из стеклянного резервуара 1, игольчатого клапана 2 с опирающейся на заплечик иглы пружинной 3 и поворачивающейся около винта 5 рукоятки 6, приводящей масленку в действие. При вертикальном положении рукоятки игла приподнята и происходит подача масла, которое по каплям вытекает в маслопровод. При горизонтальном положении рукоятки игла опущена и выход масла из масленки закрыт. Барашек 4 позволяет регулировать высоту подъема иглы и изменять количество подаваемой смазки.

В некоторых случаях производится подача смазки к игольчатым клапанам из одного пункта по центральному маслопроводу.

Основным недостатком описанных масленок является подача смазки независимо от работы машины и скорости движения ее частей. В известной мере этот недостаток устраняется применением кольцевой и цепочечной смазки.

При кольцевой смазке на шейку вала внутри подшипника свободно подвешивается одно или несколько колец из легкого сплава, погруженных нижними своими частями в масло. При вращении вала кольца тоже приходят во враща-

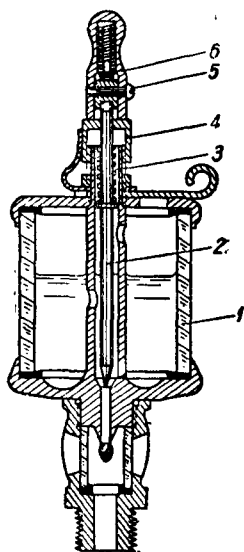


Рис. 78. Капельная масленка.

степенью реактивности. На ступенях высокого давления активной турбины степень реактивности не превышает $0,04 \div 0,05$, а в ступенях низкого давления ее повышают до $0,2 \div 0,3$.

Небольшая степень реактивности создает благоприятные условия для заполнения каналов, приводит к возрастанию скоростного коэффициента лопаток ψ и к. п. д. ступени. В то же время увеличение степени реактивности повышает утечки пара через зазоры между рабочими лопатками и корпусом турбины, а также и осевое давление на упорный подшипник.

При работе паром высоких давлений и высоких температур для уменьшения числа ступеней применяют комбинацию ступеней скорости и ступеней давления. В такой турбине первую ступень осуществляют в виде диска со ступенями скорости, а все остальные ступени являются ступенями давления. Схема такой турбины и график изменения давления и скоростей представлены на рис. 118. Пар с начальным давлением поступает на двухвенечное колесо 1 со ступенями скорости. Перепад давления $p'_0 - p_1$ выбирается значительным, и поэтому скорость c_1 достаточно велика и используется на ступенях скорости, снижаясь до c'_2 . Оставшийся перепад тепла и давления используется в ступенях давления 2, где давление пара невелико.

ГЛАВА XIII

ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ НА РЕАКТИВНЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ

§ 60. РЕАКТИВНЫЕ СТУПЕНИ ДАВЛЕНИЯ

При рассмотрении взаимодействия между паром и рабочими лопатками турбины было указано, что это взаимодействие может осуществляться двояко — по активному и реактивному принципам. При реактивном принципе преобразование потенциальной энергии происходит не только в неподвижном аппарате турбины, но также и на рабочих лопатках.

Сущность реактивного действия пара заключается в следующем. Рабочие лопатки реактивной ступени имеют форму, аналогичную соплам. Проходя по таким каналам, пар расширяется, и его потенциальная энергия превращается в кинетическую. Если бы такое расширение происходило на неподвижных лопатках, то пар, отталкиваясь от поверхности лопаток, приобрел бы ускоренное движение. Но так как рабочие лопатки подвижны, то расширяющийся пар, отталкиваясь от лопаток, сам будет толкать их в направлении, противоположном своему ускорению, в результате чего увеличится только относительная скорость пара, а его абсолютная скорость может не только не увеличиться, но даже несколько уменьшиться.

Рис. 119. Тепловой процесс на реактивной ступени.

Таким образом, процесс на одной реактивной ступени протекает следующим образом (рис. 119). Пар поступает на направляющие лопатки 2 с давлением p_0 , со скоростью c_0 и теплосодержанием i_0 . В результате расширения на неподвижных направляющих лопатках теплосодержание и давление пара уменьшаются и становятся равными i_1 и p_1 , а скорость возрастает до c_1 . С этой скоростью пар поступает на рабочие лопатки 1, где продолжается превращение его тепловой энергии в кинетическую. На рабочих лопатках теплосо-

тельное движение со скоростью, несколько меньшей скорости вала, захватывают масло и заносят его на шейку. По такому же принципу работает цепочечная смазка, применяемая на локомотивах (рис. 79). В корпусе подшипника 1, закрытом крышкой 2, устроен резервуар 5, который наполняют маслом до уровня отверстия 4. Шарнирная цепочка 3, свободно надетая на шейку вала, погружена своей нижней частью в масло. При вращении вала звенья цепочки с одной стороны опускаются вниз, а с другой — поднимаются вверх, захватывая масло и обильно смазывая шейку.

Более совершенной является центральная смазка под давлением. В этом случае масло из масляного бака засасывается насосом, проходит через маслоохладитель и нагнетается под давлением 1—1,5 атм к трущимся поверхностям. Смазка под давлением обеспечивает автоматичность и надежность подачи масла. Недостатком ее является необходимость ручного заполнения маслом всей системы перед пуском машины.

При смазке горячих частей машины необходимо достигнуть наименьшего трения при минимальной затрате смазочных материалов. Избыток смазки бесполезен и приводит лишь к перерасходу масла.

Масло может подаваться непосредственно в цилиндр или в золотниковую коробку. Последний способ лучше, так как после смазки золотника масло уходит с паром в цилиндр и равномерно смазывает его поверхность. Желательно, чтобы масло подводилось в паропровод на некотором расстоянии от входа в цилиндр. Оно подхватывается струей пара, распыливается и равномерно смазывает трущиеся поверхности.

Простая двухкрановая паровая масленка 1 соединяется с паровым пространством штуцером 5, на котором имеется кран 4. Сверху масленка имеет кран 2 и раструб 3 (рис. 80).

При заполнении масленки нижний кран 4 закрывается, а открывается верхний, затем, после заполнения масленки, верхний кран 2 закрывается и открывается нижний. Эта масленка очень неэкономична, так как подача масла не регулируется, и все масло быстро вытекает на трущиеся поверхности.

Гидростатическая паровая масленка подает масло постоянно и только во время работы машины.

Принцип действия гидростатической масленки заключается в том, что в масленку подается пар, который конденсируется и конденсатом заполняет нижнюю часть масленки, поднимает уровень масла и заставляет его переливаться в смазочную трубку.

Механический лубрикатор работает как насос с приводом от какой-либо качающейся части машины с переменным-возвратным движением. Устройство лубрикатора следующее (рис. 81). В цилиндре 11 перемещается скальчатый поршень 10, приводимый в движение штоком — шпинделем 3. Шпиндель 3 получает вращательное движение от червячного колеса 4. Так как шпиндель имеет винтовую нарезку, то при своем вращении он поднимает или опускает поршень 10, который в верхней части имеет выступ, не позволяющий ему

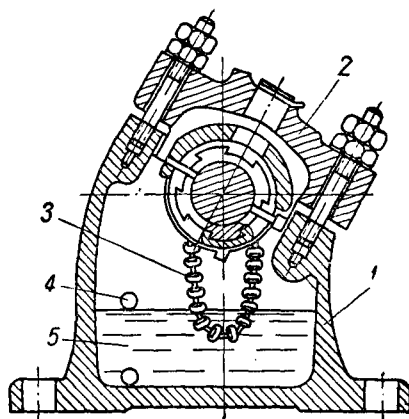


Рис. 79. Цепочечная смазка вала локомотива П-25.

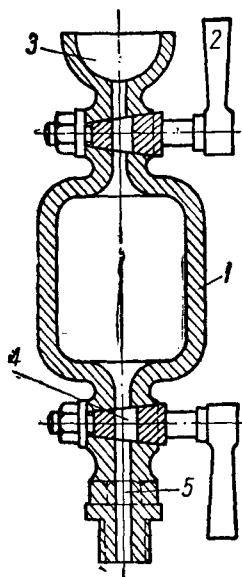


Рис. 80. Простая паровая масленка.

держание и давление пара еще понижаются и делаются равными i_2 и p_2 . В реактивной ступени полный теплоперепад $i_0 - i_2 = h_t$ распределяется между направляющими лопатками $i_0 - i_1 = h_{t1}$ и рабочими $i_1 - i_2 = h_{t2}$.

Отношение теплоперепада на рабочих лопатках ко всему теплоперепаду ступени

$$\frac{h_{t2}}{h_t} = \rho \quad (60,1)$$

называется степенью реактивности ступени. Обычно у реактивных турбин степень реактивности составляет около $\rho = 0,5$, т. е. полный теплоперепад поровну распределяется между направляющими и рабочими лопатками.

На реактивную рабочую лопатку пар оказывает двойное действие. Во-первых, как и в активной ступени, пар действует центральной силой своих криволинейно движущихся частичек и оказывает давление $p_{\text{ракт}}$

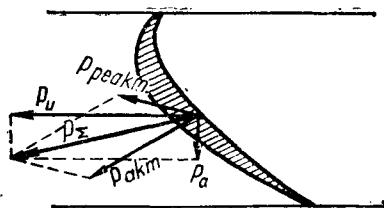


Рис. 120. Действие пара на реактивную рабочую лопатку.

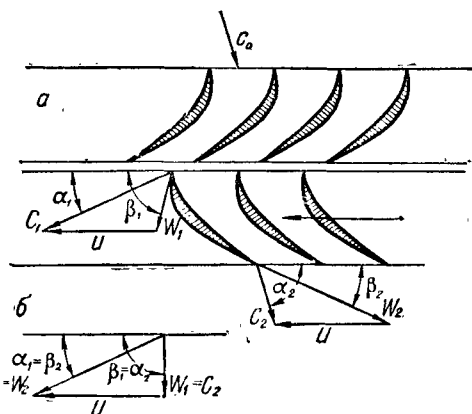


Рис. 121. Треугольники скоростей реактивной ступени.

(рис. 120), во-вторых, действует силой реактивного давления $p_{\text{реакт}}$. Направления этих сил не совпадают, и геометрическая сумма сил давления дает составляющую силу p_z , направление которой не совпадает с направлением движения лопаток. В результате этого сила p_z разлагается на две: p_u — направленную параллельно окружной скорости u , и p_a — перпендикулярную к этому направлению. Сила p_u производит механическую работу, а сила p_a , действуя вдоль оси ротора, отжимает его в сторону низкого давления.

Треугольники скоростей реактивной ступени показаны на рис. 121. Пар поступает на рабочие лопатки со скоростью c_1 под углом α_1 к плоскости вращения ротора. Величину этой скорости можно найти из уравнения:

$$c_1 = 91,5\psi \sqrt{h_{t1} + \frac{c_0^2}{8380}} \text{ м/сек}, \quad (60,2)$$

где: c_0 — скорость входа пара на направляющие лопатки (в м/сек),

$h_{t1} = (1 - \rho) h_t$ — адиабатический теплоперепад в направляющем аппарате (в ккал/кг).

Произведя построение треугольника скоростей, определяют относительную скорость входа пара на рабочую лопатку w_1 и угол ее наклона β_1 , под которым должен начинаться профиль спинки лопатки. Вследствие расширения пара в каналах между рабочими лопатками относительная скорость его возрастает и при выходе с лопаток будет:

$$w_2 = 91,5\psi \sqrt{h_{t2} + \frac{w_1^2}{8380}} \text{ м/сек}, \quad (60,3)$$

где: ψ — скоростной коэффициент,

$h_{t2} = \rho h_t$ — адиабатический теплоперепад на рабочих лопатках (в ккал/кг).

Под углом наклона этой скорости к плоскости вращения ротора должен оканчиваться профиль спинки лопатки. Построив треугольник скоростей,

вращаться. Червячное колесо 4 приводится в движение червяком 6, на валу которого насажено храповое колесо 7. Рычаг 9 соединен с одной из переменновозвратно движущихся частей машины. Храповое колесо 7 и собачка 8 при каждом качании рычага 9 поворачивают храповик на 1—3 зуба, в зависимости от угла качания рычага. Цилиндр 11 через воронку 2 заполняется маслом, которое при опускании поршня 10 нагнетается в маслопровод 1. При заправке масленки поршень поднимается вручную вращением рукоятки 5.

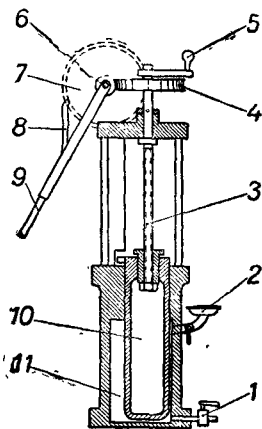


Рис. 81. Механический лубрикатор.

В хорошо сконструированных машинах применяется часто циркуляционная смазка. При циркуляционной смазке масло из одного общего сборника самотеком или насосом по маслопроводам подается к трущимся поверхностям, смазываемым маслом одного сорта. После смазки масло уходит обратно в сборник по другим маслопроводам, проходя отстойник, фильтр и холодильник. При такой системе получается непрерывная циркуляция масла. Преимущества такого способа смазки в том, что подаваемое в избытке масло не только производит смазку, но и охлаждает трущиеся поверхности. Благодаря закрытым маслопроводам и масленкам можно применять в этом случае масло с меньшей вязкостью.

В очень крупных паровых машинах, а также на паровозах применяются пресс-масленки с несколькими нагнетающими поршеньками, отдельно подающими смазку к различным частям машины.

ГЛАВА IX

КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ МАШИН

§ 44. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

Под термином «теплофикация» понимают централизованное теплоснабжение промышленности и коммунального хозяйства на базе комбинированного производства тепловой и силовой (электрической) энергии.

Чтобы выяснить экономическое значение теплофикации при комбинированной выработке силовой и тепловой энергии, рассмотрим показатели работы современной паросиловой установки. Для установки с паровой машиной, работающей перегретым паром с выпуском в конденсатор, т. е. в лучших условиях, к. п. д. котла $\eta_{\text{к}} = 0,85$; термический к. п. д. $\eta_{\text{т}} = 0,35$; индикаторный относительный к. п. д. $\eta_{\text{oi}} = 0,80$; механический к. п. д. $\eta_{\text{м}} = 0,9$. Значит, даже в такой паросиловой установке используется менее 25% тепла топлива. Самым низким из этих к. п. д. является термический к. п. д., величина которого для современных машин колеблется в пределах от 12 до 35%. Это вполне понятно, так как основной потерей в паросиловой установке является потеря тепла с отработавшим паром, которая составляет от 500 до 600 ккал/кг и которая зависит исключительно от состояния пара до и после машины.

Современная теплотехника, достигнув значительных успехов в конструировании паровой машины, приблизивших действительный процесс к образцовым циклам, пошла по новому пути повышения экономичности паросиловых установок. Путь этот — использование тепла отработавшего пара для теплофикации.

Если пар, выпускаемый из машины с теплосодержанием i_2^0 , направляется в нагревательные приборы, в которых это теплосодержание понижается до i_3 , то при удельном расходе пара d_e кг/эфф. л. с. час при к. п. д. нагревательных приборов $\eta_{\text{н}}$ и при удельном расходе топлива b_e кг/эфф. л. с. час (имеющего

определяют абсолютную скорость выхода пара с рабочих лопаток c_2 и ее угол наклона α_2 , под которым должен начинаться профиль спинки лопаток направляющего аппарата следующей ступени.

Если степень реактивности $\rho = 0,5$, то $h_{11} = h_{12}$. Поэтому можно сделать профили рабочих лопаток и лопаток направляющего аппарата совершенно одинаковыми и получить: $\alpha_1 = \beta_2$, $\alpha_2 = \beta_1$, $c_1 = \omega_2$ и $c_2 = \omega_1$. Ясно, что если наложить такие треугольники скоростей друг на друга, то они совпадут (рис. 121, б). Для реактивной турбины, как и для всякой турбины, желательно, чтобы выходная скорость имела минимальное значение, так как при этом достигается наилучшее использование кинетической энергии на рабочих лопатках. Наименьшее значение c_2 можно получить при $\alpha_2 = \beta_1 = 90^\circ$. В этом случае треугольники скоростей будут прямоугольными, т. е.:

$$x = \frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1. \quad (60,4)$$

Выше (формула 55,12) было выведено, что для активной ступени наилучшее отношение скоростей было:

$$x = \frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}.$$

Из сравнения этих выражений видно, что для реактивной ступени наилучшее отношение $\frac{u}{c_1}$ должно быть в два раза больше, чем для активной ступени, следовательно, и окружные скорости на венце лопаток реактивной ступени получаются в два раза больше, чем на венце активной ступени при одинаковых скоростях пара. Чтобы избежать большой окружной скорости

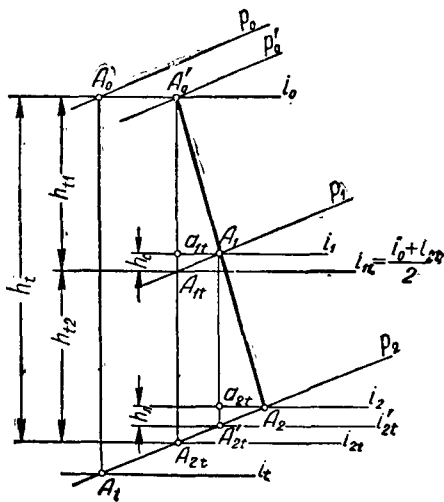


Рис. 122. Тепловой процесс реактивной ступени на is диаграмме.

у реактивных турбин, их всегда строят многоступенчатыми с числом ступеней, большим, чем у активных турбин.

На реактивных ступенях, так же, как и на активных ступенях давления, скорость при z ступенях снижается в среднем в \sqrt{z} раз, сравнительно с одноступенчатой турбиной.

На is диаграмме процесс реактивной ступени представляется следующим образом (рис. 122). Мяте пара от давления p_0 до p_0' в регулирующих органах выразится прямою A_0A_0' . Адиабатический теплоперепад h_t на всей ступени представится отрезком $A_0'A_{2t}$. Так как в большинстве случаев $\rho = 0,5$, то конечное состояние пара за направляющими лопатками выразится точкой A_{1t} , делящей адиабатический теплоперепад всей ступени пополам, т. е.

$$h_{11} = h_{12} = \frac{h_t}{2} = \frac{i_0 - i_{2t}}{2}$$

и, следовательно, теплосодержание пара за направляющими лопатками

$$i_{1t} = \frac{i_0 + i_{2t}}{2}.$$

Через точку A_{1t} пересечения горизонтали, проведенной через теплосодержание i_{1t} и адиабаты расширения $A_0'A_{2t}$, проходит изобара p_1 , соответствующая давлению пара, выходящего из каналов направляющих лопаток. Отложив вверх по адиабате от точки A_{1t} потери в направляющем аппарате h_c и проведя через конец этого отрезка в точке a_{1t} горизонталь до пересечения с изобарой p_1 , находят точку A_1 , характеризующую действительное состояние пара за направле-

теплотворную способность Q_H^p) полный к. п. д. машины и нагревательных приборов будет равен:

$$\eta_{\text{тепл}} = \frac{632,3 + \eta_H(i_2^0 - i_3)d_e}{b_e Q_H^p} \quad (44,1)$$

Если, например, отработавший пар паровой машины с давлением 1,2 *ата* используется в нагревательных приборах, имеющих к. п. д. $\eta_H = 0,95$, до конденсации в них при атмосферном давлении, то для такой установки $i_2^0 = 580$ ккал/кг; $i_3 = 100$ ккал/кг. Если при этом удельные расходы пара и топлива $d_e = 7,5$ кг/эфф. л. с. час; $b_e = 0,9$ кг/эфф. л. с. час, то, приняв теплотворную способность топлива $Q_H^p = 7000$ ккал/кг, получим:

$$\eta_{\text{тепл}} = \frac{632,3 + 0,95(580 - 100) \times 7,5}{0,9 \times 7000} = 0,65.$$

В то время, как такая же машина, но работающая без использования тепла отработавшего пара, будет иметь к. п. д. всего лишь:

$$\eta_{\text{экон}} = 0,1.$$

Из рассмотренного примера видно, что общий к. п. д. теплофикационной машины весьма высок и превышает даже к. п. д. лучших установок с двигателями внутреннего сгорания. Кроме того, при теплофикации уменьшаются капиталовложения и расход металла за счет укрупнения установок и совмещения отопительных котельных с котельными электростанций; снижаются эксплуатационные расходы и уменьшается количество рабочей силы, необходимой для энергетики и теплоснабжения; разгружается транспорт вследствие применения местных видов топлива и сокращения дальности его перевозок; уменьшается пожарная опасность; улучшаются санитарно-гигиенические условия в населенных пунктах и на производственных предприятиях; снижается стоимость как электрической, так и тепловой энергии в результате значительного повышения к. п. д.

Как было указано при рассмотрении классификации и типов паровых машин, теплофикационные машины могут быть с конечным отбором пара или, как их иногда называют, с противодавлением и с промежуточным отбором пара.

Теплофикационными машинами с конечным отбором пара называют машины, у которых весь отработавший пар полностью направляется в теплосеть для теплофикации.

Теплофикационные машины с промежуточным отбором пара — это машины многократного, чаще двукратного расширения, у которых часть пара, отработавшего в ц. в. д., отбирается для теплофикации, а часть направляется в ц. н. д. и после совершения работы в нем поступает в конденсатор. Иногда такие машины называют теплофикационно-конденсационными.

Машины с конечным отбором пара выгодно применять в том случае, если весь отработавший пар может быть использован для теплофикации. Если для теплофикации требуется количество пара, меньшее чем проходящее через машину, или тепловая нагрузка колеблется в значительных пределах, то применяют машины с промежуточным отбором.

§ 45. КОНСТРУКЦИЯ И РАБОТА ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ МАШИН

Теплофикационные машины с конечным отбором конструктивно не отличаются от обычных паровых машин. В большинстве это одноцилиндровые машины, отработавший пар которых при давлении выше атмосферного направляется в тепловую сеть. Величина давления в конечном отборе (противодавление) выбирается в зависимости от требований производства. Чаще всего давление пара при конечном отборе 1,5—3 *ата*, но применяются установки, в

ляющими лопатками. Проведя из точки A_1 адиабату расширения пара на рабочих лопатках, на изобаре конечного давления p_2 находят точку A'_{2t} . Откладывая от этой точки вверх по адиабате потери на лопатках $h_{л}$ и проводя через конец этого отрезка (через точку a_{2t}) горизонталь до пересечения с изобарой p_2 , получают точку A_2 , характеризующую действительное состояние пара за рабочими лопатками.

Процесс всей многоступенчатой реактивной турбины на is диаграмме представится, как ряд последовательных процессов отдельных ступеней и выразится рядом наклонных кривых, опускающихся от изобары начального давления p_0' до изобары конечного давления p_2 (рис. 123).

Располагаемый теплоперепад на лопатках каждой реактивной ступени, применяя обозначения рис. 122, будет:

$$h_t = h_{t1} + h_{t2},$$

где h_{t1} и h_{t2} — теплоперепады на направляющих и рабочих лопатках.

На направляющих лопатках теплоперепад

$$h_{t1} = i_0 - i_{1t}.$$

За счет этого теплоперепада создается кинетическая энергия струи пара, который, проходя по криволинейным рабочим лопаткам, совершает активную работу (на 1 кг пара)

$$L'_a = \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \text{ кдж/кг.}$$

На рабочих лопатках теплоперепад

$$h_{t2} = i_{1t} - i_{2t} \approx i_1 - i'_{2t}.$$

За счет этого теплоперепада совершается работа реактивного действия струи пара

$$L'_p = \frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}.$$

Полная работа пара на реактивной ступени

$$L_{p \text{ ст}} = L'_a + L'_p = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2g}. \quad (60,5)$$

Для многоступенчатой реактивной паровой турбины, аналогично с многоступенчатой активной турбиной, мощность на валу

$$N_o = \frac{DH_t}{860} \eta_{ов} \text{ квт.} \quad (60,6)$$

При работе турбины на генератор электрического тока мощность на его зажимах

$$N_o = \frac{DH_t}{860} \eta_{ов} \eta_p \eta_{г}. \quad (60,7)$$

§ 61. ОСОБЕННОСТИ РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Сравнительно с активными турбинами реактивные турбины имеют некоторые особенности. В реактивных турбинах:

1) наличие разности давлений по обе стороны как направляющих, так и рабочих лопаток создает возможность перетекания пара между подвижными

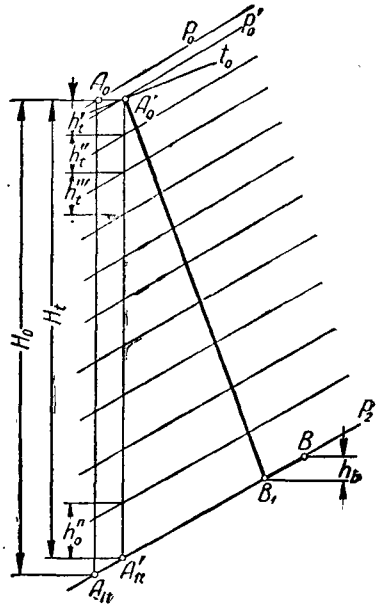


Рис. 123. Тепловой процесс многоступенчатой реактивной турбины на is диаграмме.

которых отработавший пар имеет давление 6—8 *атм*. С увеличением давления выпуска необходимо повышать давление острого пара, что при современных достижениях техники в области высоких давлений не представляет затруднений.

В машинах с концевым отбором пара, при постоянном давлении впуска, с увеличением противодействия расход пара увеличивается, так как при этом

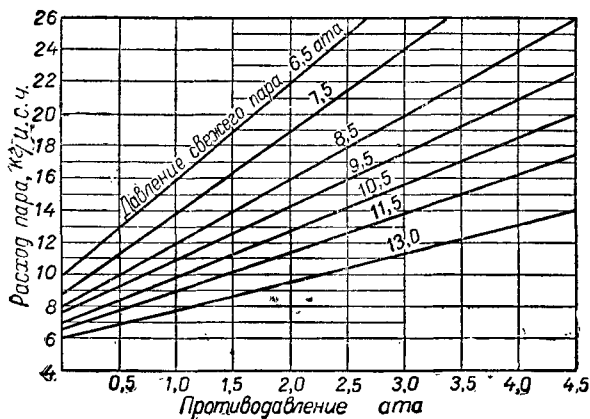


Рис. 82. Расход пара паровой машины в зависимости от величины противодействия.

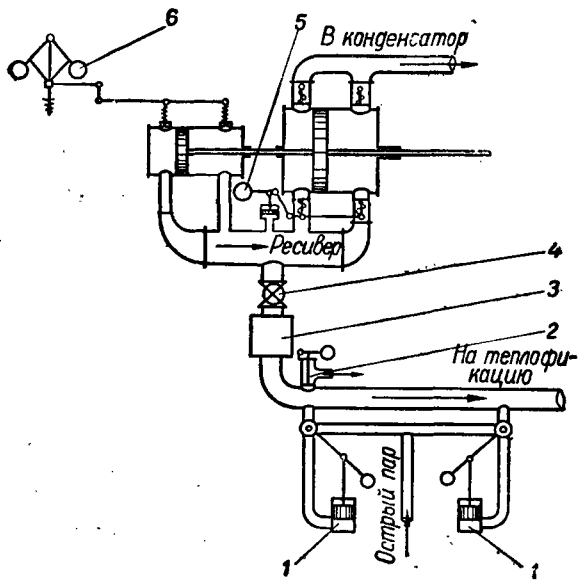


Рис. 83. Схема паровой машины с промежуточным отбором пара.

уменьшается располагаемый теплоперепад $i_1 - i_2$. Однако, если повышать давление свежего пара одновременно с увеличением противодействия, то можно не только сохранить расход пара на одном уровне, но даже и понизить его. На рис. 82 представлен полученный опытным путем график изменения расхода пара в зависимости от величины давлений впуска и выпуска.

В паровых машинах с концевым отбором степень наполнения должна быть больше, чем в конденсационных машинах, чтобы давление в конце расширения всегда было больше, чем давление выпуска. Чтобы избежать петель отрицательной работы в конце расширения, применяют большое предварение выпуска. По тем же причинам в машинах с концевым отбором сжатие должно быть незначительным, и поэтому прямоточные машины в этом случае неприменимы.

При применении машин с концевым отбором, для удовлетворения потребителей с переменными режимами работы, желательно применение паровых аккумуляторов, которые заряжаются при снижении теплового потребления и разряжаются при его возрастании.

Машины с промежуточным отбором — это почти исключительно машины двукратного расширения, хотя имеются и одноцилиндровые машины, в которых часть пара отбирается во время расширения или сжатия, но они распространения не получили.

На рис. 83 представлена схема двухцилиндровой машины с промежуточным отбором. Впуск пара в ц. в. д. управляется регулятором скорости 6. Отработавший в ц. в. д. пар выходит в ресивер, давление в котором устанавливается в зависимости от требований производства и поддерживается постоянным регулятором давления 5. Часть пара из ресивера через запорный вентиль 4 направляется в тепловую сеть. По пути пар проходит маслоотделитель 3. Острый пар отбирается из ресивера (1) и поступает в цилиндр в.д. (1).

и неподвижными частями турбины, вызывая утечки пара через радиальные зазоры;

2) применяется только полный подвод пара, так как из-за разности давлений с одной и с другой стороны рабочих лопаток при парциальном подводе пара происходили бы потери от завихрений, которые могли бы вызвать непроизводительный расход энергии, приобретенной паром в направляющем аппарате;

3) окружные скорости на венце рабочих лопаток при одинаковой скорости входа на лопатки у реактивных турбин получаются приблизительно в два раза больше, чем у активных (см. уравнение (60,4));

4) сравнительно с активными паровыми турбинами, осевое усилие, направленное в сторону движения пара, во много раз больше, и для уравнивания его требуется специальная конструкция ротора.

В силу этих особенностей конструкция реактивных турбин отличается от конструкций активных.

Для избежания утечек пара через радиальные зазоры между подвижными и неподвижными частями турбины эти зазоры уменьшают насколько возможно, но оставляют их в пределах не менее $0,5 \div 0,8$ мм во избежание возможных при работе турбины задеваний вращающихся частей о неподвижные при расширении от нагревания, при осевых сдвигах ротора и возникающих в турбине вибрациях.

Утечки через радиальные зазоры можно уменьшить также путем деления всего перепада давлений между большим числом ступеней, благодаря чему разность давлений в каждой отдельной ступени получается меньше.

Из уравнения (54,4) видно, что увеличение степени парциальности и доведение ее до 1, как это необходимо у реактивных турбин, возможно либо за счет уменьшения диаметра венца лопаток d , либо за счет уменьшения их

высоты l . Так как у реактивных турбин отношение $\frac{u}{c_1}$ больше, чем у активных,

то уменьшение числа оборотов может достигаться либо увеличением диаметра, либо распределением теплоперепада между значительным числом ступеней. Увеличение диаметра приводит к увеличению утечек через радиальные зазоры, а увеличение числа ступеней уменьшает их. Поэтому реактивные турбины обычно многоступенчатые, с числом ступеней, достигающим 100 и более.

Значительное осевое усилие на роторе реактивных турбин возникает вследствие наличия перепада давления на рабочих лопатках. В некоторых случаях это осевое усилие оказывается полезным, так, например, в судовых установках при непосредственном соединении турбины с гребным валом, так как осевое усилие частично уравнивает реакцию гребного винта. Но в большинстве случаев реактивные турбины приходится конструировать со специальными разгрузочными устройствами, которые несколько повышают расход пара на утечки и удорожают стоимость турбины.

Чаще всего для этого применяют разгрузочный поршень 3 (рис. 119). Пространство перед разгрузочным поршнем соединено трубопроводом 4 с выпускным патрубком, вследствие чего давление на поршень с одной стороны больше, чем с другой, и он находится под результирующим давлением, направленным противоположно направлению осевого усилия P_a . Иногда вместо трубопровода применяют сквозные сверления в теле ротора, через которые пар с левой стороны разгрузочного поршня входит внутрь ротора и выходит из него в выпускной патрубок.

Наличие большого числа ступеней в реактивных турбинах приводит к сравнительно небольшим окружным скоростям и к малым числам оборотов. Для большинства реактивных турбин окружные скорости не превышают 150 м/сек.

Небольшие окружные скорости позволяют применять для реактивных турбин ротор барабанного типа, а не в виде вала с насаженными на него дисками. Кроме того, применение барабанного ротора для реактивных турбин

К трубопроводу тепловой сети подключена магистраль свежего пара, давление которого понижается редукционными клапанами 1. Левый клапан автоматически подает острый пар из котла, когда временно оказывается недостаточным количество пара, поступающее из машины, а правый подает пар только при остановке машины или ее работе на чисто конденсационном режиме. Взаимное действие регулятора скорости и регулятора давления позволяют поддерживать постоянную мощность машины при переменном отборе пара или постоянный отбор пара при переменной мощности машины. На трубопроводе тепловой сети установлен предохранительный клапан 2 на случай резкого повышения давления вследствие выключения сразу нескольких потребителей тепла.

Для каждой машины, работающей с промежуточным отбором пара, можно установить соотношение между ее мощностью и количеством отбираемого пара. Обычно эти соотношения выражаются графически, на диаграммах отбора пара. Такая диаграмма представлена на рис. 84 для локомотива СТК-350 при максимальной паропроизводительности котла $D = 2200$ кг/час. На диаграмме дана зависимость между величиной отбора пара $D_{отб}$ в кг/час и мощностью N_e в эфф. л. с., а также величина возможной доли отбираемого пара $\varphi = \frac{D_{отб}}{D}$ при различных мощностях машины локомотива.

Пользуясь такой диаграммой, можно, например, определить, какой полный расход пара D кг/час будет у локомотива СТК-350 при мощности $N_e = 320$ л. с. и отборе пара $D_{отб} = 500$ кг/час. На оси абсцисс находим мощность 320 л. с., а на линии $D_{отб} = 500$ кг/час находим точку А. Проектируя ее на ось ординат, направо находим, что полный расход пара будет $D \approx 2015$ кг/час.

Тепло отработавшего пара может быть использовано для самых разнообразных целей. Особенно широки области применения теплофикационных двигателей на предприятиях химической и пищевой промышленности.

Для отопления может быть использовано тепло отработавшего пара низкого давления, что дает возможность во многих случаях применять конденсационные машины. Для приготовления горячей воды, используемой для промышленных целей при различных технологических процессах, температура воды должна быть $80 \div 100^\circ$, и здесь целесообразно применять машины с малым разрежением в конденсаторе или машины с концевым отбором невысокого давления. Для целей варки на таких производствах, как свеклосахарное, рафинадное, целлюлозно-бумажное, красочное и др. требуется пар давлением выше $2 \div 3$ атм, и в этом случае возможно применение машин как с концевым, так и с промежуточным отбором пара. При нагреве воздуха, используемого для целей сушки и вентиляции, возможно применять машины со значительным разрежением в конденсаторе. К таким производствам относятся пивоваренное, лесобработывающее и некоторые сельскохозяйственные.

Кроме того, пар низкого потенциала из промежуточного отбора может

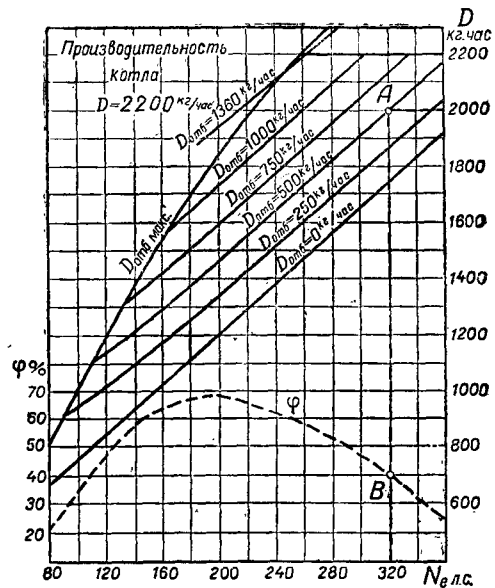


Рис. 84. Диаграмма режимов локомотива СТК-350.

необходимо потому, что давление по обе стороны рабочих лопаток различно, и при применении дисков для установки лопаток разность давлений действовала бы на всю поверхность каждого диска, создавая весьма большие неуравновешенные осевые усилия. При применении барабанного ротора отпадает необходимость в устройстве диафрагм, и сопловые аппараты реактивных турбин выполняются в виде неподвижных лопаток, закрепляемых в корпусе турбины.

Рассмотренные выше особенности реактивных турбин позволяют прийти к следующим выводам. Сравнительно с активными реактивные турбины имеют следующие преимущества:

а) меньшие потери на трение частей ротора о пар и меньшие потери от завихрений пара, что объясняется заменой дисков барабанами;

б) меньшие потери на рабочих лопатках вследствие того, что пар протекает через междулопаточные каналы с меньшей скоростью, чем в активных турбинах;

в) меньшая длина турбины благодаря тому, что при барабанной конструкции ротора сопла занимают меньшую длину по оси и не требуется установка диафрагм.

Наряду с указанными преимуществами, реактивные турбины имеют существенные недостатки:

а) большие потери на пропуски пара через радиальные зазоры между подвижными и неподвижными частями;

б) малая высота лопаток или малые диаметры ротора в ступенях высокого давления, необходимые при полном подводе пара. Первое увеличивает пропуски, а второе приводит к очень большому числу ступеней и усложнению конструкции;

в) применение повышенных и высоких давлений пара для реактивных турбин вызывает затруднения, объясняемые тем, что при большом числе ступеней теплоперепады в каждой отдельной ступени получаются небольшими, и потому в части высокого давления пар находится под очень большим избыточным давлением, что усложняет конструкцию корпуса;

г) при очень больших количествах пара, а следовательно, и при значительных мощностях, чтобы избежать слишком длинных лопаток в части низкого давления, приходится применять весьма большие диаметры ротора;

д) необходимость установки устройств, разгружающих осевые усилия, что тоже усложняет конструкцию.

В силу всего сказанного, реактивные турбины не применяются при малых расходах пара и, следовательно, для малых мощностей. Неприменимы они также для повышенных и высоких давлений и очень больших мощностей. Поэтому турбины реактивного типа строятся для средних мощностей и, главным образом, для небольшого давления пара.

§ 62. ЧИСТО РЕАКТИВНЫЕ ТУРБИНЫ

Как уже указывалось, реактивные турбины обычного типа имеют степень реактивности $\rho = 0,5$, т. е. являются реактивными лишь наполовину. Имеются, однако, конструкции чисто реактивных турбин, одна из которых показана на рис. 124. Степень реактивности, равная единице, достигается в этих турбинах благодаря следующему устройству. Турбина имеет два отдельных независимых вала 3 и 9 с одной геометрической осью. На двух дисках 4 и 7, насаженных на концы этих валов, закреплены последовательными концентрическими кольцевыми рядами лопатки 5 и 6 так, что ряды лопаток одного диска заходят в промежутки между рядами другого. Вся конструкция заключена в кожух 2. В камеру свежего пара 10 пар поступает из паропровода 1 через отверстия 8 в дисках. Из камеры свежего пара, двигаясь радиально, пар проходит по каналам всех рядов лопаток на обоих дисках и выходит в камеру мягкого пара 11. Таким образом, каждый венец лопаток является рабочим для

быть использован и для силовых целей, как, например, паровые молоты, компрессоры, прессы по обработке металла, работающие паром при давлении $1,5 \div 5 \text{ атм}$.

§ 46. ЛОКОМОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Локомобиль — это паросиловая установка, в которой котельный агрегат и паровая машина смонтированы вместе и представляют одно целое. В силу этих особенностей локомобиль сравнительно с другими паромашинными установками имеет ряд преимуществ.

Основными достоинствами локомобиля являются небольшой вес установки на единицу мощности, простая конструкция и надежность в работе, упрощенный и быстрый ремонт, достаточно высокая экономичность установки ($\eta_{\text{юн}} = 15 \div 18\%$).

В связи с указанными особенностями локомобиля широко применяются в различных отраслях народного хозяйства. В ряде предприятий различных отраслей промышленности локомобиль, как первичный двигатель, играет ведущую роль. К таким отраслям промышленности относятся лесопромышленная, целлюлозно-бумажная, добыча торфа, первичная обработка волокна, пищевая промышленность, добыча золота, серебра и платины, сельское хозяйство и предприятия местной промышленности.

Все существующие конструкции локомобилей можно отнести к двум типам:

1) передвижные — облегченной конструкции, сравнительно небольшой мощности (до 50 *эфф. л. с.*, в редких случаях до 75 *эфф. л. с.*); такие локомобили обычно устанавливаются на колесном ходу и легко перевозятся с одного места на другое;

2) стационарные, устанавливаемые на постоянном фундаменте. Такие установки иногда называют полулокомобилями. Стационарные локомобили строятся больших мощностей, чем передвижные: обычно от 100 *эфф. л. с.* до 600 *эфф. л. с.* и (редко) больше в одном агрегате.

Несмотря на то, что дореволюционная Россия нуждалась в значительном количестве локомобилей различных типов и мощностей, строительство их постоянно производилось только на одном Людиновском заводе. До Великой Октябрьской социалистической революции большинство локомобилей ввозилось из-за границы.

После Великой Октябрьской социалистической революции Людиновский завод был значительно расширен и переоборудован и стал одним из передовых заводов в области локомобилестроения. В годы сталинских пятилеток были построены Херсонский и Красноярский заводы и в последние годы — Сызранский и Могилевский.

Локомобили Людиновского завода классов А и Д работают насыщенным паром. Локомобили А одноцилиндровые, а Д — сдвоенные. Сейчас они не строятся и заменены более совершенными класса П, у которых применен перегрев пара и число оборотов доведено до 300 в одну минуту.

До 1941 г. советские заводы выпускали передвижные локомобили П-1 и П-3, а в период 1945—1947 гг. Сызранский, Людиновский и Херсонский заводы строили локомобили 4ЛП-20. Эти локомобили теперь сняты с производства и заменены типом П-25. Херсонский завод строит также локомобили типа ЛП-38 и ЛП-75, у которых коробчатые золотники заменены цилиндрическими с внутренним впуском пара и применено жесткое соединение цилиндра с котлом. Смазка основных частей локомобиля центробежная.

На рис. 85 представлен передвижной локомобиль типа П-25 мощностью 25 *л. с.*

Стационарные локомобили класса ЛМ, строившиеся до 1938 г., теперь заменены более совершенными локомобилями класса СК. Это вполне современные локомобили с машинами двойного расширения, работающие перегретым до

своего диска и направляющим для другого, диски вращаются с равным числом оборотов в противоположные стороны, и степень реактивности у такой турбины получается равной единице. Благодаря такой конструкции этой турбины скорость рабочей лопатки относительно направляющей оказывается в два раза больше, чем в турбинах с неподвижным направляющим аппаратом, что дает возможность уменьшить число ступеней сравнительно с обыкновенной реактивной турбиной вдвое. В чисто реактивной турбине описанной конструкции путь радиально движущегося пара получается очень коротким, что вызывает большую разность температур и необходимость создания такой конструкции дисков, которая обеспечивает нужное расширение деталей, вызываемое значительными температурными деформациями.

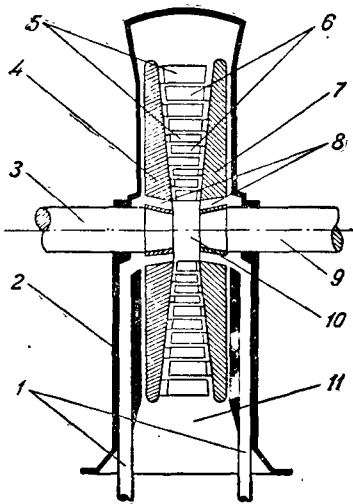


Рис. 124. Чисто реактивная паровая турбина.

Поэтому хотя эти турбины обладают значительной компактностью и сравнительно высоким к. п. д., особенно широкого применения они не получили вследствие сложности как всей конструкции в целом, так и отдельных деталей турбины. Турбины такого типа бывают мощностью до 50 000 квт.

§ 63. КОМБИНИРОВАННЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

При рассмотрении принципа действия и конструктивных особенностей, ступеней скорости, активных и реактивных ступеней давления было выяснено, что применение только ступеней скорости, или только активных, или только

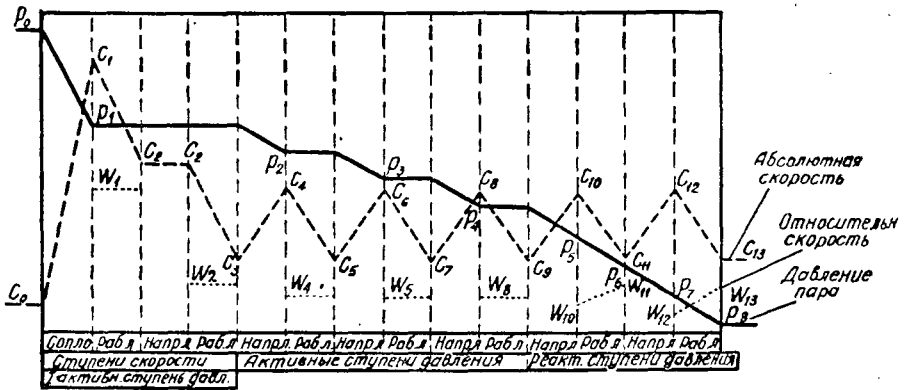


Рис. 125. График изменения давления и скорости в комбинированной активно-реактивной турбине.

реактивных ступеней давления невыгодно. Так, реактивная турбина, не давая высокого к. п. д. в области высоких давлений, проявляет выгодные стороны своей конструкции в области низкого давления. Диск со ступенями скорости невыгоден для больших перепадов давлений и тепла и т. д. Поэтому наиболее рациональной системой турбины будет турбина комбинированная, в которой сочетаются соответствующим образом различные принципы использования энергии пара.

У большинства современных комбинированных турбин первой регулирующей ступенью является диск скорости. Применение диска скорости в ка-

честве первой ступени дает возможность сработать в соплах большой теплоперепад и понизить давление и температуру в остальной части турбины, уменьшив число ступеней давления. Хотя на диске скорости и получаются значительные потери, но это компенсируется уменьшением утечек через уплотнения, а также удобством регулирования турбины путем включения и выключения отдельных групп сопел. Конструкция турбины с диском скорости в качестве первой ступени получается наиболее простой и дешевой. Например, в турбине мощностью 6000 квт при $p_0 = 29 \text{ атм}$ и $t_0 = 400^\circ\text{C}$ на двухвенечном диске скорости срабатывается теплоперепад 65 ккал/кг, а на остальных 27 ступенях давления (реактивных) — 143 ккал/кг. Если бы такую турбину сделать чисто реактивной, то она имела бы не менее 48—50 ступеней.

На рис. 125 изображен график изменения давления и скорости в комбинированной активно-реактивной турбине с двухвенечным диском скорости.

Расчет многоступенчатых комбинированных турбин производится в такой последовательности. Сначала определяется величина теплоперепада, приходящегося на первую регулируемую ступень, затем определяются размеры и параметры первой нерегулируемой и последней ступеней турбины.

Определение теплоперепада, приходящегося на первую регулируемую ступень, в значительной мере зависит от условий, поставленных при проектировании турбины. Чем больше теплоперепад на регулирующей ступени, тем меньше общее число ступеней турбины, тем легче и дешевле получается турбина, но к. п. д. как регулирующей ступени, так и турбины в целом получается ниже. При малом теплоперепаде на регулирующей ступени турбина получается с большим числом ступеней, тяжелее и дороже, но к. п. д. ее выше. Кроме того, если турбина предназначается для переменных режимов работы, выгоднее применить большой теплоперепад на регулирующей ступени, так как в этом случае при изменении нагрузки к. п. д. турбины изменяется меньше, чем у турбины с малым теплоперепадом на регулирующей ступени. Поэтому, в зависимости от задания, поставленного при проектировании турбины, теплоперепад на регулирующей ступени может изменяться в очень широких пределах (15 ÷ 50% от всего теплоперепада в турбине).

Определение размеров первой нерегулируемой ступени производят по уравнению (54,5), при степени парциальности $\epsilon = 1$:

$$l_c = \frac{kGv_1}{\pi d c_1 \sin \alpha_1}.$$

Подставляя вместо скорости пара $c_1 = \frac{u}{x} = \frac{\pi dn}{60x}$ и решая уравнение относительно d_1 — диаметра первой ступени, находим:

$$d_1 = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{60kxGv_1}{l_c n \sin \alpha_1}} = 2,467 \sqrt{\frac{Gkv_1 x}{l_c n \sin \alpha_1}}. \quad (63,1)$$

При проектировании величины n и G являются заданными, а l_c , α_1 , x подбираются из конструктивных соображений. Обычно минимальная высота лопатки для активных ступеней берется не менее 10 мм и для реактивных 20 мм.

Отношение $\frac{u}{c_1} = x$ выбирают для активных ступеней 0,43 ÷ 0,48, для реактивных 0,80 ÷ 0,95.

Задаваясь теплоперепадами в первой регулирующей и первой нерегулируемой ступенях определяют удельный объем пара v_1 .

После определения диаметра ступени по его величине определяется окружная скорость, и в зависимости от выбранной величины x и u находится скорость входа пара на лопатки c_1 и по этой величине — теплоперепад h_c .

При больших расхождениях полученного теплоперепада с намеченным приходится, задаваясь иными значениями l_c , α , x , произвести расчет заново.

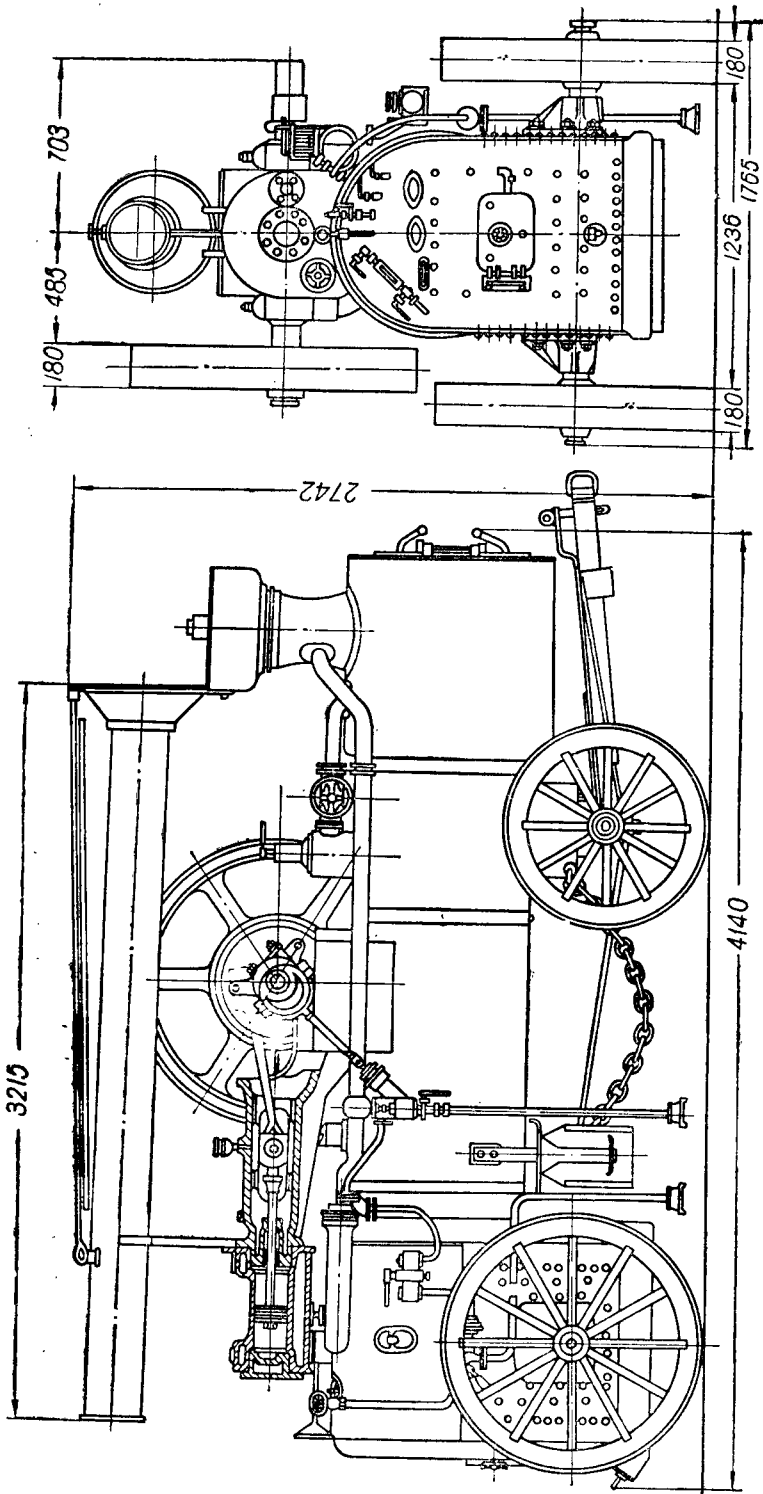


Рис. 85. Передвижной локомотив П-25.

Диаметр, полученный из расчета, не должен быть слишком большим, и отношение диаметров первой и последней ступеней давления должно быть не менее 0,6 для активных и 0,45 для реактивных турбин.

Размеры последней ступени определяются из условия допустимых потерь с выходной скоростью. Затем, задаваясь отношением $\frac{l}{d}$, определяют диаметр последней ступени и длину лопатки и проверяют при этом получающуюся окружную скорость. Если она окажется неподходящей, то приходится выбирать другие значения потерь с выходной скоростью и иные отношения $\frac{l}{d}$.

После определения размеров и параметров первой нерегулируемой и последней ступеней производят распределение теплоперепада между ступенями графо-аналитическим методом.

Для этого строят специальную диаграмму (рис. 126). На такой диаграмме от точки O вправо откладывают весь располагаемый теплоперепад, выражаемый отрезком OU . От этой же точки O также вправо откладывают отрезок OK , выражающий теплоперепад $h_i^{(p)}$ на первой регулирующей ступени, и отрезок KA — теплоперепад первой нерегулируемой ступени h_i' . Из точки A восстанавливают перпендикуляр, и на нем откладывают отрезок AE , в выбранном масштабе выражающий диаметр первой нерегулируемой ступени. Из точки U восстанавливают перпендикуляр, на котором отрезок UF выражает диаметр последней ступени. Изменение диаметров ступеней в зависимости от удель-

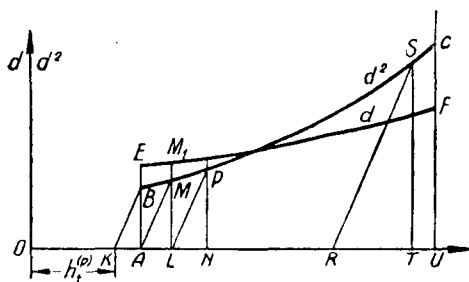


Рис. 126. Распределение теплоперепада между ступенями турбины.

ных объемов пара определяют по кривой d , соединяющей точки E и F . При построении этой кривой надо учитывать, что удельные объемы пара возрастают вначале медленно, и поэтому увеличение диаметров первых ступеней надо делать постепенное и небольшое. По нескольким точкам кривой EF находят квадраты диаметров и в другом масштабе строят кривую BC квадратов диаметров. После этого точки K и B соединяют прямой. Затем из точки A проводят прямую, параллельную KB до пересечения с кривой BC в точке M , и через точку M проводят вертикаль ML . Теплоперепад во второй нерегулируемой ступени выразится отрезком AL , а ее диаметр — отрезком LM_1 . Для определения диаметров последующих ступеней и теплоперепадов на них выполняют аналогичные построения. В случае непопадания последней наклонной прямой RS в точку C и наличия малого конечного отрезка его делят между двумя-четырьмя последними ступенями. Если такой конечный отрезок получается значительным, то производят перерасчет при вновь выбранных значениях $\frac{u}{c_1}$ и теплоперепадов на первых ступенях.

При разбивке теплоперепадов для реактивных ступеней или активных ступеней с некоторой степенью реактивности можно определять теплоперепады для рабочих и направляющих лопаток ступени, в зависимости от выбранного значения ρ — степени реактивности.

После определения диаметров ступеней и разбивки между ступенями теплоперепадов производят детальный расчет турбины по ступеням.

§ 64. ТУРБИНЫ ПРЕДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ

Лопаточный аппарат современных мощных паровых турбин может быть размещен как в одном, так и в нескольких корпусах. Увеличение числа цилиндров усложняет конструкцию и удорожает турбину, поэтому обычно стремятся

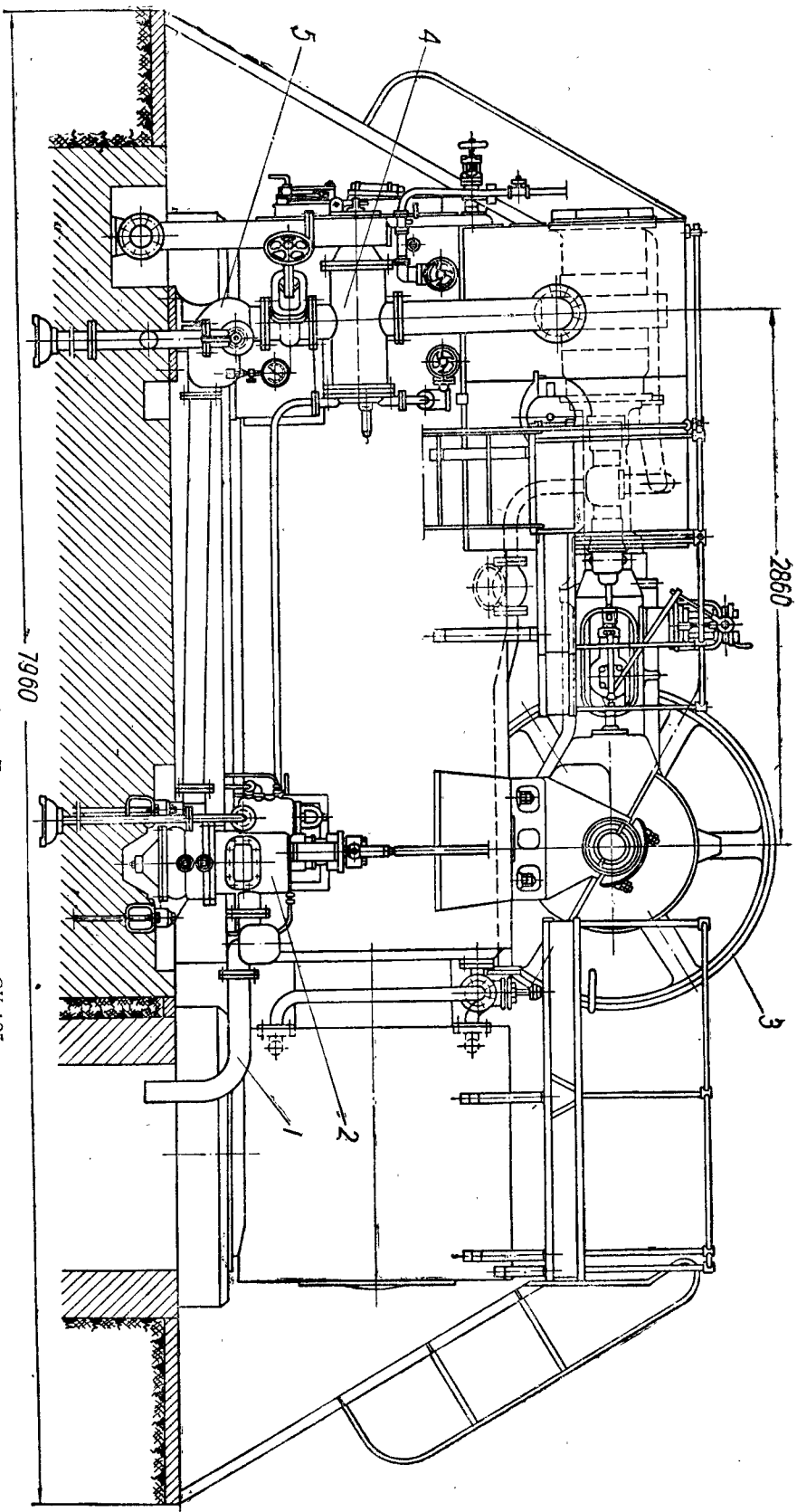


Рис. 86. Стационарный локомотив Лудинского завода СК-125:
 1—слив; 2—монтажный насос; 3—маховик-шків для сгибания мощности; 4—конденсатор-водоподогреватель; 5—центробежный насос.

Рис. 86. Стационарный локомотив Лудинского завода СК-125:

Строить турбины одноцилиндровыми и только при очень высоких мощностях многоцилиндровыми. Лет 20—25 тому назад иногда даже турбины сравнительно небольших мощностей выполнялись трех- и даже четырехцилиндровыми. Современные турбины даже при значительных мощностях редко имеют более двух цилиндров.

Невозможность разместить в одном цилиндре более $20 \div 25$ активных или $30 \div 35$ реактивных ступеней является препятствием к выполнению одноцилиндровой турбины. Однако практика турбостроения, в первую очередь наша отечественная, показала, что конденсационные турбины активного типа с высоким к. п. д., мощностью до $40 \div 50$ тыс. *квт* можно осуществить с числом ступеней менее 20.

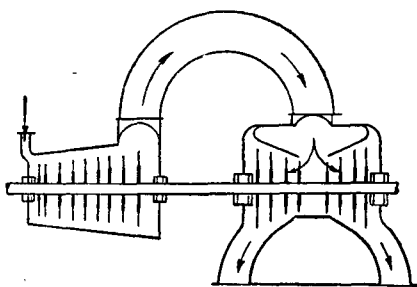


Рис. 127. Двойной поток пара в ц. н. д. турбины.

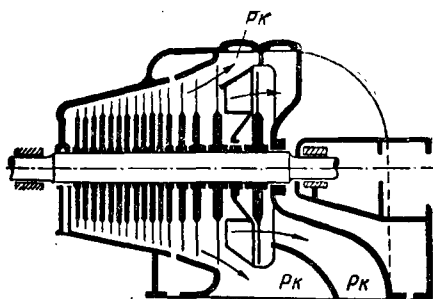


Рис. 128. Раздельный поток пара в предпоследней ступени (полуторный выхлоп).

Ленинградский металлический завод выпускает одноцилиндровые турбины мощностью 25 и 50 тыс. *квт*.

Последняя ступень турбины пропускает расширившийся до наибольшего объема пар. Это вызывает необходимость увеличивать как диаметр последнего диска, так и длину лопаток на нем. Но с увеличением диаметра диска и длины лопаток в их материале под действием увеличившихся центробежных сил напряжения могут возрасти выше допустимых. В этом случае приходится при заданных значениях числа оборотов и максимально допустимых потерях с выходной скоростью ограничивать мощность турбины по предельно большому расходу пара.

Турбиной предельной мощности называют такую турбину, которая при определенных числах оборотов и параметрах пара может развить максимальную мощность.

С развитием техники предельная мощность турбины возрастает за счет:

1) создания более стойких и более прочных материалов, применяемых для турбостроения;

2) пропуска пара через ч. н. д. несколькими потоками. При двухпоточном пропуске пара через ч. н. д. (рис. 127) пар из цилиндра высокого давления поступает в среднюю часть цилиндра низкого давления и растекается в нем по двум лопаточным аппаратам, в результате чего обе последние ступени пропускают только половину всего объема пара. При многопоточной конструкции турбины предельная ее мощность может быть значительно увеличена;

3) применения в предпоследней ступени двухъярусных лопаток (рис. 128), пропускающих через верхний ярус $30 \div 40\%$ пара, расширяющегося здесь до давления в конденсаторе и уходящего отсюда непосредственно в него. Остальные $60 \div 70\%$ пара проходят через нижний ярус в последнюю ступень, а уже из нее в конденсатор;

4) повышения давления выпуска, при котором удельный объем пара, проходящего через последнюю ступень, уменьшается. Этот способ ведет к

375° С паром при давлении 15 *атм* и с выпуском в конденсатор. На рис. 86 показан локомотив типа СК-125.

В этих локомотивах ц. н. д. прямоточный и для уменьшения давления в конце сжатия производится дополнительный выпуск пара золотником. В конденсационном устройстве применен более совершенный тип мокровоздушного насоса. Регуляторы имеют устройство, позволяющее изменять число оборотов во время работы локомотива.

Стационарные локомотивы строятся не только конденсационными, но и теплофикационными. Локомотивы СТ (стационарные теплофикационные) одноцилиндровые с концевым отбором пара при давлении 2—4 *атм*. Локомотивы СТК (стационарные теплофикационно-конденсационные) имеют промежуточный отбор пара при том же давлении.

У локомотивов П-25 цилиндр 1 (рис. 87) отлит заодно с золотниковой коробкой 6 и имеет сменяемую втулку 2. При впуске пар, войдя в золотниковую втулку, по каналам 4 и 10 поступает в цилиндр. Выпуск пара происходит по тем же каналам, но с наружной стороны золотника 7 и отводится в паровыпускную трубу 8 через полости 5 и 9.

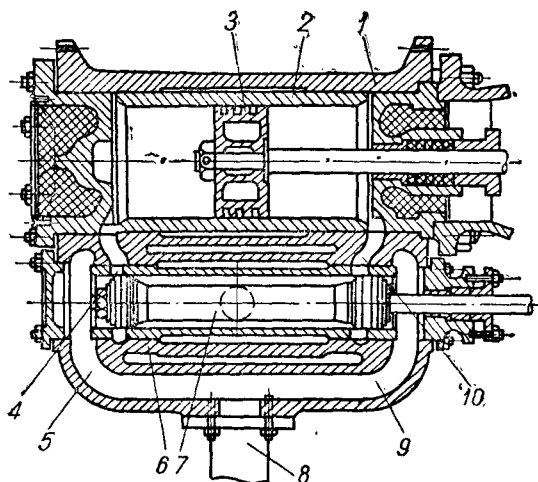


Рис. 87. Цилиндр локомотива П-25.

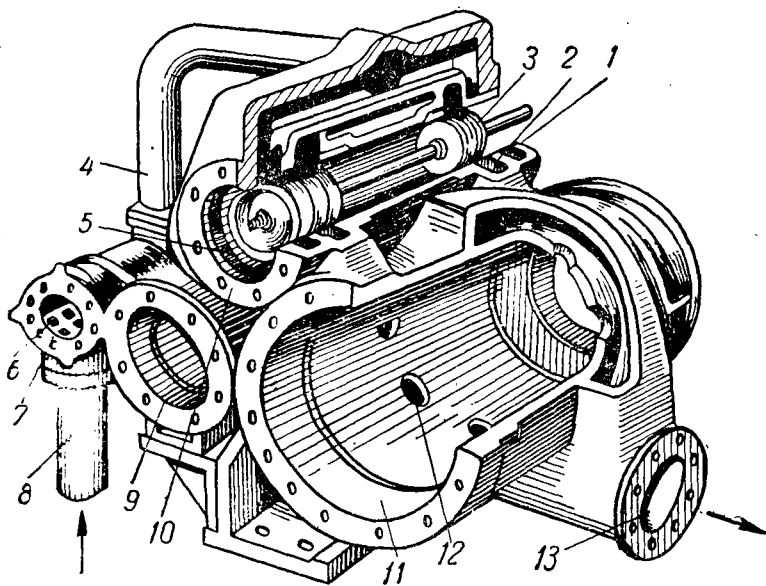


Рис. 88. Цилиндровый блок локомотивов СК Людиновского завода.

У локомотивов марок СК и СТК цилиндры высокого и низкого давления представляют собой отдельные отливки, собранные на болтах (рис. 88). Впуск в ц. в. д. 9 происходит по трубам 8 через окна 6 золотниковой коробки 7. Выпуск из ц. в. д. производится внутренней кромкой золотника в среднюю

уменьшению теплоперепада, снижает к. п. д. турбины и допустим только в том случае, когда низкая стоимость турбины имеет основное значение.

Применение промежуточного отбора пара повышает предельную мощность турбины, так как в этом случае через последние ступени пропускается меньшее количество и объем пара.

В турбинах, изготавливаемых нашими заводами, применяется однопоточная конструкция даже при мощности 50 000 квт. Для этого окружная скорость на последних лопатках доведена до 314 м/сек и применен пар высокого давления и высокой температуры ($p_0 = 90 \text{ атм}$; $t_0 = 480^\circ \text{C}$).

ГЛАВА XIV

ТЕПЛОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ

§ 65. ПОТЕРИ В ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ

В паровой турбине, как и во всяком тепловом двигателе, не все подведенное к ней тепло превращается в механическую работу, а часть этого тепла отводится в охладитель с отработавшим паром. Потери тепла с отработавшим паром свойственны и образцовому двигателю, т. е. двигателю, работающему при адиабатическом расширении рабочего тела.

Для расчета всей турбины и отдельных ее частей необходимо знать действительное изменение состояния пара в турбине, которое обусловлено отклонением действительного процесса от образцового, происходящим вследствие наличия дополнительных потерь, не учитываемых в образцовом процессе.

К таким дополнительным тепловым потерям относятся: потери в трубопроводах и регулирующих устройствах — входные потери; в соплах и на направляющих лопатках; на рабочих лопатках; на трение дисков о пар и вентиляционные; через внутренние зазоры; от влажности пара; с выходной скоростью; в выхлопном патрубке; от утечек через концевые уплотнения; на лучеиспускание.

Две последние потери имеют ту особенность, что тепловая энергия пара вследствие этих потерь теряется в окружающую среду, тогда как во всех предыдущих случаях теплота, не превращенная в механическую работу, оставалась в паре и вызывала повышение теплосодержания отработавшего пара. Поэтому последние две потери иногда называют внешними тепловыми потерями, или потерями в окружающую среду, а все остальные — внутренними.

Рассмотрим в отдельности причины, вызывающие все указанные выше потери, и способы определения величины этих потерь.

§ 66. ПОТЕРИ В ТРУБОПРОВОДАХ, РЕГУЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВАХ, В СОПЛАХ И НА НАПРАВЛЯЮЩИХ ЛОПАТКАХ

При вступлении пара в турбину он проходит по внутренним паропроводам через органы регулирования, что вызывает мятые пара и потерю части давления.

На i s диаграмме мятые пара (процесс при $i = \text{const}$) выражается горизонтальной прямой $A_0 A'_0$ (рис. 116). Мятые пара вызывает уменьшение располагаемого теплоперепада в турбине с H_0 до H_t , т. е. потерю теплоперепада $\Delta H_1 = H_0 - H_t$.

Потери давления от мятые пара определяют по эмпирической формуле:

$$\Delta p_0 = (0,03 \div 0,05) p_0,$$

т. е.

$$p'_0 = (0,95 \div 0,97) p_0. \quad (66,1)$$

Потери в соплах и на направляющих лопатках, рассмотренные в § 52, определяются по уравнениям (52,7) и (52,8).

Таблица 13

Основные данные о локомотивах СК, СТК, СТ

Показатели	Единицы измерения	Марки локомотивов								
		СК-125	СК-175	СК-250	СК-350	СК-500	СК-700	СТК-350	СТ-250	СТ-350
Мощность локомотива:										
а) номинальная	эфф. л. с.	100	140	200	280	400	560	280	200	280
б) максимально-продолжительная	»	125	175	250	350	500	700	350	250	350
в) максимально-кратковременная	»	150	210	300	420	600	840	420	300	420
Число об/мин при максимальной длительной нагрузке	об/мин	280	250	187	187	187	187	187	250	250
Маховики:										
а) число	шт.	2	2	2	2	2	2	2	2	2
б) диаметр	мм	1700	2000	2250	2400	2600	3000	2400	2000	2000
в) ширина	»	230	280	350	450	500	640	450	320	380
Степень неравномерности хода	—	$\frac{1}{160}$	$\frac{1}{160}$	$\frac{1}{160}$	$\frac{1}{180}$	$\frac{1}{180}$	$\frac{1}{180}$	$\frac{1}{160}$	$\frac{1}{160}$	$\frac{1}{160}$
Расход на эфф. л. с. час:										
а) условного топлива $Q_H^p = 7000$ ккал/кг	$\frac{кг}{эфф. л. с. час}$	0,76	0,75	0,75	0,74	0,74	0,74	0,75	1,12	1,00
б) пара при максимальной длительной мощности	»	5,50	5,25	5,25	5,25	4,80	4,80	5,25	8,00	7,50
Окружная скорость маховика:										
а) нормального	м/сек	25,0	26,2	22,0	23,5	25,5	25,8	23,5	26,2	26,2
б) утяжеленного	»	25,5	27,5	24,5	26,5	—	—	26,5	27,5	27,5
Диаметр цилиндров:										
а) ц. в. д.	мм	190	220	280	320	360	430	320	320	370
б) ц. н. д.	»	370	430	560	640	720	860	640	—	—
Ход поршня	»	360	410	470	520	560	620	520	480	510
Вес локомотива:										
а) в рабочем состоянии	т	16,8	22,3	32,5	45,0	65,0	78,5	45,0	33,5	45,0
б) холодного	»	15,0	20,0	30,0	41,5	60,0	72,5	41,5	30,0	41,5

§ 67. ПОТЕРИ НА РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ

Потери на рабочих лопатках зависят от многих причин. Общая потеря энергии на лопатках определяется скоростным коэффициентом ψ , учитывающим все причины, вызывающие потери. Главнейшие причины, вызывающие потери на лопатках, следующие.

1. Потери от удара при вступлении пара на лопатку. Пар при входе в каналы между рабочими лопатками встречает на своем пути кромки лопаток, ударяясь о которые теряет часть своей энергии. Эту потерю можно уменьшить, заострив кромку и сделав ее возможно тоньше, но по условиям прочности нельзя допускать слишком тонких кромок. При вступлении на лопатку может возникнуть также удар о спинку лопатки, если угол лопатки β_n меньше угла β_1 относительной скорости ω_1 . Удар о спинку предотвращают путем увеличения угла лопатки β_n на несколько градусов сравнительно с углом β_1 .

2. Потери от вихревых движений частиц пара обуславливаются, главным образом, криволинейностью канала. Вихри прежде всего возникают в зазоре между направляющим аппаратом и рабочими лопатками и зависят от ширины зазора. При постоянной толщине лопаток канал в средней части имеет наибольшее сечение, в котором возникают вихри. При профильных лопатках канал выполняют постоянного сечения, уменьшая этим вихреобразование. Потери от вихрей увеличиваются при парциальном подводе пара. На величину потерь от вихревых движений оказывает влияние также толщина струи, а следовательно, и величина шага между лопатками. При малом шаге поверхность трения велика по сравнению с сечением канала, а при слишком большом шаге направление струи и ее поворот ухудшаются. Наименьшие потери получаются обычно тогда, когда толщина струи равна половине среднего радиуса кривизны лопатки и, следовательно, наивыгоднейший шаг лопатки

$$t = \frac{r}{2 \sin \beta}, \quad (67,1)$$

где r — средний радиус кривизны, а $\beta = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$.

3. Потери от подсоса пара через зазор (рис. 129). Между направляющим аппаратом турбины и венцом рабочих лопаток всегда имеется некоторый радиальный зазор, через который возможна утечка части пара и перетекание его в следующую ступень по стрелке b . Чтобы уменьшить эту потерю, высоту рабочих лопаток l_2 делают несколько больше выходной высоты сопел l_1 . Это приводит к тому, что струя не заполняет целиком входное сечение канала между лопатками и в нем остаются пространства, не целиком заполненные паром. В эти пространства засасывается пар из окружающего колеса пространства (по стрелкам a). Величина потери от подсоса зависит от количества протекающего пара, от величины отношения $\frac{l_2 - l_1}{l_1}$ и ширины осевого зазора δ .

4. Потери от трения струи пара о поверхности лопаток и частиц пара между собой тоже вызывают некоторую затрату энергии на преодоление этого трения. Величина этих потерь зависит, главным образом, от длины пути, проходимого паром, и, следовательно, от ширины лопатки, которая все же не должна быть слишком малой в целях придания лопатке соответствующей кривизны и достаточной прочности. Эти потери сравнительно невелики.

5. Потери от поворота струи объясняются тем, что при движении пара по криволинейному каналу его частицы проходят пути неодинаковой длины. Эта потеря тем больше, чем меньше радиус кривизны лопаток и зависит от угла поворота $\gamma = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ (рис. 130). При уменьшении углов β_1 и β_2 такая потеря делается значительной и становится наибольшей из всех других потерь на рабочих лопатках.

Показатели	Единицы измерения	Марки локомотивов								
		СК-125	СК-175	СК-250	СК-350	СК-500	СК-700	СТК-350	СТ-250	СТ-350
Вес маховика:										
а) нормального	кг	772	1301	2710	2772	3885	5648	2772	1250	1861
б) утяжеленного	»	807	1402	2900	3500	5330	—	3500	1467	2193
Передача к генератору	—	Р е м е н н а я				Ж е с т к а я и л и р е м е н н а я	Ж е с т к а я	Р е м е н н а я		
Габаритная длина локомотива . .	мм	7320	8140	8710	9290	10534	11310	9290	9653	10668
Габаритная ширина локомотива . .	»	2940	3670	4290	4910	5535	5790	4910	4017	4705
Габаритная высота локомотива . .	»	2880	3090	3445	3775	4215	4770	3775	3570	3965

Примечания. 1. Все локомотивы, указанные в данной таблице, имеют давление в котле 15 *ати* при температуре $320^{\circ} \div 350^{\circ} \text{C}$.

2. Давление в конденсаторе для всех локомотивов, кроме СТ, имеющих концевой отбор пара, равно 0,12 *ати*.

3. Локомотивы СТК-350 имеют промежуточный отбор пара 1,5 \div 3,0 *ати*.

Таблица 14

Основные данные о передвижных локомотивах Людинового и Херсонского заводов

Показатели	Марки локомотивов					
	П-25	П-38	П-75	4ЛП-20	ЛП-38	ЛП-75
Номинальная мощность (в <i>эфф. л. с.</i>)	20	30,5	60	20	30	60
Максимально продолжительная мощность (в <i>эфф. л. с.</i>) . . .	25	38	75	25	37,5	75
Кратковременная мощность (в <i>эфф. л. с.</i>)	30	46	90	30	45	90
Число оборотов в минуту . . .	300	300	280	300	350	350
Степень неравномерности . . .	1/50	1/100	1/100	1/60	1/100	1/120
Расход условного топлива (в <i>кг/эфф. л. с. час</i>)	1,40	1,30	1,24	1,30	1,25	1,20
Расход пара (в <i>кг/эфф. л. с. час.</i>)	10,0	9,50	8,50	9,40	8,50	8,20
Давление пара в котле (в <i>ати</i>)	12	12	12	13	13	13
Температура перегрева (в град.)	300	300	300	300	300	300
Вес локомотива брутто (в <i>т</i>) .	4,10	5,50	7,65	3,20	3,60	5,80
Диаметр шкива для передачи к генератору (в <i>мм</i>)	—	360	600/450	—	360	600/450

Примечание. В настоящее время взамен локомотивов 4ЛП-20 и ЛП-38 разработаны усовершенствованные типы ПУ-25 и ПУ-38.

С увеличением относительной скорости пара потери на рабочих лопатках увеличиваются и, в целом, определяются по скоростному коэффициенту ψ .

Величину коэффициента ψ при расчетах берут по графику (рис. 130), в зависимости от суммы $\beta_1 + \beta_2$. Этот график составлен для $\omega = 500$ м/сек. При

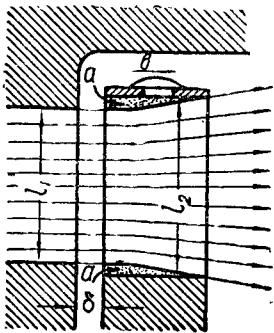


Рис. 129. Потери от подсоса пара через зазор.

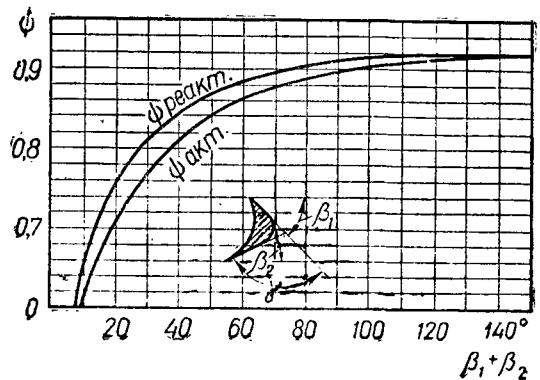


Рис. 130. Скоростной коэффициент лопаток в зависимости от угла поворота.

иных значениях ω величина коэффициента ψ определяется как произведение ψ' на поправочный коэффициент k , определяемый по графику (рис. 131), т. е. $\psi = k\psi'$. Зная скоростной коэффициент лопатки и относительную скорость входа на лопатку аугивной ступени, определяют относительную скорость выхода пара как $\omega_2 = \psi\omega_1$.

Потеря энергии на лопатке в тепловых единицах будет:

$$h_{л} = \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{8380} = \frac{\omega_1^2 - \psi^2 \omega_1^2}{8380} = \frac{\omega_1^2}{8380} (1 - \psi^2) = \frac{\omega_1^2}{8380} \zeta_{л}, \quad (67,2)$$

где $\zeta_{л} = 1 - \psi^2$ — коэффициент потерь на лопатке.

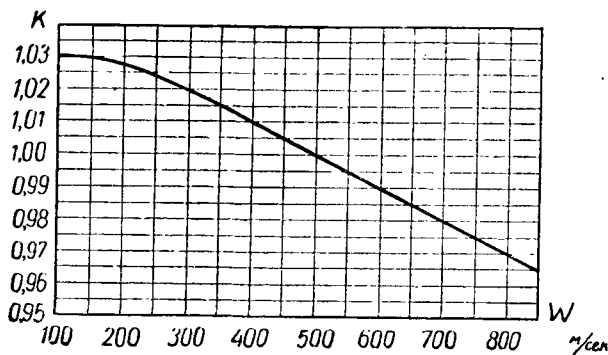


Рис. 131. Поправочный коэффициент k .

Для турбин с некоторой степенью реактивности относительную скорость выхода можно определить, как скорость истечения из сопла, с учетом входной скорости, заменяя скоростной коэффициент сопла скоростным коэффициентом реактивной лопатки $\psi_1 = (0,94 \div 0,96)$. При степени реактивности ρ теплотеряда на рабочей лопатке будет $h_{12} = \rho h_t$ и тогда аналогично уравнению (50,3):

$$\omega_2 = 91,5 \psi_1 \sqrt{\rho h_t + \frac{(\psi \omega_1)^2}{8380}}. \quad (67,3)$$

§ 68. ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ ДИСКОВ О ПАР, ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ И ОТ УТЕЧЕК ПАРА

При вращении частей ротора в паре они увлекают прилежащие к ним частицы пара и создают им ускорение. Так как скорость этих частиц пара остается все же меньше скорости вращающихся частей ротора, то в результате этого между частицами пара и ротором возникает трение. Механическая работа, затрачиваемая на трение и создание ускорений, превращается в тепло, благодаря чему теплосодержание пара увеличивается.

В первых ступенях турбины, где имеется парциальный подвод пара, движущиеся лопатки захватывают пар из сегмента, не занятого соплами, и перекачивают его с одной стороны диска на другую, действуя как вентилятор, на что тоже затрачивается механическая работа. Величина этих двух потерь зависит от состояния и величины трущейся поверхности, т. е. от диаметра колеса d , его скорости u , состояния пара, степени парциальности ϵ , высоты лопаток l и удельного веса пара γ .

Величину потерь от трения и вентиляции определяют по эмпирической формуле:

$$N_{\text{тв}} = \lambda[A + (1 - \epsilon)B] \gamma \text{ квт}, \quad (68,1)$$

где

$$A = 1,07d^2u^3 \cdot 10^{-6}; \quad B = 0,61dl^{1,5}u^3 \cdot 10^{-6}. \quad (68,2)$$

При этом:

d — диаметр диска (в м),

l — длина лопатки (в см),

u — окружная скорость лопатки (в м/сек),

γ — удельный вес пара (в кг/м³),

ϵ — степень парциальности.

Значения коэффициентов A и B для данных диаметров d , чисел оборотов n и длин лопаток l вычисляются заранее и приводятся в справочниках в виде таблиц или графиков. Коэффициент λ принимают для воздуха и высокоперегретого пара 1,0; для перегретого пара 1,1 ÷ 1,2, для насыщенного пара 1,3. Для многорядных дисков в уравнение (68,2) вместо l подставляется средняя высота лопаток, а коэффициент B умножают на число ступеней скорости. В этом случае пользуются и более простой формулой:

$$N_{\text{тв}} = \beta 10^{-10} d^4 n^3 l \gamma, \quad (68,3)$$

где n — число оборотов в минуту, а коэффициент β принимают равным 1,76 для одновенечных дисков, 2,06 — для двухвенечных и 2,8 — для трехвенечных.

В тепловых единицах потери на трение и вентиляцию будут:

$$h_{\text{тв}} = \frac{102N_{\text{тв}}}{427G} = 0,239 \frac{N_{\text{тв}}}{G} \text{ ккал/кг}. \quad (68,4)$$

Потери на трение и вентиляцию получаются значительными для многорядных дисков скорости с парциальным подводом пара. В реактивных турбинах, имеющих барабанные роторы, потери на трение и вентиляцию очень малы и при расчетах ими обычно пренебрегают.

Потери через внутренние зазоры не одинаковы в активных и реактивных турбинах. В активных турбинах через неподвижные диафрагмы пропущен вращающийся вал, и между диафрагмами и валом образуются зазоры, через которые благодаря разности давлений происходит утечка части пара, не проходящего через направляющий аппарат и не выполняющего поэтому работы на данной ступени. В результате этого теплосодержание выходящего из ступени пара повышается.

Чтобы уменьшить перетекание пара через внутренние зазоры, на диафрагме в месте прохода вала делаются специальные лабиринтовые уплотнения.

Принцип действия лабиринтовых уплотнений (рис. 132) заключается

часть золотниковой коробки, и по ресиверу 4 пар переходит в золотниковую коробку ц. н. д. 10. Парораспределение ц. н. д. осуществляется золотником 3. Ц. н. д. 11 — полупрямоточный, выпуск в него производится через окна 2, а выпуск как через средние окна 12, открываемые поршнем, так и через окна 2 после того, как при обратном ходе поршень закроет окна 12. Отработавший пар из золотниковой коробки ц. н. д. через каналы 1 и 5 поступает в паровую пусковую трубу 13 и выходит в конденсатор.

Для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду у цилиндров локомотивов применялись паровые рубашки, но с переходом на работу перегретым паром от паровых рубашек отказались, и их с успехом заменяет хорошая асбестовая изоляция с железной обшивкой. Таковы цилиндры локомотивов П-25, П-38, всех марок ЛМ, СК, СТ и СТК. У локомотивов П-1 и П-3 паровая рубашка имеется только по концам цилиндра для обогрева его крышек.

Основные данные о локомотивах отечественных заводов приведены в табл. 13 и 14.

§ 47. ОБЗОР ВЫПОЛНЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПАРОВЫХ МАШИН

Стационарные паровые машины средних и повышенных мощностей в настоящее время чаще всего строятся горизонтальными, двукратного расширения, преимущественно типа тандем и несколько реже компаунд. Вертикальные многоцилиндровые машины строятся сравнительно редко—при необходимости иметь значительную мощность при большом числе оборотов.

Для небольших мощностей чаще всего применяются одноцилиндровые машины: горизонтальные—при небольшом числе оборотов и вертикальные быстроходные.

Ниже приведены наиболее характерные типы современных стационарных паровых машин.

На рис. 89 представлена горизонтальная машина тандем, мощностью 500 эф. л. с. при 180 об/мин, работающая перегретым паром, при начальном давлении 13 *ати* и с выпуском в конденсатор. Машина укороченного типа и занимает сравнительно небольшую площадь в машинном зале.

На рис. 90 изображена горизонтальная машина компаунд (разрез по ц. в. д.) с расцепным клапаным парораспределением и выпуском отработавшего пара в конденсатор. Маховик расположен между цилиндрами.

Одноцилиндровая горизонтальная машина изображена на рис. 91. Мощность машины 250 эф. л. с. Машина работает перегретым паром с выпуском в конденсатор. Пар подводится в цилиндр машины через крышки, обогревая их.

Одноцилиндровая вертикальная паровая машина представлена на рис. 92. Машина работает перегретым паром при давлении 10 *ати* с выпуском в атмосферу. Рама и колонны машины образуют цельную отливку. Вал коленчатый с минимальным расстоянием между подшипниками. Парораспределение — цилиндрическим золотником. Мощность машины 30 эф. л. с. при 300 об/мин.

Прямоточная паровая машина мощностью 200 эф. л. с. представлена на рис. 93. Машина работает насыщенным паром с выпуском в конденсатор.

Судовая машина тройного расширения (рис. 94 и 95) работает перегретым паром с давлением 14 *ати*. Машины такого типа строятся мощностью от 500 до 1800 эф. л. с. при 110—180 об/мин. Машины занимают сравнительно небольшую площадь, но имеют большую высоту—от 4,2 до 7 м. Регулирование мощности и реверсирование производится двухэксцентриквой кулисой.

На рис. 96 представлена небольшая машина с вильчатой рамой и цилиндром на весу. Машина работает перегретым паром с давлением 11 *ати* и выпуском в атмосферу. Парораспределение — цилиндрическим золотником. Мощность машины 35 эф. л. с. при 220 об/мин.

На рис. 97 изображена машина тандем с промежуточным отбором пара и клапанным расцепным парораспределением, а на рис. 98 — одноцилин-

в следующем. Отверстие в диафрагме 2 имеет кольцевые гребенчатые выступы *A, B, C, D, E, F*, которые почти касаются ступиц дисков 1 и 3. Пар, проходя из области более высокого давления p_1 в область более низкого p' через узкую щель, понижает давление и выходит с повышенной скоростью (щель играет роль сопла). Попадая за щелью в камеру *B* относительно большого объема, пар теряет приобретенную скорость. Такие явления происходят последовательно во всех щелях и камерах лабиринта и, в конечном результате, давление пара понижается до давления p_2 в области низкого давления, в результате чего утечка получается минимальной.

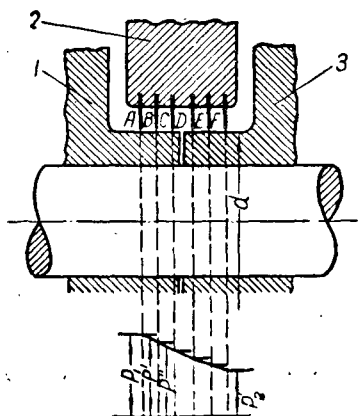


Рис. 132. Принцип действия лабиринтового уплотнения.

При расчете утечек пара через лабиринтовое уплотнение, имеющее z камер, надо в первую очередь выяснить, превышает ли скорость пара, выходящего из последнего лабиринта, критическую. Для этого находят критическое давление пара в последнем лабиринте по уравнению:

$$p_{\text{кр}} = \frac{0,85 p_1}{\sqrt{z + 1,5}} \text{ кг/см}^2. \quad (68,5)$$

Если полученное значение $p_{\text{кр}}$ меньше, чем давление после лабиринта p_2 , то количество пара, протекающего через все уплотнение, определяется по формуле:

$$G_{\text{ут}} = 100 f_s \sqrt{\frac{g(p_1^2 - p_2^2)}{z p_1 v_1}} \text{ кг/сек.} \quad (68,6)$$

Если в последнем лабиринте получается критическая скорость, т. е. $p_{\text{кр}} > p_2$, то расход пара через уплотнение определяется по формуле:

$$G_{\text{ут}} = 100 f_s \sqrt{\frac{g}{z + 1,5}} \cdot \frac{p_1}{v_1} \text{ кг/сек.} \quad (68,7)$$

В формулах (68,6) и (68,7):

- f_s — площадь зазора (в м^2),
- p_1 и p_2 — давления перед и за уплотнением (в ата),
- v_1 — удельный объем пара при давлении p_1 (в $\text{м}^3/\text{кг}$),
- z — число лабиринтов.

Пример 18. Определить утечку пара через лабиринтовое уплотнение диафрагмы, если перед диафрагмой давление $p_1 = 12 \text{ ата}$; $t_1 = 280^\circ \text{С}$; за диафрагмой $p_2 = 4 \text{ ата}$. Число лабиринтов $z=6$. Диаметр ступицы диска $d=400 \text{ мм}$. Зазор в уплотнении $s=0,25 \text{ мм}$. По таблицам водяного пара $v_1 = 0,2095 \text{ м}^3/\text{кг}$. Давление пара в шестом лабиринте:

$$p_{\text{кр}} = \frac{0,85 \times 12}{\sqrt{6 + 1,5}} = 3,7 \text{ ата.}$$

Так как $p_{\text{кр}} < p_2$, то утечку пара определим по формуле (68,6):

$$G_{\text{ут}} = 100 \times 0,00032 \sqrt{\frac{9,81(12^2 - 4^2)}{8 \times 12 \times 0,2095}} = 0,281 \text{ кг/сек.}$$

где площадь щели:

$$f_s = \pi d s = 3,14 \times 0,4 \times 0,00025 = 0,00031 \text{ м}^2.$$

В реактивных турбинах с барабанным ротором направляющие лопатки закрепляются в корпусе цилиндра, а рабочие — на барабане и между направляющими лопатками и барабаном, с одной стороны, и между рабочими лопатками и корпусом, с другой, образуются кольцевые зазоры. Величина этих зазоров должна быть минимальной и выбирается так, чтобы при работе тур-

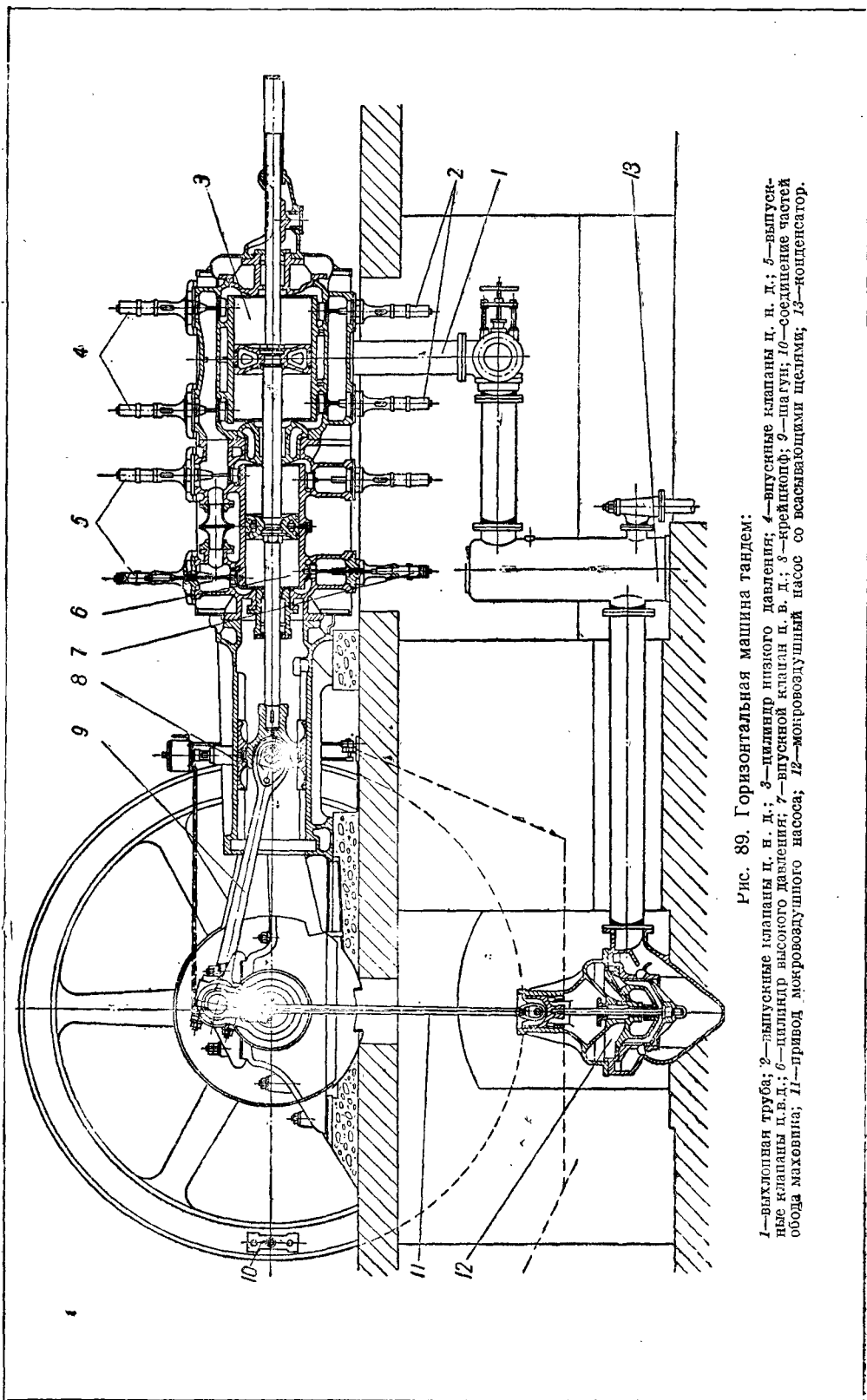


Рис. 89. Горизонтальная машина тандем:

1—выхлопная труба; 2—выпускные клапаны н. д.; 3—цилиндр низкого давления; 4—выпускные клапаны п. д.; 5—выпускные клапаны в.д.; 6—цилиндр высокого давления; 7—впускной клапан п. д.; 8—шатуны; 9—шарнир; 10—соединение частей обода маховика; 11—привод микровоздушного насоса; 12—микровоздушный насос со всасывающими щелями; 13—конденсатор.

бины не происходило задевания подвижных и неподвижных частей друг о друга. Количество пара, протекающего через зазоры, в этом случае определяют по формуле:

$$G_{\text{ут}} = 200 f_s \frac{\varphi c_{1t}}{v_1} \text{ кг/сек}, \quad (68,8)$$

где: f_s — площадь кольцевого зазора (в м^2),

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_2} \text{ м/сек},$$

v_1 — удельный объем пара перед зазором (в $\text{м}^3/\text{кг}$),

φ — скоростной коэффициент, принимаемый от 0,6 до 0,8.

Потери от утечки в тепловых единицах определяются по уравнению:

$$h_{\text{ут}} = \frac{G_{\text{ут}}}{G} (i_0 - i_2) \text{ ккал/кг}, \quad (68,9)$$

где: G — секундный расход пара на турбину (в кг/сек),

i_0 — теплосодержание пара перед зазором (в ккал/кг),

i_2 — теплосодержание пара за зазором (в ккал/кг).

§ 69. ПОТЕРИ ОТ ВЛАЖНОСТИ ПАРА, С ВЫХОДНОЙ СКОРОСТЬЮ И В ВЫХЛОПНОМ ПАТРУБКЕ

В турбинах с выпуском в конденсатор последние ступени работают во влажном паре, в результате чего возникают потери, вызываемые действием содержащихся в паре частиц воды. В момент превращения сухого насыщенного пара во влажный эти частицы движутся с той же скоростью, что и пар, но затем частицы воды замедляют свое движение, и между паром и частицами воды возникают удары и трение. Работа, затрачиваемая на трение и удары, превращается в тепло, и теплосодержание пара увеличивается.

Потери от влажности определяются по уравнению:

$$h_{\text{вл}} = (1 - x) h_t, \quad (69,1)$$

где: h_t — использованный на ступени перепад тепла,

x — средняя степень сухости пара на ступени.

Опытами установлено, что к. п. д. ступени, работающей влажным паром, равен произведению к. п. д. ступени, работающей в тех же условиях, но в сухом паре, на среднюю сухость пара

$$\eta_{\text{вл}} = \eta_{\text{сух}} x. \quad (69,2)$$

Потери с выходной скоростью возникают в результате того, что выходящий с рабочих лопаток пар имеет скорость $c_2 > 0$, и, следовательно, уносит с собою кинетическую энергию, которая на данной ступени не может быть использована. Эта энергия в механических единицах будет:

$$L_{\text{в}} = \frac{c_2^2}{2g} \text{ кгм/кг}, \quad (69,3)$$

а в тепловых:

$$h_{\text{в}} = A \frac{c_2^2}{2g} = \frac{c_2^2}{8380} \text{ ккал/кг}. \quad (69,4)$$

В многоступенчатых турбинах кинетическая энергия пара, отработавшего в данной ступени, может быть в той или иной мере использована в соплах последующей ступени, если сопловой аппарат этой ступени соответствующим образом расположен. При большом зазоре между рабочими лопатками предыдущей ступени и соплами последующей энергия выходной скорости может

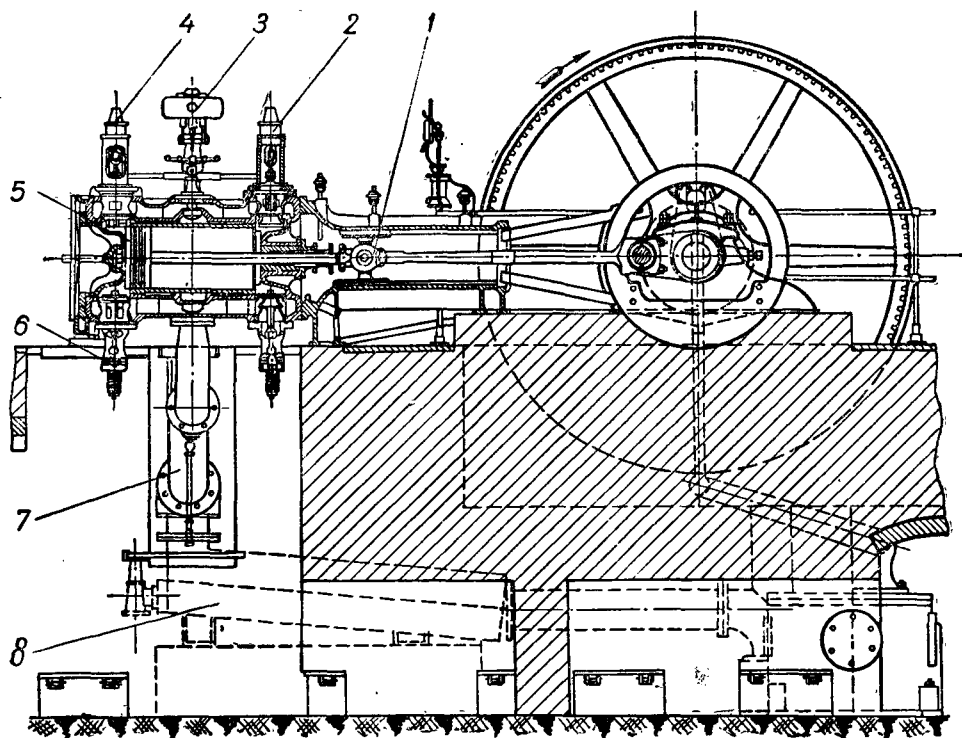


Рис. 90. Горизонтальная машина компаунд:

1—крейцкоф; 2 и 4—впускные клапаны; 3—плоский пружинный регулятор; 5—поршень; 6—выпускной клапан; 7—выхлопная труба; 8—конденсатор.

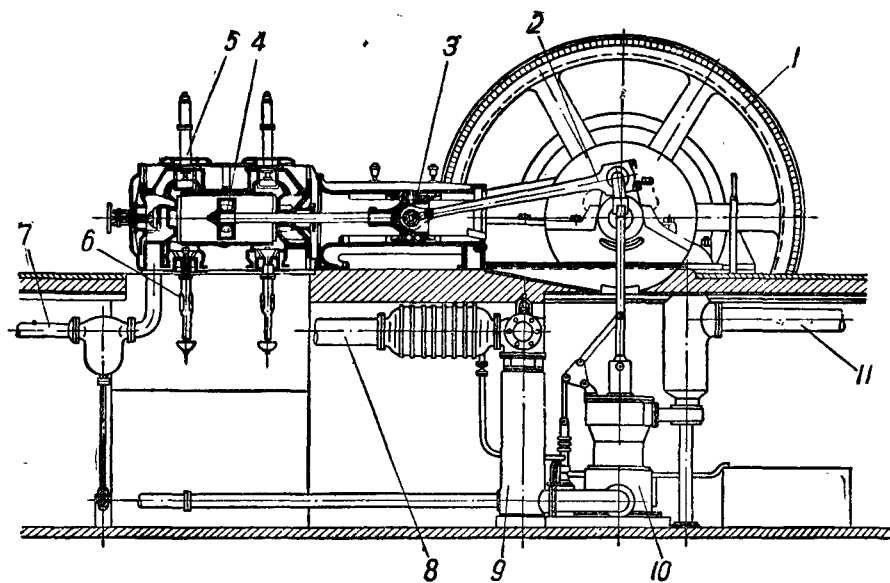


Рис. 91. Одноцилиндровая горизонтальная машина:

1—маховик; 2—шатун; 3—крейцкоф; 4—поршень; 5—впускной клапан; 6—выпускной клапан; 7—впуск свежего пара; 8—выхлопная труба; 9—конденсатор; 10—мокроевдушный насос; 11—выход воды.

быть полностью потеряна, например, за регулирующим диском скорости, на ступах ротора, в ступенях перед камерами, из которых производится промежуточный отбор пара, и за лопатками последней ступени. Наибольшей величины потери с выходной скоростью достигают у мощных конденсационных турбин, работающих с большим разрежением в конденсаторе (глубокий вакуум), в последних ступенях которых допускают высокие скорости, чтобы не устанавливать слишком длинных лопаток. Эти потери обычно составляют 2—4% от располагаемого теплоперепада, а в турбинах большой мощности могут иногда доходить до 5—6%.

Потери в выхлопном патрубке зависят от скорости пара в патрубке. Эти потери достигают заметной величины только у конденсационных турбин, у которых скорость отработавшего пара в выхлопном патрубке достигает 100—150 м/сек и более. В турбинах с концевым отбором пара (с противодавлением) скорость отработавшего пара не превышает 30—40 м/сек, и потерями в выхлопном патрубке можно пренебречь. Потеря давления в выхлопном патрубке определяется по эмпирической формуле:

$$\Delta p = p_2 - p_{2в} = \lambda \left(\frac{c_{п}}{100} \right)^2 p_{2в}, \quad (69,5)$$

где: p_2 — давление пара за лопатками последней ступени (в ата),
 $p_{2в}$ — давление пара в выхлопном патрубке (в ата),
 $c_{п}$ — скорость пара в выхлопном патрубке (в м/сек),
 λ — коэффициент, принимаемый равным 0,1 при $c_{п} \geq 100$ м/сек и от 0,07 до 0,1 при $c_{п} < 100$ м/сек.

По уравнению (69,5) определяется потеря давления и действительное давление за рабочими лопатками p_2 (см. рис. 116, стр. 141).

Все внутренние потери прямо или косвенно ведут к увеличению теплосодержания отработавшего пара. В некоторых случаях это повышение теплосодержания пара, отработавшего на одной ступени, может быть использовано на следующих. В зависимости от этого, внутренние потери делят на возвратимые и невозвратимые.

К возвратимым потерям надо отнести: потери в соплах и на направляющих лопатках, потери на рабочих лопатках всех ступеней, кроме последней, и отчасти потери от влажности пара.

К невозвратимым потерям относятся потери в выхлопном патрубке и все потери на последней ступени.

§ 70. ПОТЕРИ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

Так как давление в корпусе турбины больше атмосферного, то через концевые уплотнения ее будут происходить утечки пара. При расчете концевых уплотнений приходится определять необходимое для уплотнения количество лабиринтов. При расчете числа лабиринтов задаются величиной допустимых утечек пара через концевой лабиринт и, пользуясь уравнением (68,6), по заданному перепаду давлений определяют число лабиринтов z . Произведенный расчет необходимо проверить, определив по уравнению (68,5) критическое давление в последнем лабиринте $p_{zкр}$ и сравнив его с давлением p_2 среды, в которую вытекает пар. Если при проверке окажется, что $p_{zкр} < p_2$, то это значит, что уравнение для расчета было выбрано правильно. В противном случае и расчет приходится произвести по уравнению (68,7).

Потери тепла от лучеиспускания корпусом турбины в окружающую среду очень малы, так как пар проходит через турбину с большой скоростью, а поверхность корпуса турбины относительно невелика и всегда хорошо изолируется. Поэтому обычно эти потери не учитываются.

Работа, затрачиваемая на преодоление трения в подшипниках, на привод регулятора и масляного насоса, редуктора и конденсационных насосов, если они приводятся от вала турбины, является работой сопротивлений в самой

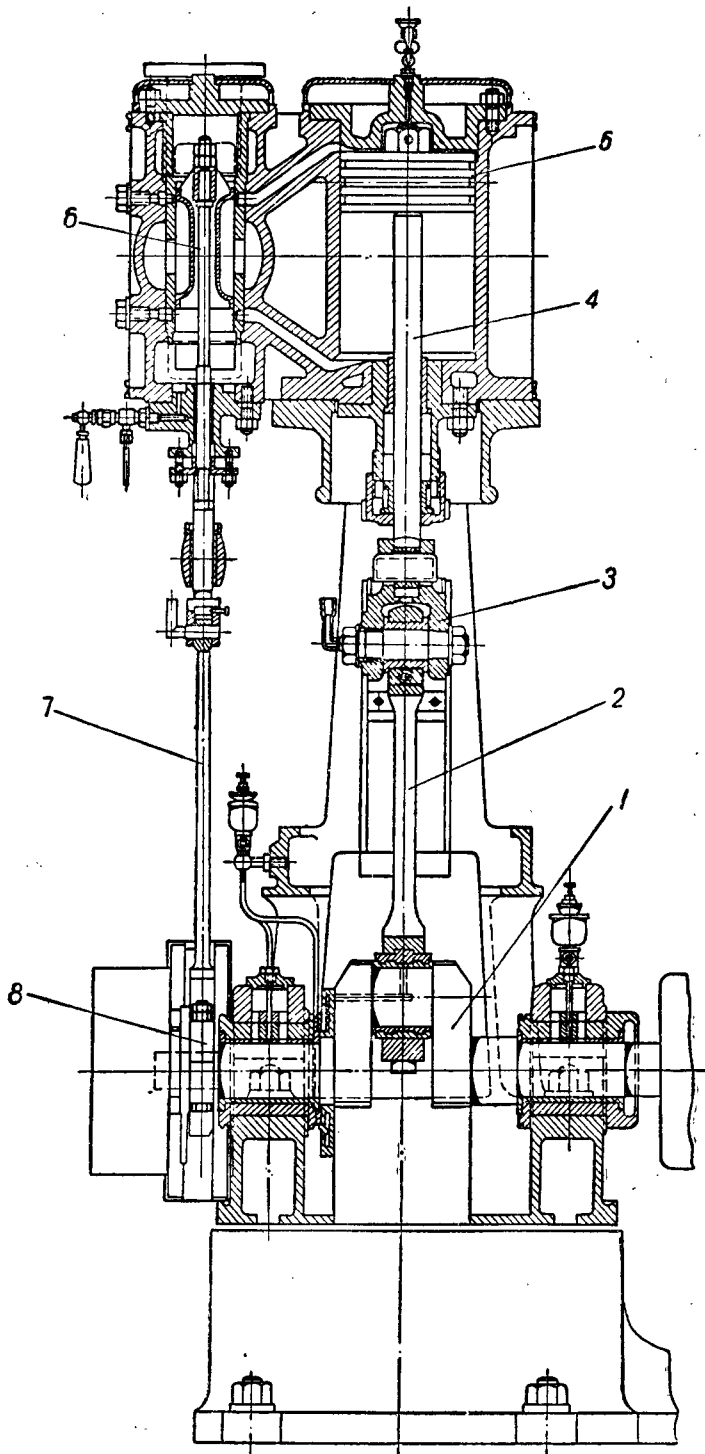


Рис. 92. Одноцилиндровая вертикальная машина:
 1—коленчатый вал; 2—шатун; 3—крейпофф; 4—шток поршня; 5—поршень; 6—цилиндрический золотник; 7—эксцентриковая тяга; 8—эксцентрик.

турбине и поэтому должна быть вычтена из работы, производимой паром в турбине. Обычно для того чтобы охарактеризовать работу самой турбины, затрату энергии в редукторе и на привод конденсационных насосов рассматривают отдельно. Сумма механических потерь учитывается опытным путем. При ориентировочных расчетах мощность, затраченную на преодоление механических потерь, можно определять по формуле:

$$N_{мп} = 0,4\sqrt[3]{N_e}. \quad (70,1)$$

Конденсационные насосы потребляют от 1 до 10% мощности турбины, в зависимости от системы охлаждения конденсаторов. Относительная (в процентах от общей мощности) потеря мощности на привод насосов у мощных турбин меньше, чем у турбин малой мощности.

Задания для самостоятельного выполнения

1. Определить потери давления в подводящем трубопроводе и регулирующих устройствах паровой турбины, если к турбине подводится пар давлением 30 *атм*. *Отв.*: $\Delta p \approx 1 \text{ атм}$.

2. Пользуясь графиком рис. 130, определить относительную скорость выхода пара из каналов между лопатками активной ступени давления и потерю энергии на рабочих лопатках этой ступени, если $\omega_1 = 460 \text{ м/сек}$, $\beta_1 = 23^\circ 40'$; $\beta_2 = 21^\circ 20'$. *Отв.*: $\omega_2 = 400 \text{ м/сек}$; $h_d = 10,2 \text{ ккал/кг}$.

3. Определить относительную скорость выхода пара из каналов реактивных лопаток, если степень реактивности лопатки $\rho = 0,4$. Теплоперепад на ступени $h_t = 16,5 \text{ ккал/кг}$. Относительная скорость входа пара на рабочие лопатки $\omega_1 = 120 \text{ м/сек}$. *Отв.*: $\omega_2 = 326 \text{ м/сек}$.

4. Определить потери на трение и вентиляцию одноступенчатой активной турбины, диск которой диаметром $d = 225 \text{ мм}$ делает $n = 20\,000$ оборотов в минуту. Высота лопаток $l = 13 \text{ мм}$. Удельный вес перегретого пара $\gamma = 0,759 \text{ кг/м}^3$ и степень парциальности $\epsilon = 0,182$. *Отв.*: $\Lambda_{тв} = 5,25 \text{ квт}$.

5. Определить необходимое число лабиринтов для концевой уплотнения турбины, давление пара перед которым $p_1 = 35 \text{ атм}$. Диаметр лабиринта $d = 150 \text{ мм}$, зазор $s = 0,1 \text{ мм}$. Расход пара турбиной 12 000 *кг/час*. Утечка через уплотнения не должна превышать 1% от расхода пара турбиной. Удельный объем пара перед лабиринтом $v_1 = 0,065 \text{ м}^3/\text{кг}$. Для концевой уплотнения можно принять $p_2 = 1 \text{ атм}$. *Отв.*: $z = 105$.

ГЛАВА XV

РАСХОД ПАРА И К. П. Д. ПАРОВЫХ ТУРБИН

§ 71. КОЭФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Так же, как и в паровой машине, степень совершенства использования тепловой энергии пара в паровой турбине характеризуют относительным внутренним к. п. д. турбины, т. е. отношением тепла, действительно превратившегося в механическую работу H_i , к теплу, которое могло бы превратиться в работу в образцовой турбине $H_0 = i_0 - i_{1t}$, не имеющей других потерь, кроме потери с отработавшим паром и, значит, использующей весь адиабатический теплоперепад.

К. п. д. такой образцовой турбины

$$\eta_{it} = \frac{H_0}{i_0 - i'_2} = \frac{i_0 - i_{1t}}{i_0 - i'_2} \quad (71,1)$$

называют термическим к. п. д. турбины, а относительный внутренний к. п. д. (рис. 116) аналогичен относительному индикаторному к. п. д. паровой машины:

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{i_0 - i_{1t}}{i_0 - i_{1t}} = \frac{L_i}{L_0}, \quad (71,2)$$

дровая машина с концевым отбором пара при давлении 3,5 *ати* и клапанном распределением с качающимися кулаками.

Паровозные паровые машины строятся всегда многоцилиндровыми, чаще всего двухцилиндровыми. С внедрением перегретого пара машины двукратного расширения почти перестали применяться на паровозах и, за редким исключением, все современные паровозы имеют двухцилиндровые машины однократного расширения. Цилиндры машины соединяются друг с другом и образуют так называемый цилиндрический блок, крепящийся к раме паровоза и служащий опорой для котла.

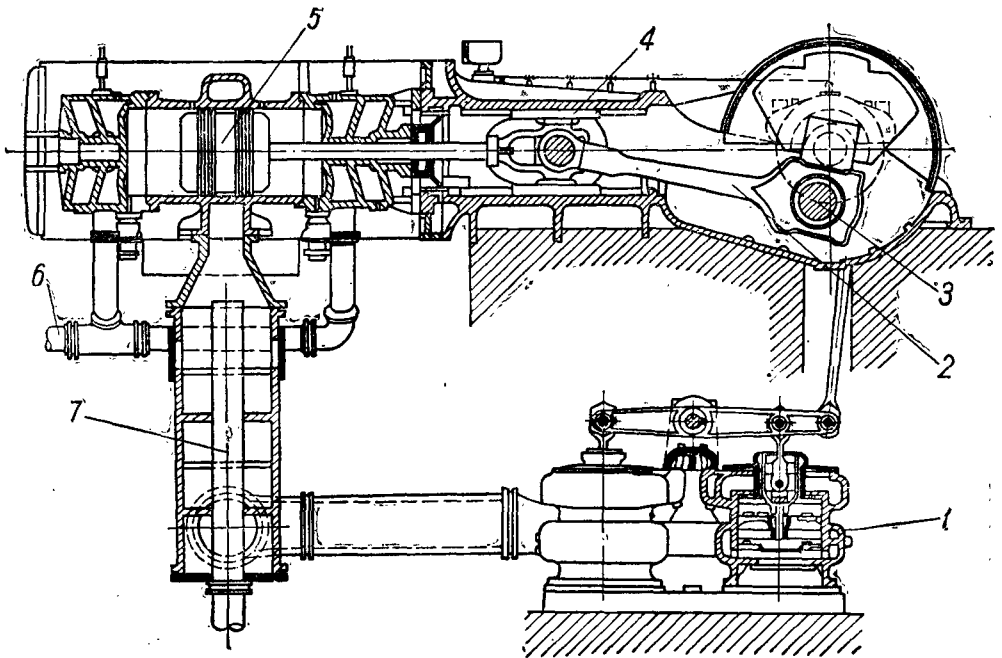


Рис. 93. Прямоточная паровая машина:

1—двойной микровоздушный насос; 2—шатун; 3—шейка колена; 4—крейцкопф; 5—поршень; 6—трубопровод свежего пара; 7—конденсатор.

На мощных советских паровозах серии ИС машина работает паром при давлении 16 *ати* и температуре 350°—400° С. Парораспределение — поршневой золотником с внутренним впуском. Изменение степени наполнения и направления вращения осуществляется одноэксцентриковым (с контркривошипом) кулисным механизмом. Машина имеет целесообразную и простую конструкцию и надежна в эксплуатации.

В 1948 г. научно-техническим отделом Министерства лесной промышленности СССР была спроектирована, а в 1949 г. выпущена в серийное производство передвижная паровая электростанция ППЭС-40 (рис. 99). Паровая машина электростанции—горизонтальная, двухцилиндровая, однократного расширения, двойного действия, с клапанном парораспределением. Мощность машины 60 *эфф. л. с.* при 750 об/мин. Вал машины жестко соединен с валом генератора. Начальное давление пара 20 *ати* при температуре 300—350° С. Отработавший пар при давлении 1,5 *ати* направляется в одноступенчатую турбину, которая вращает крыльчатку вентилятора воздушного конденсатора. Вся электростанция смонтирована в вагоне узкой колее, применяемой на лесоразработках.

Московским отделением ЦКТИ разработаны проекты передвижных силовых установок, состоящих из водотрубного котла, паровой машины, генератора электротока и вспомогательных устройств, смонтированных на общей

где: i_0 — теплосодержание пара перед турбиной (в ккал/кг),
 i_{1t} — теплосодержание того же пара после адиабатического расширения (в ккал/кг),
 i_1 — действительное теплосодержание пара, выходящего из турбины (в ккал/кг),
 i_2' — теплосодержание конденсата (в ккал/кг).

Разность $L_0 - L_i$ характеризует внутренние потери энергии в турбине, основными из которых являются потери в соплах и направляющих лопатках Z_c , потери на рабочих лопатках $Z_{л}$, с выходной скоростью Z_v , от трения и вентиляции $Z_{тв}$ и от утечек $Z_{ут}$, т. е.:

$$L_i = L_0 - (Z_c + Z_{л} + Z_v + Z_{тв} + Z_{ут}).$$

Иногда делят эти внутренние потери на две группы, объединяя потери энергии на лопаточном венце $Z_c + Z_{л} + Z_v$ и обозначая через

$$L_{л} = L_i + (Z_{тв} + Z_{ут}) = L_0 - (Z_c + Z_{л} + Z_v)$$

работу на лопаточном венце или на ободе турбины. Тогда отношение

$$\eta_{ол} = \frac{L_{л}}{L_0} = \frac{AL_{л}}{H_0} = \frac{AL_{л}}{i_0 - i_{1t}}, \quad (71,3)$$

называемое относительным к. п. д. на ободе турбины или относительным к. п. д. венца, характеризует превращение тепла в работу на венце турбины.

Для случая активной турбины можно подставить вместо работы на венце турбины $L_{л}$ ее значение из формулы (55,10), так как $L_{л} = L_{ac}$. Если учесть, что $L_0 = \frac{c_{1t}^2}{2g}$ и сделать соответствующие преобразования, то можно привести уравнение (71,3) к виду:

$$\eta_{ол} = 2\varphi^2 \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (71,4)$$

В случае $\beta_1 = \beta_2$ это уравнение упрощается:

$$\eta_{ол} = 2\varphi^2 \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) (1 + \psi). \quad (71,5)$$

Ранее было выведено, что на одной активной ступени максимальная работа пара будет получена при условии (55,12):

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

Заменяя в уравнениях (71,4) и (71,5) $\frac{u}{c_1}$ соответствующим значением, получим, что максимальное значение $\eta_{ол}$ достигается при условии:

$$\eta_{ол макс}^a = \frac{\varphi^2}{2} \cos^2 \alpha_1 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \quad (71,6)$$

и при $\beta_1 = \beta_2$

$$\eta_{ол макс}^a = \frac{\varphi^2}{2} \cos^2 \alpha_1 (1 + \psi). \quad (71,7)$$

При неизменных значениях c_1 , α_1 , β_1 , φ , ψ уравнения (71,4) и (71,5) являются уравнениями параболы. Если найти $\eta_{ол}$ для различных углов α_1 по уравнению (71,4) и построить график зависимости $\eta_{ол}^a$ от $\frac{u}{c_1}$, то получится ряд парабол, вершины которых будут соответствовать различным значениям $\frac{u}{c_1}$, при которых $\eta_{ол}$ имеет наибольшее значение. На рис. 133 нанесены такие

параболы для $\varphi = 0,95$ при $\beta_1 = \beta_2$ и соответствующего этим углам ψ для $\alpha_1 = 10^\circ, 17^\circ, 20^\circ, 25^\circ$. На этом же графике жирной линией дана зависимость $\eta_{\text{ол}}$ для теоретического случая, когда потери отсутствуют и $\alpha_1 = 0$. Из графика наглядно видно, что к. п. д. венца лопаток уменьшается с увеличением угла α_1 .

Подставив в уравнение (71,3) вместо работы на венце турбины $L_{\text{л}}$ ее значение из формулы (60,5) и сделав соответствующие преобразования, можно вывести формулу для относительного к. п. д. венца реактивной турбины:

$$\eta_{\text{ол}}^p = \frac{\cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1 - \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right)} \quad (71,8)$$

На рис. 134 дан график зависимости $\eta_{\text{ол}}^p$ от величины $\frac{u}{c_1}$ для углов $\alpha_1 = 17^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 50^\circ$. Из графика видно, что с увеличением отношения $\frac{u}{c_1}$ коэффициент $\eta_{\text{ол}}^p$ сначала быстро возрастает, а затем после значения $\frac{u}{c_1} \approx 0,5 \div 0,6$ изменяется значительно медленнее.

Внутренняя работа ступени, создающая вращение диска (соответствующая индикаторной работе паровой машины), определится как разность между работой на венце лопаток $L_{\text{л}}$ и работой сопротивлений трения и вентиляции $Z_{\text{тв}}$, а также той работой $Z_{\text{ут}}$, которую мог бы произвести пар, уходящий из ступени через внутренние неплотности, т. е.

$$L_i = L_{\text{л}} - (Z_{\text{тв}} + Z_{\text{ут}}).$$

Отношение внутренней работы к располагаемой называется относительным внутренним к. п. д.:

$$\eta_{\text{oi}} = \frac{L_i}{L_0} = \frac{AL_i}{i_0 - i_{1t}} = \frac{A(L_0 - \Sigma Z_{\text{п}})}{H_0} = \frac{H_0 - \Sigma h_{\text{п}}}{H_0}, \quad (71,9)$$

где: $\Sigma Z_{\text{п}}$ — сумма внутренних потерь ступени (в кгм/кг),

$\Sigma h_{\text{п}} = h_c + h_{\text{л}} + h_{\text{в}} + h_{\text{тв}} + h_{\text{ут}}$ — та же сумма внутренних потерь ступени (в ккал/кг).

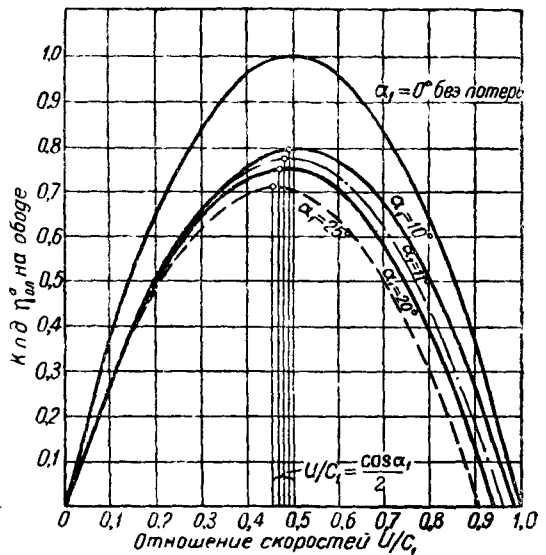


Рис. 133. Зависимость к. п. д. на активных лопатках от отношения $\frac{u}{c_1}$.

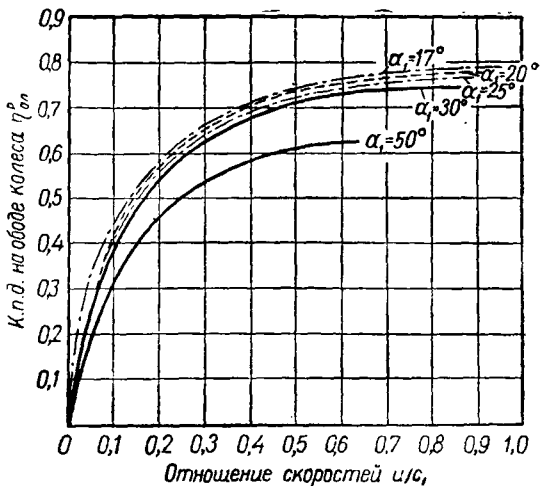


Рис. 134. Зависимость к. п. д. на реактивных лопатках от отношения $\frac{u}{c_1}$.

раме с колесами. Установка мощностью 25 эфф. л. с. прошла заводские испытания и сдается в серийное производство. Заканчивается проектирование таких же установок мощностью 50, 75 и 100 эфф. л. с. Все машины одностороннего действия с числом оборотов 1500 в минуту. Начальные параметры пара 30 *атм* и $425 \div 450^\circ \text{C}$. Парораспределение золотниковое.

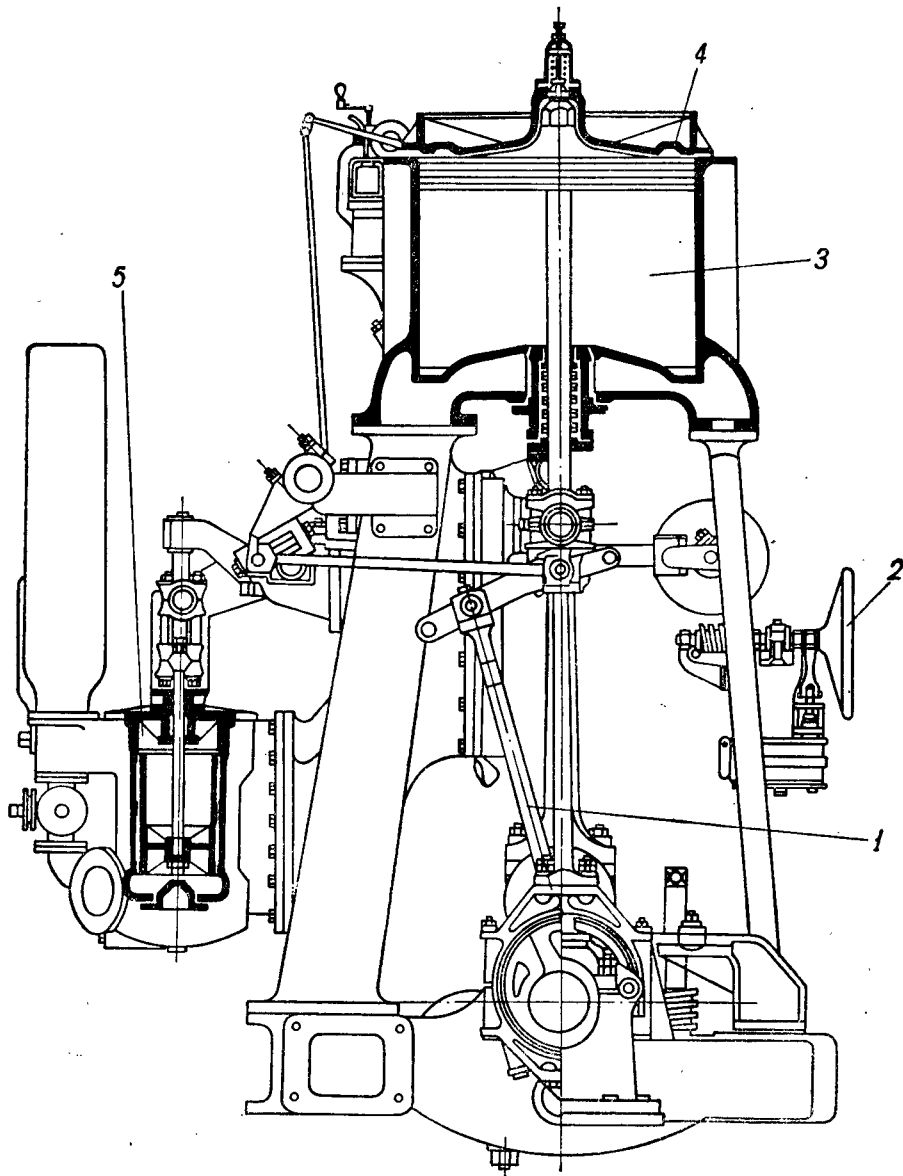


Рис. 94. Вертикальная реверсивная судовая машина тройного расширения (вид сбоку):
1—кулисный механизм; 2—механизм для перевода кулисы; 3—цилиндр низкого давления; 4—поршень ц. н. д.; 5—мокровоздушный насос.

Термический к. п. д. паровой машины повышается с увеличением начальных параметров пара. Поэтому в последние годы расширяется область применения пара высокого давления в паровых машинах.

Паровые машины высокого давления как в работе, так и в конструкции имеют особенности, отличающие их от обычных паровых машин. Применение пара высокого давления экономически выгодно только в машинах многократ-

Относительный внутренний к. п. д. одной ступени можно определить по i_s диаграмме (рис. 116):

$$\eta_{oi}^{ст} = \frac{h'_i - \Sigma h_{п}}{h'_i} = \frac{h'_i}{h'_i}. \quad (71,10)$$

Относительный внутренний к. п. д. многоступенчатой турбины выразится, как отношение суммы использованных теплоперепадов по ступеням $\sum_1^z h_i$ к адиабатическому теплоперепаду, т. е.:

$$\eta_{oi} = \frac{\sum_1^z h_i}{H_0} = \frac{H_i}{H_0}. \quad (71,11)$$

Внутренней работе турбины соответствует внутренняя мощность:

$$N_i = \frac{L_i G}{102} = \frac{L_i D}{102 \times 3600} \text{ квт}, \quad (71,12)$$

где G и D — соответственно секундный и часовой расходы пара турбиной (в кг).

Для создания вращательного движения вала необходимо преодолеть механические потери Z_M , поэтому эффективная работа на валу турбины

$$L_e = L_i - Z_M.$$

Эффективной работе соответствует эффективная мощность или мощность на валу:

$$N_e = \frac{L_e G}{102} = \frac{L_e D}{102 \times 3600} \text{ квт}. \quad (71,13)$$

Отношение эффективной работы к внутренней работе или эффективной мощности к внутренней мощности оценивает механические качества турбины и называется ее механическим к. п. д.:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{N_e}{N_i}. \quad (71,14)$$

Отношение эффективной работы к располагаемой называется относительным эффективным к. п. д.:

$$\eta_{oe} = \frac{L_e}{L_0} = \frac{AL_c}{i_0 - i_{11}} = \eta_{oi} \eta_m. \quad (71,15)$$

Относительный эффективный к. п. д. показывает, какая часть располагаемого перепада тепла превращается в механическую работу на валу турбины.

Отношение мощности N'_e , переданной через редуктор рабочей машине, к эффективной мощности на валу турбины оценивает механические качества редуктора и называется к. п. д. редуктора:

$$\eta_p = \frac{N'_e}{N_e}. \quad (71,16)$$

Если турбина приводит в движение генератор электрического тока, то отношение мощности на зажимах генератора N_g (электрическая мощность) к мощности, переданной через редуктор N'_e , будет к. п. д. генератора:

$$\eta_{г} = \frac{N_g}{N'_e}. \quad (71,17)$$

Если вал турбины непосредственно соединен с валом генератора и редуктор отсутствует, то к. п. д. генератора:

$$\eta_{г} = \frac{N_g}{N_e}. \quad (71,18)$$

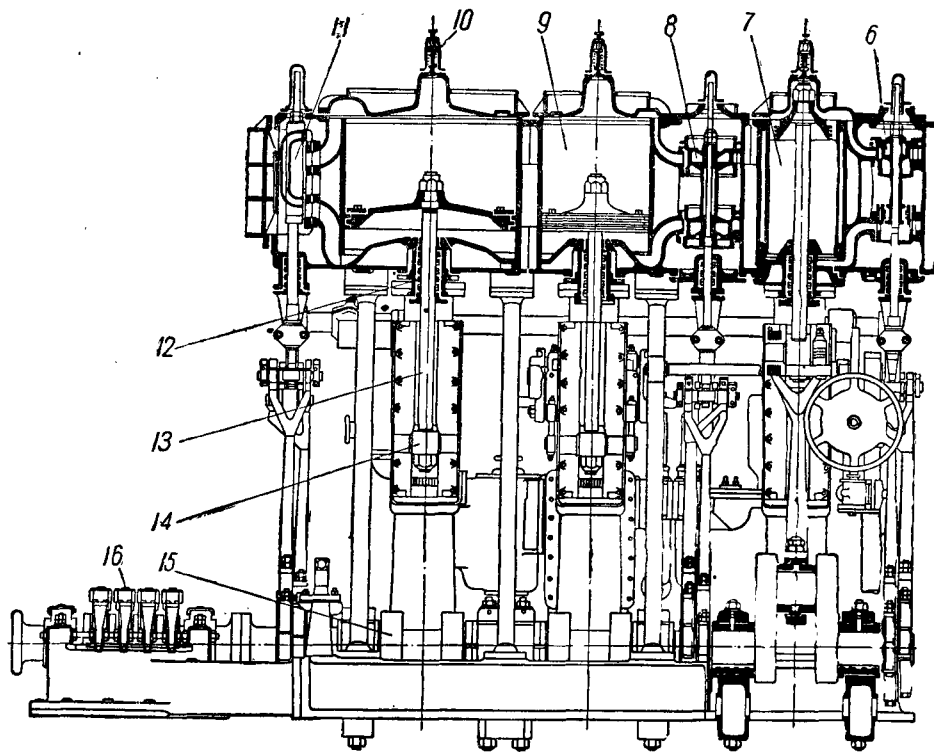


Рис. 95. Вертикальная реверсивная судовая машина тройного расширения (вид спереди):

6—цилиндрический золотник п. в. д.; 7—цилиндр высокого давления; 8—золотник п. с. д.; 9—цилиндр среднего давления; 10—предохранительный клапан; 11—плоский золотник п. в. д. (с двойным впуском); 12—сальник; 13—шток поршня; 14—крейцкофф; 15—колейчатый вал; 16—упорный подшипник гребного вала.

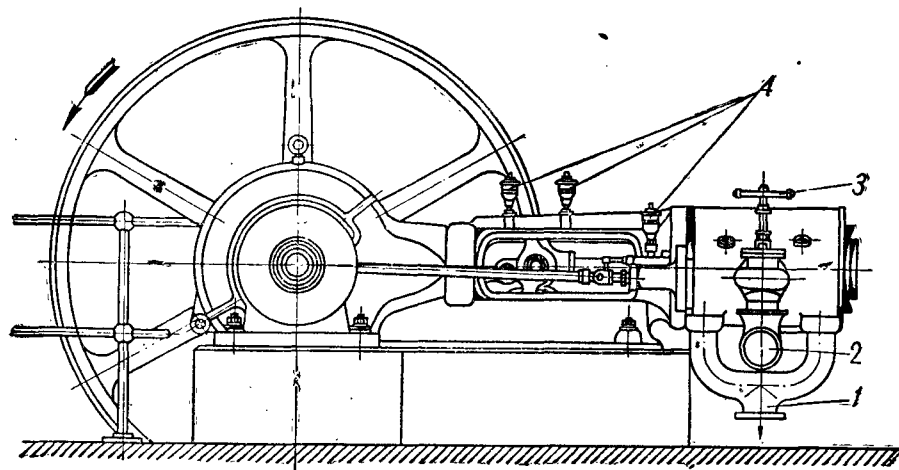


Рис. 96. Одноцилиндровая машина малой мощности:

1—выхлопная труба; 2—впуск свежего пара; 3—пусковой вентиль; 4—масленки.

Электрическая мощность может быть выражена в зависимости от мощности, передаваемой редуктором $N_9 = N_e \eta_{\Gamma}$, в зависимости от эффективной мощности $N_9 = N_e \eta_p \eta_{\Gamma}$, в зависимости от внутренней мощности $N_9 = N_i \eta_M \eta_p \eta_{\Gamma}$ и в зависимости от N_0 — располагаемой мощности:

$$N_9 = N_0 \eta_{oi} \eta_M \eta_p \eta_{\Gamma} \quad (71,19)$$

Отношение электрической мощности N_9 к располагаемой N_0 называется относительным электрическим к. п. д.:

$$\eta_{09} = \frac{N_9}{N_0} = \eta_{oi} \eta_M \eta_p \eta_{\Gamma} \quad (71,20)$$

Если редуктор отсутствует, то $\eta_p = 1$ и тогда

$$\eta_{09} = \eta_{oi} \eta_M \eta_{\Gamma} \quad (71,21)$$

Рассмотренные к. п. д. называются относительными, так как они оценивают превращение в работу не всего тепла пара, которое он получил в котле, а только располагаемого тепла в турбине. Если оценивать превращение в работу всего тепла, полученного паром в котле, $i_0 - i'_2$, то к. п. д., характеризующие степень использования тепла, будут называться абсолютными (i'_2 — теплосодержание питательной воды или конденсата, поступающих в котел).

Абсолютный внутренний к. п. д.

$$\eta_{ii} = \frac{\sum h_i}{i_0 - i'_2} \quad (71,22)$$

Абсолютный эффективный к. п. д.

$$\eta_e = \eta_{ii} \eta_M \quad (71,23)$$

Абсолютный электрический к. п. д. (при наличии редуктора)

$$\eta_9 = \eta_{ii} \eta_M \eta_p \eta_{\Gamma} \quad (71,24)$$

При отсутствии редуктора

$$\eta_9 = \eta_{ii} \eta_M \eta_{\Gamma} \quad (71,25)$$

Термический к. п. д. — это отношение располагаемого теплоперепада пара к теплу, полученному паром в котле.

Те же коэффициенты могут быть выражены в зависимости от величины термического к. п. д.:

$$\eta_{ii} = \eta_t \eta_{oi} \quad (71,26)$$

$$\eta_e = \eta_t \eta_{oi} \eta_M \quad (71,27)$$

$$\eta_9 = \eta_t \eta_{oi} \eta_M \eta_p \eta_{\Gamma} \quad (71,28)$$

Если рассматривается работа всей паросиловой установки, то степень совершенства тепловых превращений в ней оценивается экономическим к. п. д.:

$$\eta_{9к} = \frac{860}{b_9 Q_H^p} \quad (71,29)$$

где b_9 — удельный расход топлива на киловатт-час электрической мощности (в кг/квт-час).

Рассмотрение всех перечисленных выше к. п. д. приводит к заключению, что конструкция турбины, качество ее изготовления, монтажа и эксплуатации непосредственно влияют на относительный эффективный к. п. д., а для турбогенератора — на относительный электрический к. п. д.

Термический к. п. д. турбины η_T зависит исключительно от состояния пара до и после турбины и по его величине можно судить о степени совершенства образцового цикла турбины. Термический к. п. д. будет тем больше, чем

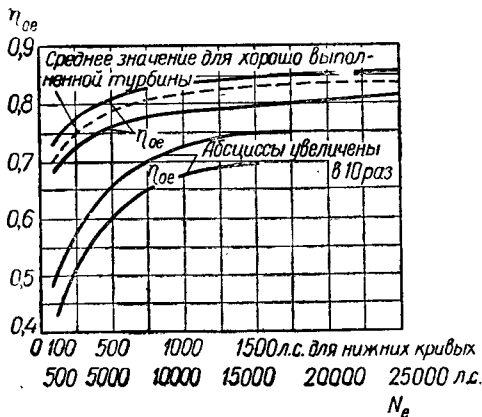


Рис. 135. Зависимость η_{oe} от мощности турбины.

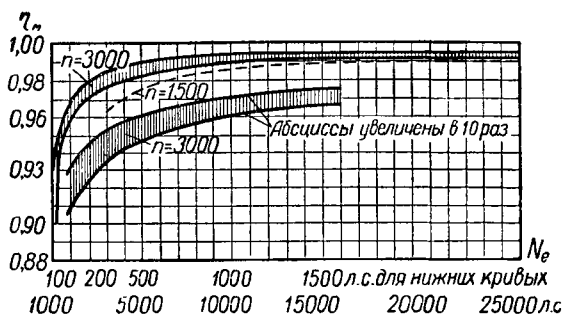


Рис. 136. Зависимость η_m от мощности турбины.

выше начальное давление и температура пара, чем глубже разрежение в конденсаторе и т. п.

Благодаря чрезвычайно большому количеству различных причин, влияющих на величину относительного электрического к. п. д. паровой турбины η_{oe} , вычислить его хотя бы по приближенным формулам не представляется возможным, поэтому для готовых турбин этот к. п. д. определяется на основе

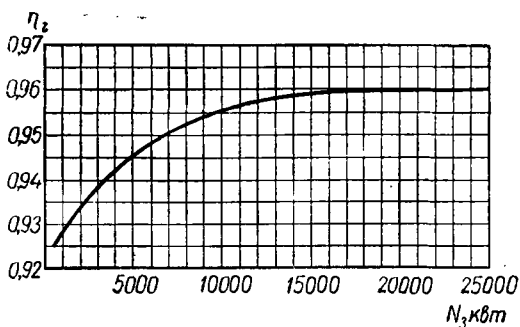


Рис. 137. Зависимость η_g от мощности турбины.

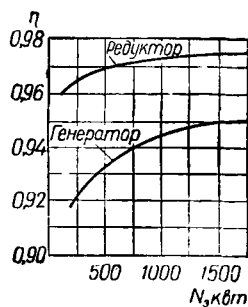


Рис. 138. Зависимость η_g и η_p от мощности турбины.

специально поставленных испытаний, а для проектируемых подбирается ориентировочно по данным к. п. д. исполненных агрегатов. На рис. 135 дана полученная на основании многочисленных опытов зависимость η_{oe} от мощности турбины, на рис. 136 величины η_m , на рис. 137 и рис. 138 η_g — к. п. д. генераторов и редукторов η_p .

Пример 19. Определить относительный и абсолютный электрические к. п. д. турбогенератора мощностью 1250 *квт*, работающего паром с начальными параметрами $p_0 = 30 \text{ ата}$, $t_0 = 400^\circ \text{С}$; конечное давление пара в выхлопном патрубке $p_2 = 0,05 \text{ ата}$. Сумма теплоперепадов, использованных на ступенях турбины, $\sum h_i = 104 \text{ ккал/кг}$. Число оборотов вала турбины $n = 8000 \text{ об/мин}$ снижается редуктором до $n_p = 1500 \text{ об/мин}$.

На *is* диаграмме находим: $i_0 = 771 \text{ ккал/кг}$, $i_{1t} = 504 \text{ ккал/кг}$, следовательно, относительный внутренний к. п. д.:

$$\eta_{oi} = \frac{\sum h_i}{i_0 - i_{1t}} = \frac{204}{771 - 504} = 0,764.$$

ного расширения, так как в одноцилиндровой машине в этом случае получается слишком малая, трудно осуществимая степень наполнения, а значительная разность температур свежего и отработавшего пара может вызвать опасные деформации частей машины.

Машины с концевым отбором при давлении в отборе $13 \div 14 \text{ кг/см}^2$ и выше могут быть и одноцилиндровыми с давлением свежего пара до 100 кг/см^2 .

Цилиндры паровой машины высокого давления должны иметь возможно меньший объем вредного пространства, и для упрощения их конструкции органы парораспределения желательно размещать на крышках цилиндров. Отношение объемов цилиндров, соединенных друг с другом, может достигать при высоких давлениях $1 : 7$.

Отношение $\frac{s}{D}$ выбирается значительно большим, чем у обычных паровых машин. Скорость поршня благодаря этому, а также из-за увеличения числа оборотов может достигать до 25 м/сек .

Поршень паровой машины высокого давления должен иметь $7 \div 9$ уплотняющих колец. Шток поршня приобретает значительные размеры, и его поперечное сечение может достигать до 25% площади поршня (ц. в. д.).

Установка машины на фундаменте и присоединение к ней паропроводов должны допускать удлинение частей машины при нагреве.

Полезно применять промежуточный перегрев пара с целью уменьшения начальной конденсации в ц. в. д.

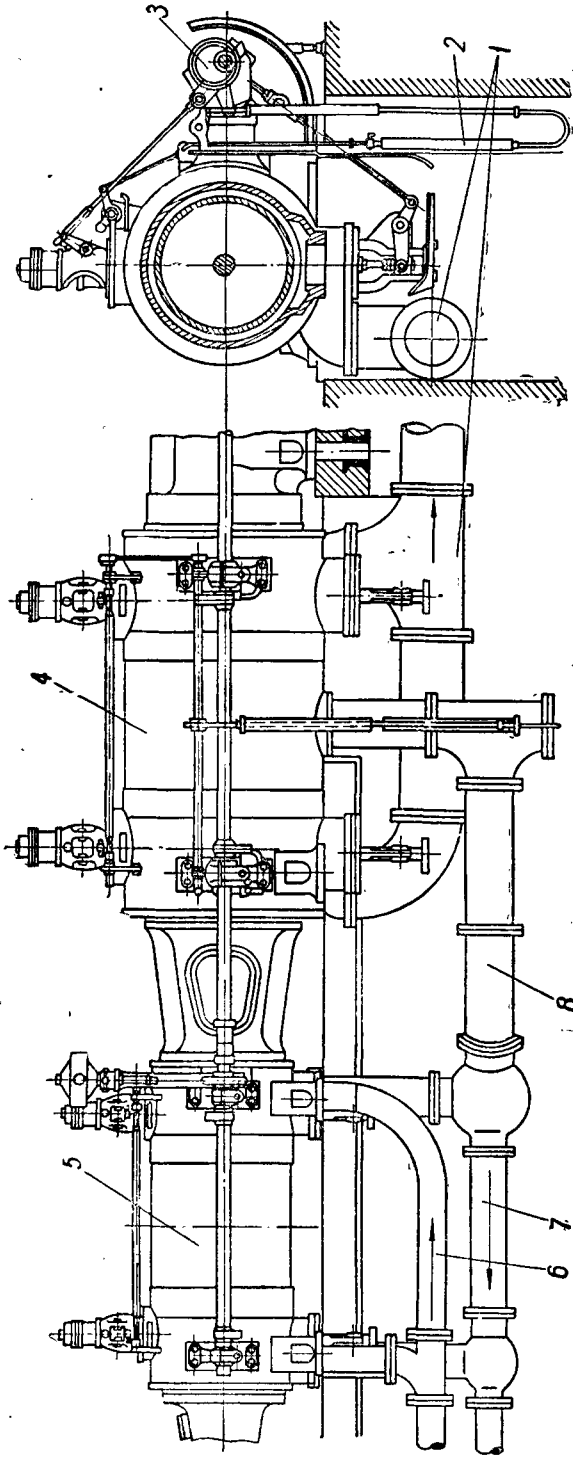


Рис. 97. Машина тандем с промежуточным отбором пара:

1—выпуск отработавшего пара в конденсатор; 2—rotуный регулятор давления; 3—эксцентрик на распределительном валу; 4—цилиндр низкого давления; 5—шток поршня; 6—цилиндр высокого давления; 7—пар из отбора, направленный в теплотель; 8—резервуар.

По рис. 136 находим, что для турбины мощностью 1250 *квт* механический к. п. д. $\eta_m = 0,99$. Следовательно, относительный эффективный к. п. д.

$$\eta_{oe} = 0,764 \times 0,99 = 0,756.$$

По рис. 138 находим значения к. п. д. редуктора $\eta_p = 0,973$ и к. п. д. генератора $\eta_r = 0,948$, следовательно, относительный электрический к. п. д.

$$\eta_{o\epsilon} = 0,756 \times 0,973 \times 0,948 = 0,697.$$

По таблицам водяного пара теплосодержание воды (конденсата) при $p_2 = 0,05$ *атм* $i_2' = 32$ *ккал/кг*. Термический к. п. д.

$$\eta_T = \frac{i_0 - i_{1t}}{i_0 - i_2'} = \frac{771 - 504}{771 - 32} = 0,361.$$

Абсолютный электрический к. п. д.

$$\eta_e = \eta_{o\epsilon} \eta_T = 0,697 \times 0,361 = 0,252.$$

Как и в паровой машине, в паровой турбине различают номинальную и экономическую мощности. По принятым в СССР нормам номинальной мощностью турбогенератора считается такая эффективная мощность турбины, при которой приводимый ею генератор развивает максимальную длительную мощность при $\cos \phi = 0,8$. Нормальной, или экономической, мощностью турбогенератора называется мощность, при которой турбина работает с наибольшим к. п. д. По принятым нормам номинальная мощность составляет 1,25 экономической. Так как турбина рассчитывается с некоторым запасом мощности сверх номинальной, то обычно ее максимальная мощность составляет 1,2 от номинальной. С такой максимальной мощностью турбина может работать лишь кратковременно во избежание перегрева обмотки генератора.

Величина полезной мощности турбины зависит от способа привода насосов конденсационных устройств. Если насосы приводятся от вала турбины, то эффективной мощностью турбины называется разность между мощностью на валу и расходом мощности на насосы. При электрическом приводе насосов электрическая мощность турбогенератора определяется как разность мощности на клеммах генератора и мощности, затрачиваемой на привод насосов.

§ 72. РАСХОД ПАРА

Определение полного расхода пара паровой турбиной может быть сделано по уравнению (56,4). Кроме того, расход пара паровой турбиной с номинальной мощностью N_n может быть выражен также и в зависимости от коэффициента холостого хода x , удельного экономического расхода пара $d_{э\kappa}$ в *кг/час* на единицу экономической мощности $N_{э\kappa}$ и мощности N , с которой работает турбина в данное время.

На холостой ход турбины расход пара:

$$D_{xx} = x d_{э\kappa} N_n \text{ кг/час.}$$

На полезную работу расход пара при любой мощности N *квт*:

$$D_n = (1-x) d_{э\kappa} N \text{ кг/час.}$$

Полный расход пара конденсационной турбиной:

$$D_n = D_{xx} + D_n = x d_{э\kappa} N_n + (1-x) d_{э\kappa} N \text{ кг/час.} \quad (72,1)$$

Удельный расход пара на 1 *квт-час* и 1 *эфф. с. час.* может быть найден или как частное от деления полного расхода пара на мощность, или по тепловым

эквивалентам *квт-час* и *эфф. с. час* как и для паровой машины, т. е.:

$$d_e = \frac{D}{N_e} = \frac{632,3}{H_0 \eta_{0e}} \text{ кг/эфф. с. час,} \quad (72,2)$$

$$d_g = \frac{D}{N_g} = \frac{860}{H_0 \eta_{0g}} \text{ кг/квт-час,} \quad (72,3)$$

Пример 20. Турбина мощностью на зажимах генератора $N_g = 500$ *квт* при работе паром $p_0 = 12$ *ата*, $t_0 = 400$ °С, с давлением выпуска $p_2 = 0,1$ *ата* расходует пара 6,8 *кг/квт-час*. Расход мощности на преодоление механических потерь составляет 12,5 *квт*, на трение диска о пар и вентиляцию 23 *квт*. Определить: 1) внутреннюю мощность турбины, 2) мощность на венце лопаток (не учитывая утечек пара), 3) механический к. п. д., 4) относительный внутренний к. п. д., 5) к. п. д. на венце лопаток. К. п. д. генератора и редуктора подобрать по опытным данным.

По рис. 138 находим $\eta_p = 0,97$, $\eta_r = 0,933$, следовательно, эффективная мощность турбины:

$$N_e = \frac{N_g}{\eta_p \eta_r} = \frac{500}{0,97 \times 0,933} = 552,5 \text{ квт.}$$

Внутренняя мощность турбины:

$$N_i = N_e + N_M = 552,5 + 12,5 = 565 \text{ квт.}$$

Мощность на венце лопаток:

$$N_L = N_i + N_{Тв} = 565 + 23 = 588 \text{ квт.}$$

Полный расход пара турбиной:

$$G = \frac{d_g N_g}{3600} = \frac{6,8 \times 500}{3600} = 0,944 \text{ кг/сек.}$$

Внутренняя работа турбины:

$$L_i = \frac{102 N_i}{G} = \frac{102 \times 565}{0,944} = 61\,000 \text{ кдж/кг.}$$

Относительный внутренний к. п. д. при найденном по *is* диаграмме теплоперепаде $i_0 - i_{1t} = 196$ *ккал/кг*:

$$\eta_{0i} = \frac{AL_i}{i_0 - i_{1t}} = \frac{61\,000}{427 \times 196} = 0,729.$$

Механический к. п. д.:

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = \frac{552,5}{565} = 0,977.$$

К. п. д. на венце лопаток:

$$\eta_{0L} = \frac{AL_L}{G (i_0 - i_{1t})} = \frac{102 \times 588}{0,944 \times 196 \times 427} = 0,759.$$

§ 73. ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Степень совершенства турбины в конструктивном и эксплуатационном отношении характеризуется относительным эффективным к. п. д., и поэтому повышение η_{0e} является весьма важным. Коэффициент η_{0e} отражает тепловые и механические качества турбины, так как равен произведению $\eta_{0i} \eta_M$.

У современных паровых турбин величина механического к. п. д. достаточно велика. Даже для турбин небольших мощностей этот к. п. д. в редких случаях бывает ниже 90—93%, а в турбинах больших мощностей он достигает 99,5%. Таким образом, основное влияние на величину η_{0e} будет оказывать относительный внутренний к. п. д. (71,11):

$$\eta_{0i} = \frac{\sum h_i}{H_0} = \frac{H_i}{H_0}.$$

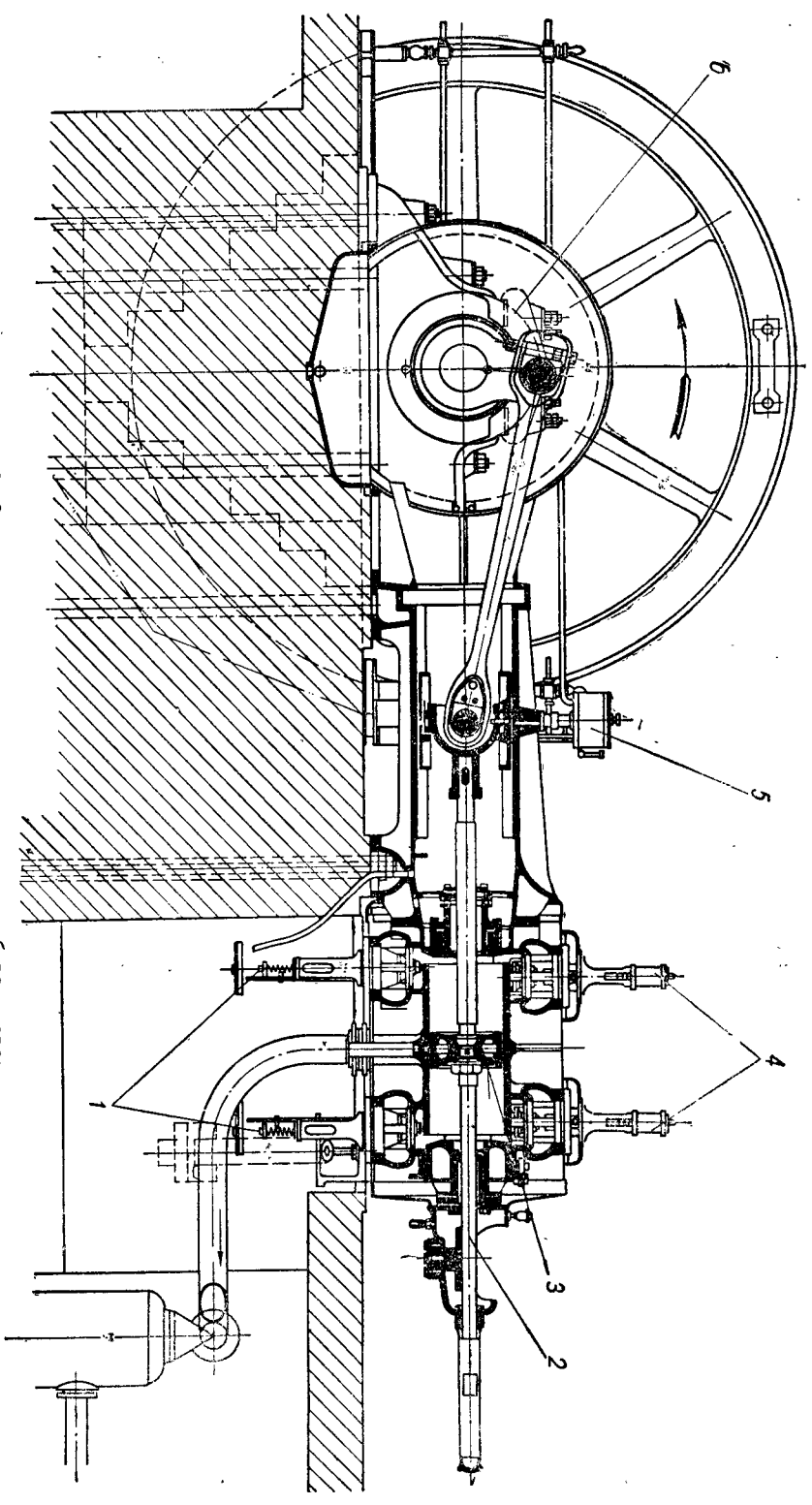


Рис. 98. Одноцилиндровая машина с концевым отбором пара:
1—выпускные клапаны; 2—контроль; 3—поршень; 4—выпускные клапаны; 5—масленка центральной подачи смазки;
6—коренной подшипник.

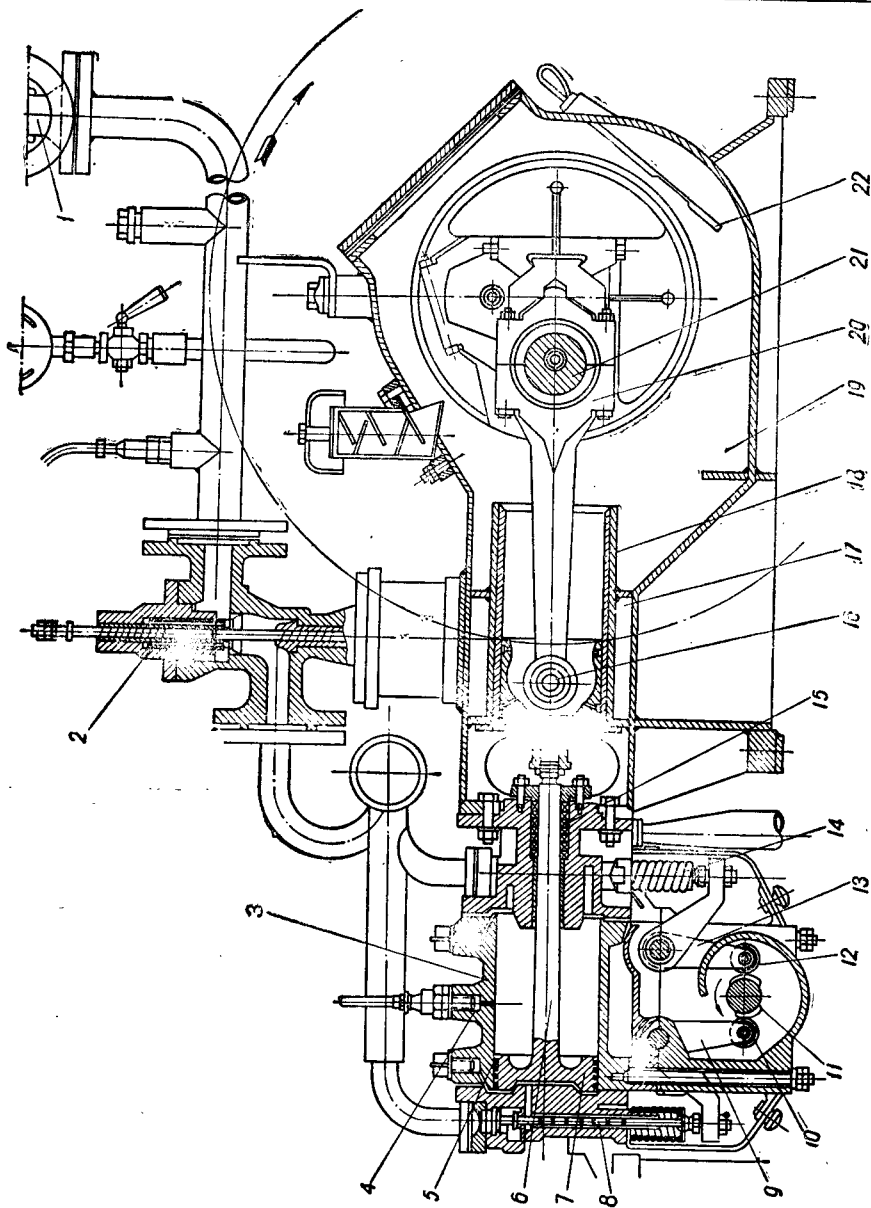


Рис. 99. Паровая машина передвижной электростанции ПЭС-40 Министерства лесной промышленности СССР:

1—пускной клапан; 2—дроссельный клапан; 3—цилиндр; 4—канал для смазки; 5—поршневые кольца; 6—шток; 7—поршень; 8—шток клапана; 9—рычаг подъяема впускного клапана; 10—ролик впускного клапана; 11—распределительный кулачковый вал; 12—рычаг выпускного клапана; 13—рычаг впускного клапана; 14—пружина клапана; 15—салыник; 16—крейцшпир; 17—станция; 18—параллельный вал; 19—картер; 20—шатун; 21—коленчатый вал; 22—штул для проверки уровня масла в картере.

Увеличение используемого на ступенях теплоперепада увеличивает отнoсительный внутренний к. п. д. Уравнение для к. п. д. ступени (71,10) может быть представлено в таком виде:

$$\eta_{oi}^{ст} = \frac{H_0 - \sum_1^z h_i}{H_0} = 1 - \frac{\sum_1^z h_o}{H_0} = \frac{h_i'}{h_i} = 1 - \frac{\sum h_{п}}{h_i'}$$

Из приведенного уравнения видно, что для увеличения $\eta_{oi}^{ст}$ необходимо увеличивать располагаемый теплоперепад h_i' и уменьшать потери ступени. Увеличение теплоперепада как ступени, так и турбины в целом достигается повышением начального давления и начальной температуры.

Из рассмотрения теплового процесса на *is* диаграмме видно, что при неизменном конечном давлении повышение начального давления увеличивает располагаемый теплоперепад. Однако при

повышении давления возрастает часть теплоперепада, приходящаяся на область влажного пара (рис. 139), что нежелательно, так как, во-первых, к. п. д. ступени, работающей влажным паром, меньше чем сухим (см. уравнения 69,2), а во-вторых, при работе во влажном паре происходит значительный износ лопаток от эрозии, т. е. от механического разрушения кромок лопаток частицами воды. Это можно объяснить на примере. Для адиабатического теплоперепада от $p_0 = 130 \text{ атм}$ и $t_0 = 550^\circ \text{С}$ до $p_2 = 0,05 \text{ атм}$ из всего теплоперепада $H_0 = 347 \text{ ккал/кг}$ на область влажного пара приходится теплоперепад $H_{вл} = 182 \text{ ккал/кг}$, т. е. 52,5% всего теплоперепада. При $p_0 = 20 \text{ атм}$, $t_0 = 550^\circ \text{С}$ и том же конечном давлении, хотя весь теплоперепад составляет только $H_0 = 315 \text{ ккал/кг}$, но на область влажного пара приходится $H_{вл} = 81 \text{ ккал/кг}$, т. е. всего 25,8%. Естественно, что в таких условиях повышение давления от 20 до 130 атм может не дать ощутимой выгоды, так как большинство ступеней и особенно последние ступени будут работать с пониженным к. п. д.

Кроме того, надо учесть, что явление эрозии особенно заметно при влажности пара, более 10—12%, т. е. при $x < 0,9 - 0,88$, а у турбины, работающей паром высокого давления, таким влажным паром будет работать значительная часть ступеней низкого давления.

Повышение начальной температуры пара безусловно выгодно, так как с повышением температуры увеличивается часть теплоперепада в области перегретого пара и уменьшается часть теплоперепада в области влажного пара. Кроме того, при повышении начальной температуры увеличивается удельный объем пара, что благоприятно сказывается на высоте сопел и лопаток, работающих в части высокого давления. Применение высокой температуры перегрева пара всегда выгодно, однако температура перегрева может быть ограничена качеством применяемых материалов.

При работе паром высокого давления иногда применяют промежуточный перегрев пара, и в этом случае влажность пара в последних ступенях получается в допустимых пределах. Применение промежуточного перегрева пара вызывает, однако, усложнение и удорожание установки и затрудняет процесс ее регулирования, так как на пар, находящийся в промежуточном пере-

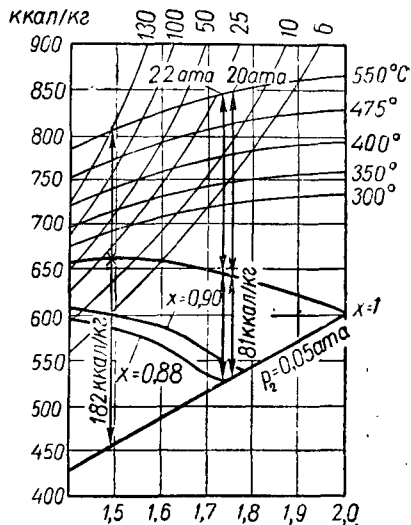


Рис. 139. Влияние параметров пара на величину теплоперепада.

Индикаторная диаграмма машин высокого давления отличается от обычной быстрым падением давления по линии впуска и значительной разностью давлений в конце расширения и при выпуске. Величина среднего индикаторного давления может достигать 20 кг/см^2 и более. Расчеты показывают, что при повышении давления до $110 \div 120 \text{ ата}$ удельный расход тепла в паровых машинах сравняется с расходом тепла в лучших двигателях внутреннего сгорания, но при том важном преимуществе, что в паросиловой установке возможно использование любого топлива, в том числе и самого низкосортного. Паровые машины высокого давления уже сейчас находят применение на паровозах, строящихся пока лишь в единичных экземплярах.

В 1937 г. был сконструирован и построен паровоз с прямоточным котлом и машиной, работающей паром с начальным давлением 120 ата и температурой 450°C . Рабочий цикл происходит следующим образом: пар из котла поступает в цилиндры высокого давления, где расширяется до давления 18 ата и затем направляется в цилиндры низкого давления; при этом часть пара ответвляется в тепловой аккумулятор, а остальной пар после полного расширения в ц. н. д. направляется в конденсатор. Машина паровоза имеет мощность 800 эфф. л. с. Он может проходить без набора воды до 1000 км. Удельный расход пара на $30 \div 35\%$ меньше, чем в паровозах обычных конструкций.

В 1939 г. паровозостроительный завод запроектировал пассажирский паровоз типа 2-4-1 с работой паром при давлении 100 ата и температуре $485 \text{—} 500^\circ \text{C}$.

В отдельных, пока, правда, редких случаях, паровые машины находят применение даже в установках, где до сих пор применялись исключительно двигатели внутреннего сгорания: автобусы, автомобили и даже самолеты. Во всяком случае, современное машиностроение не останавливается перед созданием весьма быстроходных паровых машин, работающих паром повышенных и высоких параметров, и понятно, что такие паровые машины будут находить себе самое широкое применение.

гревателе, невозможно воздействие регулирующих органов турбины. В связи с этим промежуточный перегрев пара не получил особенно широкого распространения, а чаще применяют высокие температуры начального перегрева, чтобы при высоких давлениях сократить теплоперепад в области влажного пара.

Увеличение располагаемого теплоперепада достигается также понижением конечного давления p_2 , что связано с увеличением разрежения в конденсаторе. Практически давление выпуска не снижают ниже $p_2 = 0,03 \text{ атм}$, так как, во-первых, значительное снижение давления выпуска увеличивает теплоперепад в области влажного пара, а во-вторых, усложняет и удорожает как стоимость, так и эксплуатацию конденсационных устройств.

Относительные внутренний и эффективный к. п. д. увеличиваются с увеличением числа ступеней, так как при увеличении числа ступеней теплоперепад на каждой из них уменьшается и уменьшается скорость пара, что позволяет увеличивать высоту сопел и лопаток, а также уменьшает потери с выходной скоростью.

Влияние всех этих причин на к. п. д. турбины в известной мере зависит от ее мощности. В турбинах большой мощности потери на пропуски, трение и вентиляцию относительно невелики. В турбинах малой мощности влияние этих потерь весьма значительно и относительный эффективный к. п. д. значительно ниже, чем в турбинах большой мощности.

Так как даже при низких давлениях выпуска количество тепла, уносимое с отработавшим паром, весьма велико и составляет 550 ккал/кг и выше, то вопрос об использовании тепла отработавшего пара паровых турбин имеет весьма существенное значение, тем более, что полный расход пара современными мощными турбинами весьма значителен. Об использовании тепла отработавшего пара будет сказано в разделе «Специальные паровые турбины» (§ 91, стр. 198).

Задачи для самостоятельного выполнения

1. Определить термический к. п. д. турбины, а также абсолютные внутренний и эффективный к. п. д. Параметры пара при впуске $p_0 = 30 \text{ атм}$ и $t_0 = 400^\circ \text{С}$. Конечное давление $p_2 = 0,04 \text{ атм}$. Относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{oi} = 0,72$, механический к. п. д. $\eta_m = 0,96$. *Отв.: $\eta_T = 0,36$; $\eta_i = 0,26$.*

2. Определить внутреннюю мощность турбины и ее эффективный и электрический к. п. д., если $N_0 = 5000 \text{ квт}$, удельный расход пара $d_3 = 5 \text{ кг/квт-час}$, параметры пара $p_0 = 25 \text{ атм}$; $t_0 = 375^\circ \text{С}$; $p_2 = 0,05 \text{ атм}$. К. п. д. генератора $\eta_T = 0,95$. Механический к. п. д. $\eta_m = 0,98$. Вал турбины непосредственно соединен с валом генератора (б е з р е д у к т о р а). *Отв.: $N_i = 5370 \text{ квт}$.*

3. Турбогенератор расходует 160 т/час пара при $p_0 = 30 \text{ атм}$, $t_0 = 400^\circ \text{С}$ при $p_2 = 0,04 \text{ атм}$. Определить мощность на зажимах генератора, если к. п. д. генератора $\eta_T = 0,97$, механический к. п. д. $\eta_m = 0,98$ и относительный внутренний к. п. д. $\eta_{oi} = 0,84$. *Отв.: $N_0 = 40\ 800 \text{ квт}$.*

§ 74. РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

Изменение нагрузки на зажимах генератора или нагрузки механизма, непосредственно приводимого турбиной (насос, компрессор, вентилятор, гребной винт и т. д.), будет вызывать соответствующее изменение режима работы турбины. Турбина должна устойчиво работать при всяких режимах — от холостого хода до максимальной для данной турбины нагрузки.

При изменении нагрузки возникает несоответствие между нагрузкой и мощностью на валу турбины, вследствие чего изменяется число оборотов вала, что допустимо только в очень ограниченных пределах. Поэтому задачей регулирования паровой турбины, как и паровой машины, является поддержание постоянства числа оборотов приведением мощности в соответствие с нагрузкой. У специальных турбин в задачу регулирования может входить поддержание постоянными и других параметров, например, давления пара в отборе или давления нагнетаемой среды у насосов и компрессоров. В зависи-

ЧАСТЬ ВТОРАЯ
ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

ГЛАВА X

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ

§ 48. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И СХЕМА УСТРОЙСТВА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Паровые турбины, как и паровые машины, являются двигателями, преобразующими тепловую энергию пара в механическую работу, но как принцип действия, так и конструкция турбин и поршневых машин весьма различны. В паровой машине пар, действуя периодически, оказывает статическое давление на поршень и заставляет его перемещаться в цилиндре, производя работу. В паровой турбине рабочий процесс непрерывен и обуславливается динамическим взаимодействием между паром и рабочими лопатками.

Механическая работа в паровой турбине получается в результате двух процессов. Первый процесс заключается в превращении потенциальной энергии пара в кинетическую энергию движения самого пара. Второй — в передаче этой кинетической энергии вращающимся частям турбины, в результате чего создается крутящий момент, и на валу турбины получается механическая работа. Превращение тепловой энергии пара в кинетическую происходит в канале особой формы, называемом паровым соплом. Пар, непрерывно выходя из сопла 4 (рис. 100) со значительной скоростью, направляется на криволинейно изогнутые лопатки 3, укрепленные на диске 2.

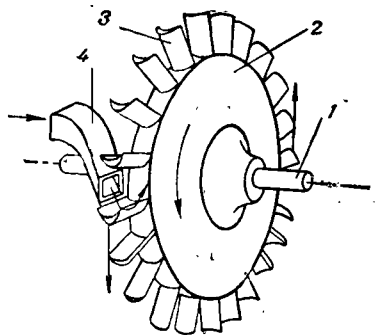


Рис. 100. Схема паровой турбины.

Частицы пара воздействуют на лопатки 3 и приводят их в движение, в результате чего диск 2 и вал 1 приводятся во вращение. Сопла и соответствующее рабочее колесо (диск с лопатками) составляют одну ступень турбины. Турбины могут иметь одну ступень — одноступенчатые, или несколько — многоступенчатые.

Взаимодействие между паром и лопатками турбины может осуществляться двояко, и, в зависимости от этого, ступени турбины и сами турбины могут быть активными или реактивными.

В активной ступени пар расширяется только в неподвижной части турбины: в соплах или в каналах между неподвижными направляющими лопатками. В этом случае давление пара одинаково как перед рабочим колесом, так и за ним. Активные ступени называют поэтому ступенями равного давления.

В реактивной ступени расширение пара происходит как в соплах турбины, так и между рабочими лопатками на вращающемся диске. Давление пара

ности от того, какие параметры путем регулирования выдерживаются постоянными, возможно регулирование скорости, давления, мощности и т. п.

Электрическая мощность паровой турбины выражается в соответствии с уравнениями (56,2) и (56,3) формулой:

$$N_{\text{э}} = \frac{DH_t}{860} \eta_{\text{ос}} \eta_{\text{пр}} \eta_{\text{г}}$$

Для приведения этой мощности в соответствие с нагрузкой можно изменить либо количество пара, подаваемого в турбину D , либо теплоперепад H_t , либо то и другое одновременно. Регулирование изменением количества пара называют количественным. Регулирование изменением теплоперепада называют качественным, так как для изменения теплоперепада надо изменить параметры пара, т. е. его качество. Регулирование путем одновременного изменения теплоперепада и количества пара называется комбинированным.

Изменение теплоперепада достигается мятием пара. При мятии пара теплосодержание его остается постоянным, а давление и располагаемый теплоперепад уменьшаются, что легко видеть на is диаграмме (рис. 140). Мятие пара при регулировании, как и в паровых машинах, осуществляется дроссельной заслонкой, или клапаном, изменяющими сечение для прохода пара ко всем соплам турбины.

Изменение количества пара, поступающего в турбину, может быть получено двумя способами:

а) открытием или закрытием прохода пара к отдельным соплам или группам сопел, т. е. изменением степени парциальности. Такое регулирование называется сопловым;

б) подводом дополнительного количества пара к сопловым аппаратам последующих ступеней. Такое регулирование называется обводным, или байпасным. Обводное регулирование применяется не всегда и не как самостоятельное, а в дополнение к сопловому или дроссельному регулированию первой ступени. Обычно обводное регулирование применяется, как перегрузочное, т. е. начинает действовать только при необходимости повышения мощности турбины сверх экономической.

Сопловое регулирование неприменимо в реактивных турбинах, так как они должны работать при полном подводе пара ко всем соплам.

Чисто количественное регулирование может быть достигнуто только непрерывным изменением пропускного сечения сопел первой регулирующей ступени. Механизмы для чисто количественного регулирования получаются очень сложными, и оно сейчас не применяется.

Регулирование мятием пара не является только качественным, так как при изменении дроссельным клапаном проходного сечения для пара изменяется не только давление, но в известной мере и количество пара.

Турбины, имеющие регулирование только мятием пара, рассчитываются так, что при полном открытии дроссельного клапана развивается номинальная мощность. Турбины же, имеющие еще и обводное регулирование, рассчитываются так, что при полном открытии дроссельного клапана развивается только экономическая мощность. Перегрузка сверх экономической мощности создается обводным регулированием путем подвода пара к сопловым аппаратам последующих ступеней.

При регулировании мятием пара непосредственно перед дроссельным клапаном и непосредственно за ним устанавливают манометры. При полном открытии дроссельного клапана показания манометров почти одинаковы, так как мятие пара незначительно. При прикрытии дроссельного клапана

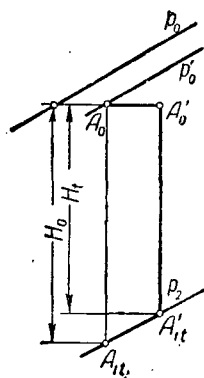


Рис. 140. Регулирование мятием пара на is диаграмме.

в реактивной ступени перед рабочим колесом больше, чем за ним. Поэтому реактивные ступени называют ступенями избыточного давления. Почти все современные паровые турбины не являются чисто активными или чисто реактивными. Большинство современных турбин работает с большей или меньшей степенью реактивности.

Непрерывное действие пара на рабочие органы является одним из важнейших преимуществ турбины перед паровой машиной. Благодаря непрерывности процесса в каждой определенной точке органов турбины, давление пара, его температура, теплосодержание, скорость и различные усилия остаются постоянными. Это позволяет применять высокие скорости пара и рабочих органов. В тепловом отношении непрерывность процесса обеспечивает постоянство тепловых явлений и улучшает условия работы в целом. В силу этих особенностей, паровая турбина, по сравнению с паровой машиной, имеет следующие преимущества:

- а) возможность получения больших мощностей в одном агрегате;
- б) лучшее использование тепловой энергии;
- в) большие скорости, позволяющие соединять вал турбины непосредственно с валом генератора электрического тока;
- г) меньшие размеры и вес, приходящиеся на единицу мощности;
- д) отсутствие возвратно-поступательно движущихся частей и, следовательно, отсутствие неуравновешенных инерционных сил, что позволяет обходиться без маховика и применять более легкие фундаменты;
- е) возможность иметь несколько промежуточных отборов пара при различных давлениях для целей теплофикации.

Наряду с этими преимуществами, паровые турбины сравнительно с паровыми машинами имеют и некоторые недостатки:

- а) сложность установки при небольших мощностях;
- б) понижение к.п.д. при резко переменных режимах работы;
- в) невозможность работы на небольших числах оборотов в минуту;
- г) сложность реверсирования;
- д) низкий к. п. д. при малых мощностях.

Эти особенности паровых машин и паровых турбин создали для каждой из них свои области применения. Паровые турбины применяются, главным образом, в качестве первичных двигателей электро- и теплоэлектроцентралей повышенной мощности, как двигатели крупных судов, а также как двигатели компрессоров и насосов мощных установок.

Всякая паровая турбина состоит из неподвижного корпуса, представляющего собою ее наружную часть, образующую внутреннюю паровую полость, и вращающегося в этой полости ротора. Корпус турбины со всеми установленными на нем и в нем деталями носит название статора. Ротор является внутренней частью турбины, несущей на себе рабочий лопаточный аппарат.

§ 49. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Существующие паровые турбины можно разделять по следующим основным признакам:

А. По принципу действия пара: 1) активные, 2) реактивные и 3) комбинированные.

Активные турбины, в свою очередь, могут быть с одной или с несколькими ступенями давления, а каждая из ступеней давления может состоять из одной или нескольких ступеней скорости. Реактивные турбины всегда делают многоступенчатыми со ступенями давления. У комбинированных турбин — активно-реактивного типа несколько первых ступеней активные, а последующие — реактивные. Такое деление лишь в основном характеризует типы турбин, так как у современных активных турбин ступени низкого давления почти всегда работают и по реактивному принципу, а у реактивных турбин почти всегда имеется хотя бы одна (первая) активная ступень.

Б. По параметрам свежего пара: 1) турбины низкого давления, работающие паром $1,2 \div 2,5 \text{ ата}$; 2) турбины среднего (нормального) давления, работающие паром до 35 ата с перегревом до 450°C ; 3) турбины высокого давления, работающие паром с давлением выше 35 ата и с перегревом до 550°C ; 4) турбины двух и трех давлений, с подводом к турбине мягкого пара и пара различных давлений.

В. По направлению потока пара: 1) осевые, у которых поток пара движется вдоль оси турбины; 2) радиальные, у которых поток пара движется в плоскости, перпендикулярной к оси турбины; 3) смешанные — обычно радиальные, но имеющие несколько последних ступеней осевых.

Г. По количеству корпусов: 1) одноцилиндровые, у которых весь лопаточный аппарат размещен в одном корпусе; 2) многоцилиндровые, с размещением лопаточного аппарата в нескольких корпусах.

Д. По числу валов: 1) одновальные турбины, у которых все корпуса расположены на одной оси и валы их соединены; 2) многовальные, представляющие собою две или три одновальные турбины, связанные общим тепловым процессом.

Е. По числу потоков пара: 1) однопоточные — обычного типа; 2) двухпоточные, у которых пар подводится в среднюю часть корпуса и, делясь на два потока, растекается к концам цилиндра; или, наоборот, подведенный к разным концам корпуса пар течет двумя встречными потоками, соединяясь в средней части корпуса.

Ж. По тепловому процессу и энергетической характеристике: 1) конденсационные, с выпуском всего отработавшего пара в конденсатор; 2) выхлопные, с выпуском отработавшего пара в атмосферу; 3) теплофикационные, которые могут быть: а) с концевым отбором пара, б) с одним или несколькими промежуточными отборами пара, в) с промежуточным и концевым отбором пара; 4) предвключенные турбины высокого давления, срабатывающие до средних давлений пар, который затем совершает работу в турбине нормального давления; 5) с промежуточным перегревом пара между ступенями высокого и низкого давления.

З. По расположению конденсационных устройств: 1) подвальные, с расположением конденсационных устройств под турбиной; 2) бесподвальные, с расположением конденсационных устройств на одном уровне с турбиной.

И. По числу оборотов вала турбины: 1) тихоходные, с числом оборотов менее 3000 в минуту; 2) нормальные, с числом оборотов 3000 в минуту; 3) быстроходные, с числом оборотов более 3000 в минуту.

К. По способу соединения с генератором или рабочей машиной: 1) с прямой передачей посредством муфты, соединяющей вал турбины с валом рабочей машины; 2) редукторные турбины с зубчатой передачей между валом турбины и валом рабочей машины.

Л. По принципу регулирования: 1) турбины с дроссельным регулированием (мятием пара); 2) с сопловым регулированием; 3) с комбинированным регулированием; 4) с обводным регулированием для перегрузки.

М. По области применения: 1) стационарные турбины с постоянным числом оборотов — в большинстве случаев турбогенераторы; 2) стационарные, с переменным числом оборотов, предназначенные для привода вентиляторов, компрессоров, насосов и т. п.; 3) турбины нестационарного типа, с постоянным или чаще переменным числом оборотов для турболокомотивов, судов и авиации.

Н. По назначению: 1) главные, несущие основную нагрузку станции; 2) пиковые, служащие для покрытия временных больших нагрузок; 3) турбины собственных нужд, обеспечивающие потребность в энергии самой станции.

показания манометров начинают заметно расходиться и по показаниям манометров можно судить о нагрузке турбины.

Конструктивно регулирование мятием пара сравнительно просто, но имеет некоторые недостатки. Наибольший к. п. д. турбины получается, если между скоростью истечения пара из сопел и скоростью лопаток имеется определенное соотношение. При регулировании число оборотов вала турбины изменяется в незначительных пределах, а следовательно, окружная скорость лопаток u остается почти постоянной, в то время как при мятии скорость пара c_1 значительно изменяется и вследствие этого изменяется отношение $\frac{u}{c_1}$, и к. п. д. турбины ухудшается. Следовательно, при регулирова-

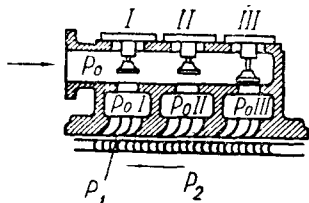


Рис. 141. Схема соплового регулирования.

нии мятием пара турбина будет иметь наименьший расход пара только при одной определенной нагрузке, а при увеличении или уменьшении ее удельный расход пара будет повышаться.

При сопловом регулировании весь пар подводится к первой ступени через несколько параллельно включенных групповых регулирующих клапанов (рис. 141). В этом случае весь сопловый аппарат регулирующей ступени разделен на группы сопел, в которые пар поступает из групповых камер. По мере увеличения нагрузки открываются последовательно клапаны I, II, III и т. д., включаются группы сопел и увеличивается степень парциальности. Сопловое регулирование нельзя назвать чисто количественным, так как при частичном открытии одного из клапанов (например, клапана III на рисунке 141) мятие пара в одной из групп сопел все же происходит.

Так как у парциальной ступени с большим теплоперепадом к. п. д. ниже, чем у ступени с полным подводом пара и малым теплоперепадом, то у турбин с сопловым регулированием при нагрузке экономической и выше экономической, к. п. д. несколько ниже, чем у ступени с регулированием мятием пара. При частичных нагрузках к. п. д. турбин с сопловым регулированием значительно выше, чем турбин с регулированием мятием пара.

При работе паровой турбины неизбежно изменение условий, влияющих на ее рабочий процесс. Такие из этих условий, как число оборотов вала турбины, разрежение в конденсаторе изменяются незначительно. Нагрузка же турбины и расход пара могут изменяться в широких пределах от холостого хода до максимальной мощности турбины. Изменение расхода пара вызывает изменение его параметров в промежуточных ступенях. Всякое отклонение условий работы турбины от наиболее благоприятных, принятых при расчете турбины, отражается на ее экономичности.

В паровой турбине расход пара не пропорционален ее мощности, и поэтому к. п. д. турбины при изменении ее нагрузки изменяется. На рис. 142 прямая OB соответствует пропорциональному изменению расхода пара в зависимости от мощности. Отрезок O_1A выражал бы расход пара при мощности холостого хода $N_{хх}$. Но так как к. п. д. турбины ухудшается с уменьшением ее нагрузки, то действительный расход пара будет изменяться не по прямой OB , а по кривой OA_1CE .

В точке C кривая OA_1CE совпадает с прямой OB , что соответствует наиболее выгодному режиму работы турбины, при котором к. п. д. принимает

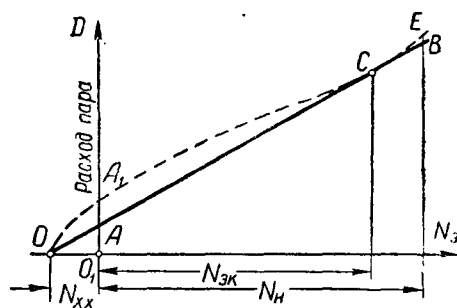


Рис. 142. Изменение расхода пара при изменении нагрузки.

В СССР основные типы турбин установлены в 1947 г. Государственным общесоюзным стандартом — ГОСТ 3618-47 и 3678-47.

Для обозначения типов турбин применяется следующий шифр.

Первая буква шифра характеризует давление пара при впуске.

А — среднее давление 16—35 *ата*.

В — высокое давление, более 35 *ата* в турбинах, выпускаемых заводами СССР, обычно 90 *ата*.

М — мягкий пар (отработавший), давление 1,2 ÷ 2 *ата*.

Вторая и третья буквы шифра характеризуют тип турбины.

К — конденсационная, с выпуском всего отработавшего пара в конденсатор.

Т — теплофикационная, с промежуточным отбором пара при давлении от 1,2 до 6 *ата*.

П — с промежуточным отбором пара при давлении 4—13 *ата* для промышленных целей.

Р — с противодавлением — концевым отбором пара при весьма широком диапазоне параметров отработавшего пара.

Первая цифра в шифре показывает номинальную мощность турбины в тысячах киловатт, вторая — порядковый номер конструкции турбины. Например, АП-6-1 означает: турбина среднего давления с промежуточным отбором пара для промышленных целей номинальной мощностью 6000 *квт*, первый вариант.

ГЛАВА XI

ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ ПАРА В СОПЛАХ

§ 50. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В СОПЛАХ

Преобразование тепловой энергии пара в кинетическую происходит в результате его расширения в сопле при истечении в среду с давлением, меньшим, чем давление пара при входе в сопло. За счет понижения давления от начального p_0 до конечного p_1 пар повышает свою скорость от c_0 , с которой он входил в сопло, до c_{1t} (скорость истечения). Очевидно, что при истечении 1 кг пара, масса которого равна $m = \frac{1}{g}$ кг сек²/м, кинетическая энергия его возрастает на

$$\Delta L_a = \frac{mc_{1t}^2}{2} - \frac{mc_0^2}{2} = \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2g} \text{ кж/кг.} \quad (50,1)$$

На это повышение кинетической энергии затрачивается тепло:

$$q_a = A \cdot \Delta L_a = A \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2g} = \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{8380} \text{ ккал/кг.} \quad (50,2)$$

Если считать, что расширение пара в сопле происходит без теплообмена, т. е. адиабатически (рис. 101), то теплосодержание пара при этом понижается на

$$h_t = i_0 - i_{1t} \text{ ккал/кг,}$$

где: i_0 — теплосодержание пара перед соплом,

i_{1t} — теплосодержание пара после адиабатического расширения в сопле.

Величину h_t называют адиабатическим, или располагаемым теплоперепадом, и на i_s диаграмме он выражается отрезком вертикальной прямой, соединяющей точки A_0 и A_{1t} , характеризующие начальное и конечное состояние пара в сопле. На основании закона сохранения энергии можно, приравняв количества энергии q и h , вывести известную из термодинамики формулу скорости истечения пара:

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{1t} + \frac{c_0^2}{8380}} \text{ м/сек.} \quad (50,3)$$

наибольшее значение. Такая невыгоднейшая нагрузка, как уже известно, называется экономической. При дальнейшем повышении нагрузки и увеличении расхода пара кривая действительного расхода пара снова отклоняется вверх, в связи с ухудшением к. п. д. при перегрузке (участок *CE*).

Еще наглядней представляется характер изменения удельного расхода пара в зависимости от нагрузки турбины (рис. 143), где расход пара при экономической мощности принят за 100%. На графике жирная кривая *AB* соответствует идеальному случаю соплового регулирования, штриховая *CD* — регулированию мятим пара. На рис. 143 видно, что удельный расход пара значительно возрастает при уменьшении мощности турбины с дроссельным регулированием. Но и у турбин с сопловым регулированием расход пара в действительности изменяется не по кривой *AB*, а по волнистой линии *A12345*. Это объясняется тем, что мятие пара клапаном не происходит только при полном его открытии, а при не полностью открытом клапане расход пара

будет выше, чем на кривой *AB*. Так, например, в точке *F*, характеризующей расход пара при полностью открытых трех клапанах и частично открытом четвертом клапане, удельный расход будет несколько выше, чем по кривой *ADB*, вследствие мятия пара в четвертом клапане. Значит, лишь в тех случаях, когда действующие клапаны открыты полностью, практический удельный расход пара будет соответствовать идеальному случаю регулирования. При пяти клапанах это будет соответствовать $1/4$, $2/4$, $3/4$, $4/4$ и $5/4$ экономической нагрузки или точкам 1, 2, 3, 4 и 5 на кривой *AB* идеального соплового регулирования. Поэтому при всяких изменениях нагрузок турбины желательно, чтобы действующие клапаны были, во избежание мятия пара, открыты полностью.

При хорошей работе котельной колебания параметров пара перед турбиной сравнительно невелики и, казалось бы, не должны иметь существенного значения. Однако, в действительности, даже небольшое понижение давления и температуры свежего пара приводят к значительным его перерасходам. Удельный расход пара определяется уравнением (72,3).

$$d_e = \frac{860}{(i_0 - i_{1t}) \tau_{0e}} \text{ кг/эфф. квт-час.}$$

Величина удельного расхода пара d_e обратно пропорциональна теплоперепаду $H_0 = i_0 - i_{1t}$. На i_s диаграмме (рис. 139) видно, что при постоянном противодавлении (вакууме), даже при небольшом понижении начального давления (например, с 22 до 20 *ата*) адиабатический теплоперепад заметно уменьшается, и хотя степень сухости пара в последних ступенях увеличивается и они работают с несколько лучшим к. п. д., но это все же не покрывает увеличения удельного расхода пара в связи с уменьшением теплоперепада. По опытным данным, увеличение удельного расхода пара составляет около 0,7% при понижении начального давления на 1%. В турбине мощностью 25 000 *квт* снижение давления на 1% повлечет перерасход пара почти на 2 *т/час*. Точно так же понижение температуры вызывает уменьшение теплоперепада и увеличение удельного расхода пара. Понижение температуры пара на 10° С от нормальной вызывает увеличение удельного расхода пара приблизительно на 1,5%, что для турбины мощностью 25 000 *квт* выразится цифрой около 3 *т/час*.

Повышение конечных параметров пара тоже уменьшает теплоперепад и увеличивает расход пара. Повышение конечного давления на 0,01 *ата* вызы-

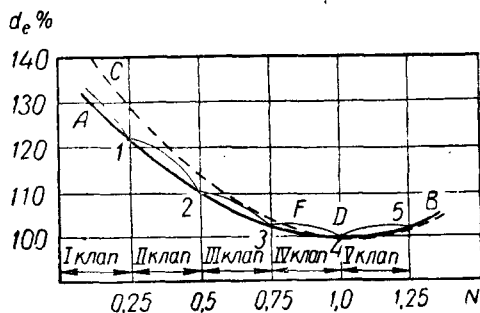


Рис. 143. Изменение удельного расхода пара при изменении нагрузки.

Если пренебречь скоростью входа пара в сопло c_0 , так как она обычно незначительна по сравнению со скоростью истечения c_{11} , то

$$c_{11} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{11}} = 91,5 \sqrt{h_i} \text{ м/сек.} \quad (50,4)$$

Пример 9. Определить скорость истечения пара из сопла при адиабатическом его расширении от давления 20 ата и $t = 300^\circ \text{С}$ до давления $0,1 \text{ ата}$. Расчет сделать без учета и с учетом входной скорости, которую принять $c_0 = 200 \text{ м/сек}$.

На is диаграмме (рис. 101) находим точку пересечения изобары $p_0 = 20 \text{ ата}$ с изотермой $t_0 = 300^\circ \text{С}$. Этой точкой A_0 определяется начальное состояние пара при входе в сопло. Ордината этой точки

$$i_0 = 721 \text{ ккал/кг.}$$

Проведя из точки A_0 адиабату (вертикаль) до пересечения с изобарой $p_1 = 0,1 \text{ ата}$, находим (точка A_{11}):

$$i_{11} = 512 \text{ ккал/кг.}$$

Следовательно, адиабатический теплоперепад в сопле

$$h_i = i_0 - i_{11} = 721 - 512 = 209 \text{ ккал/кг.}$$

Теплоперепад h_i определяется как длина отрезка прямой A_0A_{11} в масштабе ординат is диаграммы. Тогда скорость истечения без учета входной скорости:

$$c_{11} = 91,5 \sqrt{h_i} = 91,5 \sqrt{209} = 1322,8 \text{ м/сек.}$$

Если учесть входную скорость пара $c_0 = 200 \text{ м/сек}$, то получим:

$$c_{11} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{11} + \frac{c_0^2}{8380}} = 91,5 \sqrt{209 + \frac{200^2}{8380}} = 1335,8 \text{ м/сек.}$$

Этот пример показывает, что в практических расчетах сопел иногда можно пренебрегать входной скоростью пара. Вывод этот не относится к расчету сопел и направляющих лопаток многоступенчатых турбин.

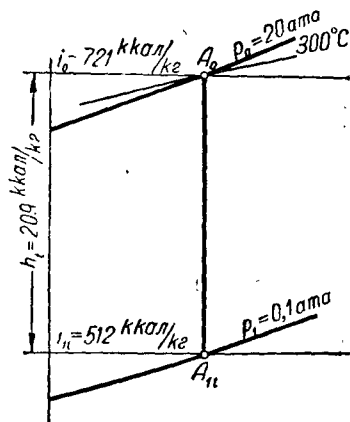


Рис. 101. Адиабатический процесс расширения пара в сопле на is диаграмме.

§ 51. ВЫБОР ПРОФИЛЯ СОПЛА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕГО РАЗМЕРОВ

Для избежания излишних потерь при движении пара в сопле необходимо, чтобы струя пара не сжималась стенками сопла и не отрывалась от них. Поэтому любая площадь поперечного сечения сопла должна соответствовать объему пара в этом сечении.

Для определения площади сечения сопла используем уравнение непрерывности струи пара:

$$Gv = fc; \quad (51,1)$$

где: G — расход пара через сопло (в кг/сек),

v — удельный объем пара в данном сечении (в $\text{м}^3/\text{кг}$),

f — площадь данного сечения сопла (в м^2),

c — скорость пара в данном сечении (в м/сек).

Если расход пара $G = 1 \text{ кг/сек}$, то площадь сечения сопла

$$f = \frac{v}{c} \text{ м}^2. \quad (51,2)$$

При движении пара в сопле удельный объем его увеличивается и скорость возрастает. Пусть в каком-то сечении $n-n$ (рис. 102) сопла, весьма мало удаленном от входа в сопло, приращение удельного объема пара составило Δv , а приращение скорости — Δc . Тогда площадь этого сечения

$$f_n = \frac{v_0 + \Delta v}{c_0 + \Delta c} \text{ м}^2.$$

вает в среднем увеличение удельного расхода пара на 1,5%. Поэтому конденсационные устройства турбины должны быть всегда в полной исправности, чтобы не уменьшать разрежения в конденсаторе.

Для теплового расчета проточной части турбины при расходе пара, отличающемся от расчетного, надо найти теплоперепад на ступенях турбины, изменившийся вследствие перераспределения давлений.

При повышении давления пара перед суживающимся соплом расход пара увеличивается и до достижения критического отношения давлений $\nu_{кр} = 0,546$ может быть определен по уравнению:

$$G = f \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{v_0} \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \text{ кг/сек,} \quad (74,1)$$

где: f — площадь поперечного сечения сопла (в m^2),

p_0 и v_0 — соответственно давление и удельный объем пара перед соплом (в $кг/м^2$ и в $м^3/кг$),

p_1 — давление пара за соплом (в $кг/м^2$).

При дальнейшем повышении давления перед соплом расход пара продолжает увеличиваться и может быть приближенно определен по уравнению:

$$\frac{G'_0}{G_0} = \sqrt{\frac{p'_0 v'_0}{p_0 v_0}} \approx \frac{p'_0}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T'_0}}. \quad (74,2)$$

При небольших отклонениях режима от расчетного, если теплосодержание пара перед соплом изменяется незначительно, уравнение (74,2) можно упростить, приведя его к виду:

$$\frac{G'_0}{G_0} = \frac{p'_0}{p_0}, \quad (74,3)$$

где: G_0, G'_0 — расход пара соответственно при расчетном и рассматриваемом режимах,

p_0, p'_0 — давление пара перед соплом соответственно при расчетном и рассматриваемом режимах,

T_0, T'_0 — абсолютная температура пара перед соплом при расчетном и рассматриваемом режимах.

Уменьшение давления за суживающимся соплом вызывает увеличение расхода пара, который может быть определен по тому же уравнению (74,1). Такое увеличение расхода пара происходит до достижения критического отношения давлений $\nu_{кр}$. При дальнейшем понижении давления пара за соплом p_1 расход пара остается постоянным, равным критическому расходу.

ГЛАВА XVI

ДЕТАЛИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

§ 75. ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Как уже указывалось при общем описании паровой турбины, она состоит из неподвижного статора и подвижного, вращающегося ротора. Статор турбины состоит из следующих частей: фундаментной рамы, или плиты, корпуса (кожуха, цилиндра) с болтовыми креплениями, диафрагмами, соплами и направляющими аппаратами, уплотнениями и подшипниками. На статоре располагаются механизмы регулирования и смазки.

Ротор турбины является внутренней вращающейся ее частью, несущей на себе рабочий лопаточный аппарат. Перейдем к рассмотрению отдельных частей турбины.

§ 76. ФУНДАМЕНТ И ФУНДАМЕНТНАЯ ПЛИТА

Фундаментная плита является опорой для корпуса цилиндра турбины, а в турбогенераторах и опорой для генератора, создавая между ними жесткую связь, необходимую для правильного взаимного расположения. Фундаментная плита передает на фундамент вертикальные нагрузки от турбины. Отсутствие в турбине поступательно движущихся частей позволяет выполнять фундаментные плиты сравнительно легкой конструкции сварными из профильной стали и реже литыми из чугуна. При небольших мощностях фундаментная плита турбогенератора делается цельной, а у турбогенераторов значительных мощностей плита выполняется из нескольких частей.

Фундаментная плита паровой турбины в большинстве случаев жестко опирается на каркас, передающий вес турбины на фундамент. У бесподвальных турбин небольшой мощности фундаментная плита иногда устанавливается на фундаменте. Каркас фундамента наращивается непосредственно на фундамент и состоит из поддерживающих колонн и верхней рамы, на которую опирается фундаментная плита. Высота и расположение колонн каркаса зависят от конструкции установки и должны дать возможность разместить конденсационные устройства, воздухоохладители генератора и все трубопроводы.

Обычно фундаменты под паровые турбины делают железобетонными. Для турбин малых мощностей иногда применяют стальные клепаные или сварные фундаменты. Фундамент не должен соединяться с частями здания и должен отделяться от пола машинного зала зазором $10 \div 15$ мм, во избежание передачи вибраций турбогенератора зданию. Глубина залегания фундамента должна быть больше глубины залегания других фундаментов машинного зала.

§ 77. КОРПУС ТУРБИНЫ

Корпус турбины (цилиндр) служит для крепления всех частей статора турбины и обеспечивает прохождение пара в турбине по заданному пути. Корпус турбины находится под воздействием давления находящегося в нем пара, усилий, возникающих в результате температурных деформаций, усилий от опор ротора турбины и вибраций, передающихся через эти опоры и, наконец, собственного веса и веса закрепленных на нем и в нем деталей.

Исходя из этого, материал, конструкция и размеры корпуса должны быть выбраны так, чтобы корпус мог надежно противостоять действующим на него усилиям, а места соединения частей корпуса должны иметь достаточную плотность, не допускающую утечек пара.

Для изготовления корпусов турбин применяют стальное и чугунное литье, а также сварные конструкции из листового металла. Наибольшее распространение для изготовления корпусов получила обычная углеродистая сталь, применяемая для турбин, работающих паром с температурой до $400-450^\circ\text{C}$. Для турбин малой и средней мощности при давлении пара до 16 атм и температуре до 250°C применяется чугунное литье.

Турбины высоких параметров пара имеют корпуса из легированных сталей. Применяются также цилиндры с двойными стенками, пространство между которыми заполняется паром среднего давления. Наличие двойных стенок позволяет внешний корпус выполнить из обычной углеродистой стали, а из молибденовой — только внутренний. Иногда корпус в части высокого давления выполняется из более высококачественного металла, чем в части низкого давления.

Форма корпуса должна быть согласована с направляющим аппаратом и наряду с достаточной прочностью иметь простые очертания, позволяющие хорошую отливку и удобную обработку.

Корпус турбины всегда (за исключением особых конструкций) имеет горизонтальный разъем \mathcal{Z} (рис. 144) в плоскости, проходящей через ось вала, необ-

Изменение площади сечения по сравнению с начальной будет:

$$\Delta f = f_n - f_0 = \frac{v_0 + \Delta v}{c_0 + \Delta c} - \frac{v_0}{c_0} = \frac{c_0 \Delta v - v_0 \Delta c}{c_0(c_0 + \Delta c)} = \frac{v_0}{c_0 + \Delta c} \left(\frac{\Delta v}{v_0} - \frac{\Delta c}{c_0} \right) m^2. \quad (51,3)$$

В полученном уравнении $\frac{\Delta v}{v_0}$ — относительное приращение удельного объема пара, $\frac{\Delta c}{c_0}$ — относительное приращение скорости при понижении давления от p_0 до p_n .

Если бы при расширении пара в сопле относительные приращения объема и скорости были одинаковы, то Δf равнялось бы нулю и сопло должно было бы быть цилиндрическим. В действительности изменения удельного объема и скорости не одинаковы и происходят по разным законам. На рис. 102 показаны графики изменения скорости c и удельного объема v при движении пара в сопле и его расширении. Над графиками изображен профиль сопла, площади сечения которого вычислены по уравнению (51,2).

Из графика видно, что в начале расширения, при еще незначительном понижении давления, скорость пара увеличивается быстро, а приращение удельного объема пара сначала незначительно, т. е.

$$\frac{\Delta c}{c_0} > \frac{\Delta v}{v_0}.$$

Приращение площади сечения сопла Δf при этом будет отрицательным, так как множитель $\frac{\Delta v}{v_0} - \frac{\Delta c}{c_0}$ в выражении (51,3) отрицателен. Сечение сопла уменьшается, сопло должно суживаться.

Рис. 102. Изменения объема и скорости пара при расширении в сопле.

При дальнейшем понижении давления приращения скорости Δc уменьшаются, а приращения удельных объемов Δv увеличиваются. При давлении $p_{кр}$ (критическое давление) $\frac{\Delta c}{c_0} = \frac{\Delta v}{v_0}$, а поэтому приращение сечения сопла $\Delta f = 0$, т. е. сопло на бесконечно малом участке имеет постоянное сечение.

Наконец, при понижении давления ниже $p_{кр}$ относительное приращение скорости меньше относительного приращения объема, т. е. $\frac{\Delta c}{c_0} < \frac{\Delta v}{v_0}$, и сечение сопла должно увеличиваться. Значит, за минимальным сечением $f_{кр}$, соответствующим критическому давлению, сопло должно расширяться.

Если сопло будет суживающимся или цилиндрическим, то достигнуть в нем расширения пара до давления ниже критического невозможно. Это объясняется тем, что при отсутствии расширяющейся насадки дальнейшее понижение давления пара невозможно, так как сопло не в состоянии пропускать увеличивающийся объем пара, несмотря на увеличение скорости. В соответствии с этим, в узком сечении сопла, не имеющего расширяющейся насадки, устанавливается критическое давление $p_{кр}$ и критическая скорость пара $c_{кр}$, и как бы не понижалось в дальнейшем давление среды, в которую вытекает пар, скорость пара в узком сечении сопла не изменится. По выходе из сопла струя пара, конечно, примет давление окружающей среды, но освобождающаяся при этом понижении давления энергия затрачивается на разрыв струи пара, вихреобразование и создание звуковых колебаний. В результате этого

приращение скорости за соплом чрезвычайно мало и практического значения не имеет.

Отношение $\frac{p_{кр}}{p_0} = \gamma_{кр}$ называется критическим отношением давлений, а получаемая при этом скорость паровой струи $c_{кр}$ называется критической скоростью.

Величина критической скорости может быть определена по величине теплоперепада, происходящего при понижении давления от p_0 до $p_{кр}$:

$$c_{кр} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{кр}} \text{ м/сек.},$$

где: i_0 — начальное теплосодержание пара при давлении p_0 ,

$i_{кр}$ — теплосодержание пара после адиабатического расширения до давления $p_{кр}$.

Из термодинамики известен и другой вид уравнения для определения скорости истечения пара:

$$c_{1t} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_{1t}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ м/сек.} \quad (51,4)$$

Значение критической скорости можно определить по уравнению:

$$c_{кр} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} p_0 v_0}, \quad (51,5)$$

где: p_0 — давление пара перед соплом (в кг/м^2),

v_0 — его удельный объем (в $\text{м}^3/\text{кг}$).

Так как обычно в практических расчетах давление измеряется не в кг/м^2 , а в кг/см^2 , то для подстановки давления, выраженного в кг/см^2 , уравнение (51,5) должно иметь вид:

$$c_{кр} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \cdot 10^4 p_0 v_0} = 100 \sqrt{2g \frac{k}{k+1} p_0 v_0}. \quad (51,6)$$

На основании опытов установлено, что k имеет следующие значения:

$k = 1,035 + 0,1 x$ — для насыщенного пара со степенью сухости x ,

$k = 1,135$ — для сухого насыщенного пара,

$k = 1,30$ — для перегретого пара.

Величина критического отношения давлений определяется по формуле:

$$\gamma_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (51,7)$$

При подстановке в это выражение соответствующих значений k получаем для сухого насыщенного пара $\gamma_{кр} = 0,5774$ и для перегретого пара $\gamma_{кр} = 0,5457$.

Если подставить в уравнение (51,1) значения $c_{кр}$ из уравнения (51,6), то после решения этого уравнения относительно f получаем величину площади минимального сечения сопла для сухого насыщенного и соответственно перегретого пара:

$$f_{мин}^{нас} = \frac{G}{199 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} \text{ м}^2, \quad f_{мин}^{пер} = \frac{G}{209 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} \text{ м}^2. \quad (51,8)$$

Величину $f_{мин}$ на основании опытных данных определяют по формуле:

$$f_{мин} = \frac{G}{203,5 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} \text{ м}^2. \quad (51,9)$$

Чтобы не получались очень длинные сопла и в то же время не происходил отрыв струи пара от стенок сопла, угол расширения сопла берется в пределах $6 \div 12^\circ$. Поэтому длина расширяющейся части сопла:

$$l_1 = \frac{d_1 - d_{мин}}{2 \text{tg} \frac{\gamma}{2}}, \quad (51,10)$$

ходимый для сборки турбины. Кроме того, делают один или два вертикальных разреза корпуса, упрощающих его отливку, механическую обработку и сборку.

Толщина стенок корпуса рассчитывается по формуле:

$$\delta = \frac{Dp}{2\sigma} \text{ см,} \quad (77,1)$$

где: D — внутренний диаметр цилиндра (в см),

p — избыточное давление (в кг/см²),

σ — допускаемое напряжение, принимаемое для чугуна 200 кг/см², для углеродистой стали 300—350 кг/см² и для специальных сталей до 450 кг/см².

При высоких давлениях применяют хромомолибденовую сталь при $\sigma = 1750—1900$ кг/см².

Толщина стенок корпуса может постепенно убывать к части низкого давления.

На фундаментной плите корпус турбины должен быть укреплен так, чтобы при свободном расширении корпуса не нарушалось совпадение осей турбины и генератора или рабочей машины.

На рис. 144 представлен один из способов такого крепления. На фундаментную плиту корпус опирается основанием переднего подшипника 2, которое может перемещаться в осевом направлении, и боковыми лапами 5. Для того чтобы устранить возможность поперечных смещений корпуса, ставится продольная шпонка 1. Выступ 6 удерживает корпус от осевых перемещений в части низкого давления. Возможность свободного расширения корпуса перпендикулярно к горизонтальной оси обеспечивается поперечными шпонками 4,

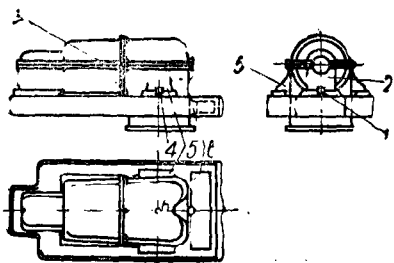


Рис. 144. Схема крепления корпуса турбины к фундаментной плите.

не допускающими смещений его вдоль горизонтальной оси.

Благодаря такому креплению, неподвижной точкой в корпусе является точка А, лежащая на пересечении вертикальной плоскости, проходящей через шпонки 1—6, с осевой линией, проведенной через шпонки 4.

На заводе-изготовителе собранный корпус турбины подвергается гидравлическому испытанию под давлением выше нормального рабочего.

§ 78. ДИАФРАГМЫ

Диафрагмы активных ступеней давления служат для разделения внутренней полости турбины на части с различным давлением пара. Поэтому каждая диафрагма находится под действием разности давлений по обе ее стороны, которая у турбин высоких давлений весьма значительна. В первых ступенях турбин диафрагмы испытывают к тому же еще и действие высоких температур. Поэтому материал диафрагм должен обладать значительной механической прочностью.

Диафрагмы несут на себе направляющий лопаточный аппарат. Лопаточные каналы диафрагм должны быть правильно рассчитаны и точно выполнены, так как от этого зависит направление струи пара, поступающего на рабочие лопатки, и величина потерь энергии в струе пара. Диафрагмы должны обеспечить непроницаемое разделение внутренней полости турбины, так как при перетекании пара из одной ступени в другую через неплотности, минуя лопатки, энергия пара на данной ступени не используется.

Каждая диафрагма (рис. 145) состоит из двух половин, составляющих остов диафрагмы. С остовом жестко соединены направляющие лопатки, образующие паровые каналы. В современном турбостроении применяют диафрагмы:

а) литые стальные или чугунные, в которые при отливке заливаются концы лопаток;

Пример 10. Определить размеры выходного сечения сопла по следующим данным: перед соплом пар имеет давление 12 *ата* и температуру 300° С, давление за соплом 7 *ата*. Расход пара через сопло 1,6 *кг/сек*. Потери в сопле не учитывать.

По *is* диаграмме находим, что начальному состоянию пара соответствует теплосодержание $i_0 = 728$ *ккал/кг*. Проведя из начальной точки процесса адиабату до пересечения с изобарой $p_1 = 7$ *ата*, находим $i_1 = 696$ *ккал/кг*. Следовательно, располагаемый теплоперепад:

$$h_t = 728 - 696 = 32 \text{ ккал/кг.}$$

Процесс происходит в области перегретого пара $\chi_{кр} = 0,546$ и, следовательно:

$$p_{кр} = 12 \times 0,546 = 6,5 \text{ ата.}$$

Давление пара за соплом p_1 больше, чем $p_{кр}$ и, следовательно, сопло должно быть суживающимся. Скорость истечения пара:

$$c_{1i} = 91,5 \sqrt{32} = 518 \text{ м/сек.}$$

Из *is* диаграммы видно, что при давлении $p_1 = 7$ *ата* температура пара $t_1 = 231^\circ$ С. Этому состоянию соответствует удельный объем $v_1 = 0,325$ *м³/кг* (определен по таблицам водяного пара) и поэтому площадь выходного сечения сопла по формуле (51,1):

$$f_1 = \frac{Gv_1}{c_{1i}} = \frac{1,6 \times 0,325}{518} = 0,001004 \text{ м}^2 = 10,04 \text{ см}^2.$$

Пример 11. Определить размеры сопла по следующим данным: перед соплом пар имеет давление 14 *ата* при температуре 350° С, конечное давление 3,5 *ата*. Расход пара через сопло 1,8 *кг/сек* (потери в сопле не учитывать).

По *is* диаграмме находим, что адиабатический теплоперепад составляет:

$$h_t = 752 - 670 = 82 \text{ ккал/кг.}$$

Скорость истечения пара из сопла:

$$c_{1i} = 91,5 \sqrt{82} = 829 \text{ м/сек.}$$

Так как $\frac{p_1}{p_0} = \frac{3,5}{14} = 0,25 < \chi_{кр}$, то сопло должно иметь расширяющуюся насадку.

Минимальное сечение сопла находим исходя из того, что в этом сечении $p_{кр} = p_0$ $\chi_{кр} = 14 \times 0,546 = 7,6$ *ата* (пар перегретый).

Для давления $p_0 = 14$ *ата* и $t_0 = 350^\circ$ С найдем по таблицам водяного пара удельный объем $v_0 = 0,204$ *м³/кг*. Минимальное сечение сопла по формуле (51,9):

$$f_{мин} = \frac{1,8}{209 \sqrt{\frac{14}{0,204}}} = 0,00104 \text{ м}^2 = 10,4 \text{ см}^2.$$

Конечному состоянию пара соответствуют: $p_1 = 3,5$ *ата*; $t_1 = 170^\circ$ С; $v_1 = 0,593$ *м³/кг*. Площадь выходного сечения сопла по формуле (51,1):

$$f_1 = \frac{1,8 \times 0,593}{829} = 0,001293 \text{ м}^2 = 12,93 \text{ см}^2.$$

Диаметр сопла в минимальном сечении:

$$d_{мин} = \sqrt{\frac{10,4 \times 4}{\pi}} = 3,6 \text{ см.}$$

Диаметр сопла в выходном сечении:

$$d_1 = \sqrt{\frac{12,93 \times 4}{\pi}} = 4,1 \text{ см.}$$

Длина расширяющейся части сопла при угле расширения сопла 5° по формуле (51,10):

$$l_1 = \frac{d_1 - d_{мин}}{2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}} = \frac{4,1 - 3,6}{2 \operatorname{tg} 2,5^\circ} = 5,7 \text{ см.}$$

§ 52. ПОТЕРИ В СОПЛЕ

До сих пор процесс в сопле рассматривался как чисто адиабатический без учета потерь. Действительное расширение пара в сопле не происходит по адиабате, так как при протекании пара через сопло неизбежно возникают

б) сварные, изготавливаемые из проката, или стальных поковок; лопатки таких диафрагм соединяются с их остовом электросваркой;

в) наборные, применяемые на первых ступенях, имеющих незначительную высоту лопаток, и где поэтому требуется точное соблюдение формы размеров каналов. Для таких диафрагм применяют цельнофрезерованные лопатки, для которых можно обеспечить высокое качество обработки.

Диафрагмы, работающие в области высоких температур, изготавливаются из легированных сталей.

В выточки стенок корпуса турбины диафрагмы вставляются с зазором от 0,1 до 0,3 мм в осевом направлении и от 0,003 до 0,004 диаметра диафрагмы в радиальном направлении. Чтобы диафрагма не прикипала к корпусу и легко вынималась при разборке, ее обод перед установкой смазывается графитом.

Положение диафрагмы фиксируется в выточках цилиндров специальными штифтами или шпонками. При этом верхние половины диафрагм закрепляются так, чтобы при подъеме верхней части корпуса они поднимались вместе с ним.

Необходимую плотность стыков диафрагм создают шабровкой и приданием стыкам ступенчатой формы.

При расчете диафрагм на прочность необходимо учесть, что разъем диафрагмы и осевое отверстие повышают напряжение в теле диафрагмы в $2\frac{1}{2}$ —3 раза.

Осевой зазор между диафрагмой и рабочим диском принимают в 2,8—3 раза больше стрелы прогиба, получающейся при расчете диафрагмы.

У некоторых турбин высокого давления иногда применяют неразъемные диафрагмы. В этом случае диафрагмы и рабочие колеса поочередно насаживаются на вал, и весь набор опускается в корпус турбины.

Все диафрагмы после окончательного их изготовления испытываются на прогиб для проверки их прочности в осевом направлении.

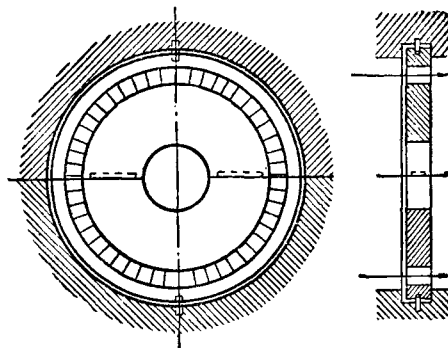


Рис. 145. Диафрагма.

§ 79. УПЛОТНЕНИЯ

Уплотнения в местах прохода вала через корпус турбины называются наружными, а в местах прохода вала через диафрагмы — внутренними. Наружные уплотнения предназначены для того, чтобы не допускать утечек пара из корпуса наружу, а в части низкого давления конденсационных турбин — для того, чтобы предотвратить засасывание воздуха.

Уплотнения турбины имеют принципиально другую конструкцию, чем уплотнения паровой машины, так как вал турбины не имеет поступательного движения относительно уплотнения, как это имеет место в паровой машине, и все тепло трения концентрируется в одном месте. Поэтому в уплотнениях турбины надо достигнуть герметичности с минимальным трением и создать для этого соответствующую конструкцию уплотнения.

По конструкции уплотнения бывают: лабиринтовые, графитно-угольные и водяные (гидравлические). Самый распространенный вид уплотнений — лабиринтовый. Графитно-угольные уплотнения применяются в турбинах небольших мощностей при окружной скорости вала до 30 м/сек. Водяные уплотнения применяются главным образом, для стороны низкого давления турбины. В некоторых случаях со стороны высокого давления применяют комбинацию лабиринтового уплотнения с водяным. Уплотнения в диафрагмах применяются исключительно лабиринтовые.

потери при входе, по пути и при выходе пара; они влияют на состояние пара и уменьшают его скорость. Поэтому действительная скорость истечения пара из сопла c_1 меньше теоретической c_{1t} .

Потеря энергии пара в сопле вызывается следующими причинами:

1) трением частиц пара о стенки сопла и между собою, вследствие непрямолинейности путей и неодинаковой скорости частиц пара;

2) вихревым движением частиц пара, которое возникает в результате того, что частицы пара, прилегающие к стенкам сопла, движутся медленнее частиц, находящихся в средней части струи.

Таким образом, потеря энергии пара в сопле обусловлена трением и ударами, в результате чего часть кинетической энергии пара превращается в тепловую, и конечное теплосодержание пара при том же давлении выхода p_1 будет несколько выше $i_1 > i_{1t}$.

Поэтому действительный процесс расширения пойдет не по адиабате $A_0 A_{1t}$, а по некоторой кривой $A_0 A_1$ (рис. 103). Точку A_1 , характеризующую состояние пара при выходе из сопла, находят следующим образом. По адиабате от точки A_{1t} вверх откладывают отрезок потерь тепла в сопле $h_c = i_1 - i_{1t}$, характеризующий потерю энергии в сопле, и получают точку B_1 , через которую проводят горизонталь до пересечения с изобарой конечного давления $p_1 = 3,5 \text{ ата}$. Полученная в пересечении точка A_1 и будет характеризовать состояние пара при выходе из сопла, а кривая $A_0 A_1$ — процесс расширения пара в сопле. Обычно эту кривую приближенно вычерчивают как наклонную прямую, соединяющую точки A_0 и A_1 (штриховая линия на чертеже).

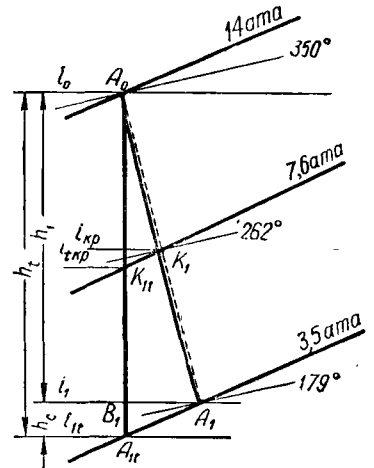


Рис. 103. Действительный процесс расширения пара в сопле.

Тогда действительная скорость истечения пара из сопла будет:

$$c_1 = 91,5 \sqrt{i_0 - i_1 + \frac{c_0^2}{8380}}, \quad (52,1)$$

а принимая $c_0 = 0$:

$$c_1 = 91,5 \sqrt{i_0 - i_1} = 91,5 \sqrt{h_1}. \quad (52,2)$$

Отношение $\frac{c_1}{c_{1t}} = \varphi$ называют скоростным коэффициентом сопла. Действительную скорость истечения с учетом этого коэффициента можно вычислить и по адиабатическому теплоперепаду из уравнения:

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 91,5 \varphi \sqrt{i_0 - i_{1t} + \frac{c_0^2}{8380}} \quad (52,3)$$

или для $c_0 = 0$:

$$c_1 = 91,5 \varphi \sqrt{i_0 - i_{1t}} = 91,5 \varphi \sqrt{h_t}. \quad (52,4)$$

Как указывалось, уменьшение скорости истечения вызывается уменьшением теплоперепада, так как $h_1 < h_t$. Потерянная в сопле тепловая энергия:

$$h_c = h_t - h_1 = \xi h_t = \xi(i_0 - i_{1t}), \quad (52,5)$$

где ξ — коэффициент потери энергии.

Из уравнений (52,2), (52,4) и (52,5) можно написать:

$$c_1 = 91,5 \varphi \sqrt{h_t} = 91,5 \sqrt{h_t - h_t \xi} = 91,5 \sqrt{h_t(1 - \xi)},$$

откуда

$$\varphi^2 = 1 - \xi \quad \text{и} \quad \xi = 1 - \varphi^2.$$

Следовательно

$$h_c = \xi h_t = (1 - \varphi^2) h_t. \quad (52,6)$$

Потерю кинетической энергии 1 кг пара, соответствующую потере h_c в сопле, можно определить из уравнений (50,2) и (52,2):

$$\Delta L_c = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} = \frac{1}{A} (i_1 - i_{1t}) = \frac{1}{A} h_c \text{ кдж/кг} \quad (52,7)$$

или в тепловых единицах:

$$h_c = \frac{A}{2g} (c_{1t}^2 - c_1^2) = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{8380} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{8380} = \xi \frac{c_{1t}^2}{8380} \text{ ккал/кг}. \quad (52,8)$$

На основании опытов установлено, что скоростной коэффициент φ возрастает с увеличением скорости пара. Скоростной коэффициент увеличивается с увеличением перегрева пара, но уменьшается с увеличением степени расширения сопла. На величину скоростного коэффициента влияют также: длина, высота, радиус кривизны сопла и состояние поверхности стенок сопла. Коэффициент φ можно принимать при грубо отлитых и необработанных соплах $\varphi = 0,93 \div 0,94$, при обработанных $\varphi = 0,95 \div 0,96$ и при фрезерованных $\varphi = 0,96 - 0,97$.

Пример 12. Рассчитать расширяющееся сопло по данным примера 11 с учетом потерь, принимая скоростной коэффициент $\varphi = 0,94$.

Действительная скорость истечения пара при теоретической скорости $c_{1t} = 829 \text{ м/сек}$:

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 0,94 \times 829 = 779 \text{ м/сек}.$$

Потери в сопле по формуле (52,6) при $h_t = 73 \text{ ккал/кг}$:

$$h_c = (1 - \varphi^2) h_t = (1 - 0,94^2) 73 = 9,54 \text{ ккал/кг}.$$

Откладывая h_c вверх от точки A_{1t} и проводя горизонталь до пересечения с изобарой $p_1 = 3,5 \text{ ата}$, получаем точку A_1 (рис. 103), определяющую состояние пара при выходе из сопла. Этому состоянию соответствует $t_1 = 179^\circ \text{ С}$. По таблицам водяного пара находим удельный объем этого пара $v_1 = 0,607 \text{ м}^3/\text{кг}$ и выходное сечение сопла по формуле (51,1):

$$f_1 = \frac{1,8 \times 0,607}{779} = 0,00140 \text{ м}^2 = 14,0 \text{ см}^2.$$

Состояние пара в минимальном сечении сопла характеризуется точкой K_1 на пересечении линии действительного расширения с изобарой $p_{кр} = 7,6 \text{ ата}$. По is диаграмме определяем $i_0 - i_{кр} = 752 - 712 = 40 \text{ ккал/кг}$ и критическая скорость в наименьшем сечении будет:

$$c_{кр} = 91,5 \sqrt{40} \approx 578 \text{ м/сек}.$$

Удельный объем пара в точке K_1 определяем по таблицам водяного пара при давлении $7,6 \text{ ата}$ и $t = 262^\circ \text{ С}$, $v_{кр} = 0,32 \text{ м}^3/\text{кг}$ и, следовательно, площадь минимального сечения сопла:

$$f_{мин} = \frac{1,8 \times 0,32}{578} = 0,000999 \text{ м}^2 \approx 10 \text{ см}^2.$$

Приняв и в этом случае сопло круглого сечения, находим:

$$d_{мин} = 3,57 \text{ см}; \quad d_1 = 4,22 \text{ см}.$$

Длина расширяющейся части сопла:

$$l_1 = \frac{d_1 - d_{мин}}{2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}} = \frac{4,22 - 3,57}{2 \operatorname{tg} 2,5^\circ} = 5,6 \text{ см}.$$

§ 53. СОПЛА С КОСЫМ СРЕЗОМ

Расположение сопел в паровых турбинах таково, что они наклонены к плоскости диска под некоторым углом. Поэтому выходная часть сопла имеет косой срез. На рис. 104 представлены сопла с косым срезом. В таком срезе

сопла происходит как бы дополнительное расширение пара, и поэтому процесс в них протекает иначе, чем в соплах, имеющих срез, перпендикулярный оси сопла.

Процесс расширения пара в суживающемся сопле при $\frac{p_1}{p_0} \geq v_{кр}$ не отличается от расширения пара в простом сопле, и отклонения струи пара косым срезом не происходит. При $\frac{p_1}{p_0} < v_{кр}$ процесс расширения в сопле с косым срезом протекает следующим образом (рис. 104 а и б). Расширение пара от начального давления p_0 до $p_{кр}$ происходит в сопле до выходного сечения 1—2,

являющегося в данном случае минимальным, и в этом сечении устанавливается критическая скорость истечения $c_{кр}$ при критическом давлении $p_{кр}$. В косом срезе на участке 2—3 происходит дополнительное расширение пара от $p_{кр}$ до p_{1a} , и при этом струя пара отклоняется от первоначального направления на угол ω так, что теперь она образует с плоскостью среза сопла угол $\alpha' = \alpha_1 + \omega$. Расширение пара в косом срезе будет получаться тем больше, чем меньше угол наклона сопла α_1 .

При расчетах паровых турбин необходимо знать величину угла, под которым направлена струя пара, а следовательно, надо уметь определить углы ω и α' .

Через сечения сопла 1—2 и 3—4 проходит одно и то же количество пара, следовательно:

$$G = \frac{f_{мин} c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{f_1 c_1}{v_1} \quad (53,1)$$

Обозначив (для прямоугольного сечения сопла) ширину его в сечении 1—2 через a , а в сечении 3—4 через a_1 и высоту сопла по перпендикуляру к плоскости рисунка через l , можно переписать уравнение (53,1) так:

$$\frac{a c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{a_1 l c_1}{v_1};$$

или

$$\frac{a c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{a_1 c_1}{v_1}.$$

Так как $a = b \sin \alpha_1$ и $a_1 = b \sin (\alpha_1 + \omega)$, то, подставляя значения a и a_1 в предыдущее уравнение, получаем:

$$\frac{c_{кр} \sin \alpha_1}{v_{кр}} = \frac{c_1 \sin (\alpha_1 + \omega)}{v_1},$$

откуда

$$\sin \alpha' = \sin (\alpha_1 + \omega) = \frac{c_{кр} v_1}{c_1 v_{кр}} \sin \alpha_1. \quad (53,2)$$

Дополнительное расширение пара в косом срезе сопла возможно лишь до некоторого давления p_{1a} , при котором

$$\sin \alpha' = \sin (\alpha_1 + \omega) = \frac{c_{кр} v_{1a}}{c_{1a} v_{кр}} \sin \alpha_1. \quad (53,3)$$

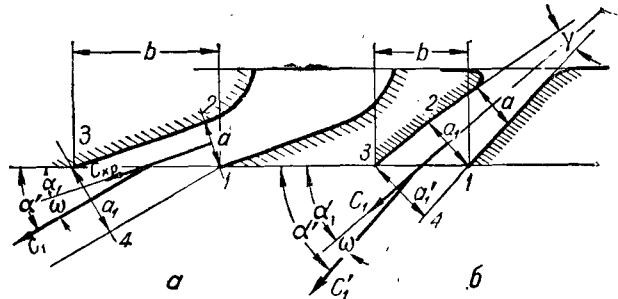


Рис. 104. Сопла с косым срезом.

канал 3 поступает к колесу 2. Нагреваясь от трения вода удаляется по каналам 4 и 5. Действием центробежной силы вода отбрасывается к окружности колеса и образует водяное кольцо, запирающее доступ воздуха внутрь турбины. Разность давлений по обе стороны колеса уравнивается разностью уровней воды и возникающей центробежной силой. Водяное уплотнение имеет тот

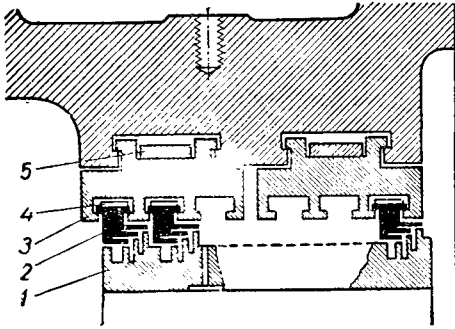


Рис. 147. «Ёлочное» уплотнение типа ЛМЗ.

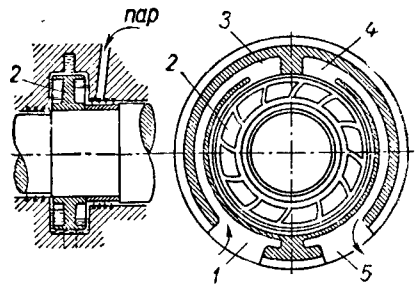
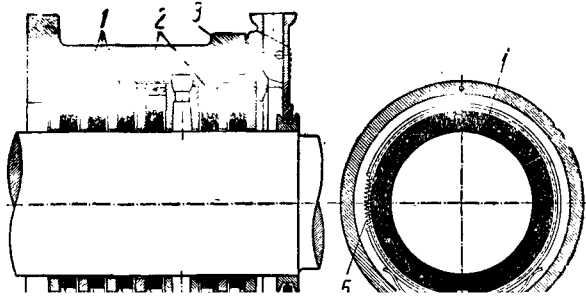


Рис. 148. Водяное уплотнение.

недостаток, что на его работу затрачивается значительная мощность, возрастающая с увеличением числа оборотов. Это объясняется нагреванием и частичным испарением воды, которая все время пополняется конденсатом из специального бачка. Действие водяного уплотнения возможно только при вращении вала турбины и поэтому во время пуска и останова, когда число оборотов меньше половины нормального, в добавочное уплотнение, состоящее из лабиринтовых гребешков, подводится пар.

В части высокого давления водяное уплотнение комбинируют с лабиринтовым, помещая лабиринт между паровым пространством и лопастным колесом уплотнения.



канал 3 поступает к колесу 2. Нагреваясь от трения вода удаляется по каналам 4 и 5. Действием центробежной силы вода отбрасывается к окружности колеса и образует водяное кольцо, запирающее доступ воздуха внутрь турбины. Разность давлений по обе стороны колеса уравнивается разностью уровней воды и возникающей центробежной силой. Водяное уплотнение имеет тот

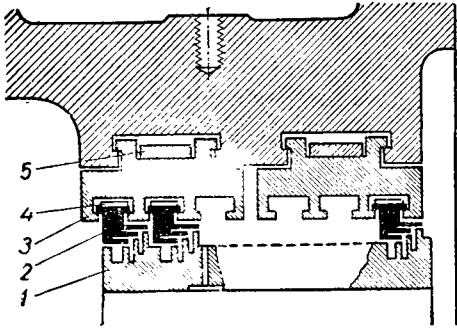


Рис. 147. «Ёлочное» уплотнение типа ЛМЗ.

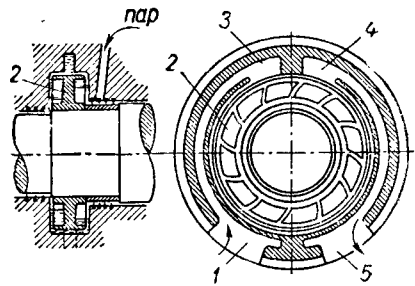
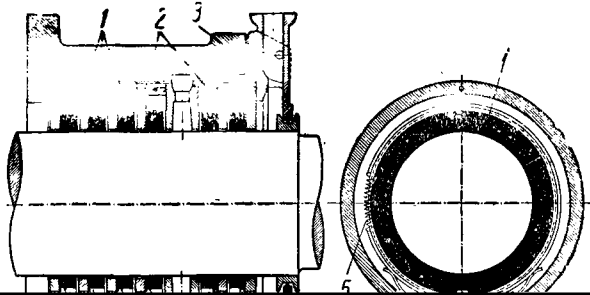


Рис. 148. Водяное уплотнение.

недостаток, что на его работу затрачивается значительная мощность, возрастающая с увеличением числа оборотов. Это объясняется нагреванием и частичным испарением воды, которая все время пополняется конденсатом из специального бачка. Действие водяного уплотнения возможно только при вращении вала турбины и поэтому во время пуска и останова, когда число оборотов меньше половины нормального, в добавочное уплотнение, состоящее из лабиринтовых гребешков, подводится пар.

В части высокого давления водяное уплотнение комбинируют с лабиринтовым, помещая лабиринт между паровым пространством и лопастным колесом уплотнения.



§ 54. РАСЧЕТ СОПЕЛ

Сопла, из которых пар поступает на рабочие лопатки, могут располагаться на статоре турбины по всей длине окружности или только на части ее. В первом случае подвод пара называется полным, а во втором — парциальным. При полном подводе пар поступает на все рабочие лопатки, а при парциальном — только на те лопатки, которые находятся в данный момент против сопел. Парциальный подвод пара на рабочие лопатки менее выгоден, так как при этом увеличиваются потери энергии, но к нему приходится прибегать при небольших расходах пара через сопла, чтобы не делать высоту сопел менее 8 мм.

Если G — расход пара через сопла в кг/сек, c_1 — скорость пара при выходе из сопел и v_1 — удельный объем пара при выходе из сопел, то при наклоне оси сопел к плоскости, перпендикулярной к оси турбины, под углом α_1 выходная площадь сечения сопел должна быть:

$$f_a = \frac{f_1}{\sin \alpha_1} = \frac{G v_1}{c_1 \sin \alpha_1} \text{ м}^2. \quad (54,1)$$

Так как отдельные сопла отделены друг от друга перегородками s (рис. 106), то площадь f'_a , занятая сопловым сегментом, должна быть больше, чем f_a :

$$f'_a = k f_a,$$

где коэффициент сужения

$$k = \frac{t}{t-s} = \frac{t}{t - \frac{s_0}{\sin \alpha_1}} > 1. \quad (54,2)$$

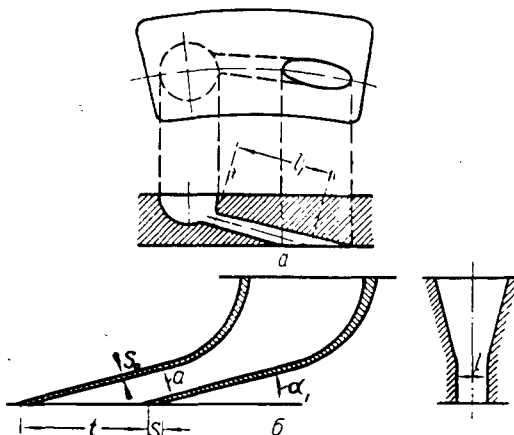


Рис. 106. Сопла и сопловые сегменты.

Обычно коэффициент сужения принимают $k = 1,10 \div 1,20$. Длина дуги m , на которой расположен сопловый сегмент, может быть определена по площади f'_a , занятой сопловым сегментом, и по высоте сопел l :

$$m = \frac{f'_a}{l} = \frac{k G v_1}{l c_1 \sin \alpha_1} \text{ м}. \quad (54,3)$$

Если при заданном среднем диаметре d венца, на котором расположены сопла, и выбранной высоте сопел l окажется, что $m < \pi d$, то потребуются парциальный подвод пара на части окружности:

$$\epsilon = \frac{m}{\pi d} = \frac{k G v_1}{\pi d l c_1 \sin \alpha_1}, \quad (54,4)$$

где ϵ — степень парциальности.

По заданной степени парциальности ϵ можно определить высоту сопел:

$$l = \frac{k G v_1}{\pi d \epsilon c_1 \sin \alpha_1} \text{ м}. \quad (54,5)$$

Не рекомендуется принимать малые степени парциальности ($\epsilon < 0,2$), так как в этом случае увеличиваются потери энергии. Так как при заданной окружной скорости u диаметр диска $d = \frac{60 u}{\pi n}$, то, следовательно, $\epsilon = \frac{m}{\pi d} = \frac{m n}{60 u}$ и, чтобы избежать малых значений ϵ в турбинах малой мощности с малым расходом пара, приходится увеличивать число оборотов диска n , доводя его до $5000 \div 10000$ об/мин и выше.

У турбин большой мощности при большом расходе пара степень парциальности может быть равна 1 при относительно высоких соплах.

ров между вкладышами и гребнями. При работе этого уплотнения гребни протачивают во вкладышах канавки, выполняющие роль лабиринтов. Лабиринтово-угольные уплотнения имеют малую длину, и утечка пара в них сначала незначительна, но постепенно увеличивается благодаря разработке угольных вкладышей.

§ 80. ПОДШИПНИКИ

Подшипники паровой турбины являются промежуточным звеном между ее ротором и статором. Подшипники, осуществляющие эту связь в радиальном направлении и служащие опорой для ротора, называются опорными, а подшипники, осуществляющие эту связь в осевом направлении, называются упорными.

Опорные подшипники воспринимают на себя вес ротора и динамические усилия от его вибрации и передают их на фундамент. Они должны также фиксировать радиальное положение ротора относительно статора.

Упорные подшипники воспринимают на себя осевое давление ротора, фиксируют его положение в осевом направлении и осуществляют сопряжение между упорным гребнем ротора и неподвижным упором, препятствующим осевому сдвигу ротора.

Подшипники являются одной из ответственных деталей паровой турбины, так как от их конструкции, правильной установки и величины потерь на трение зависит нормальная и продолжительная безостановочная работа турбины. Во время работы турбины между шейкой вала и вкладышем подшипника всегда должен быть зазор, заполненный маслом.

Опорные подшипники турбин могут иметь как цилиндрические, так и шаровые опоры. Подшипники, имеющие шаровые опоры, называются самоустанавливающимися.

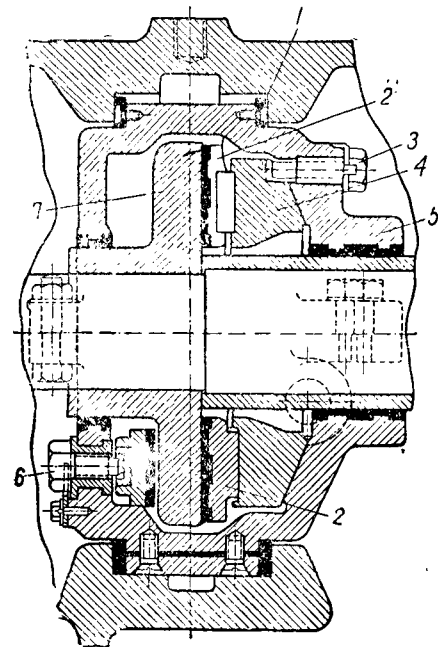


Рис. 150. Одногребенчатый упорный подшипник ЛМЗ.

При прогибах вала эти подшипники следуют за ним и обеспечивают ему даже при больших прогибах нормальную работу. Вкладыши помещаются в корпусах подшипников, которые выполняют из чугуна или стали. Вкладыши отливают из высококачественного чугуна, стали или латуни. Внутренняя поверхность вкладыша для уменьшения трения заливается баббитом марки Б-83. Вкладыши с обеих сторон в разьеме имеют выфрезерованные канавки для подвода масла, через которые оно подается под давлением.

Упорные подшипники бывают различных конструкций и их можно разделить на две группы: многогребенчатые и одногребенчатые.

В многогребенчатых подшипниках втулка с гребнями насаживается на вал и заклинивается шпонками. Кольцевые канавки вкладыша залиты баббитом, и к каждой из них имеется отдельный подвод масла. Многогребенчатый подшипник устанавливается с игрой (разбегом) вала около 0,5 мм в осевом направлении. Недостатками подшипников этого типа являются несовершенство смазки и неравномерное распределение давления между гребнями, но зато такие подшипники лучше выдерживают внезапные осевые толчки.

На рис. 150 представлен одногребенчатый упорный подшипник ЛМЗ. Он состоит из упорного гребня (диска) 7, сидящего на валу ротора; рабочих колодок 2, расположенных на поверхности диска; самоустанавливающейся

Все выходное сечение для пара разделяют на отдельные каналы — сопла и выбирают шаг t лопаток. Сечение одного канала (рис. 106) $f = la$, причем ширина канала $a = (t - s) \sin \alpha$.

Шаг t выбирают 40–60 мм при залитых лопатках и литых соплах и 30–50 мм при фрезерованных соплах и лопатках. Толщину перегородки (лопатки) s выбирают 2–3 мм.

Пример 14. Определить размеры сопел паровой турбины при $p_0 = 20$ ата; $t_0 = 320^\circ \text{C}$. Противодействие 12 ата. Расход пара 5 кг/сек. Диаметр венца сопел 750 мм; $\alpha_1 = 16^\circ$.

Принимаем $\varphi = 0,95$ и $k = 1,15$.

Отношение давлений $\frac{p_1}{p_0} = \frac{12}{20} = 0,67$ больше критического и, следовательно, сопла суживающиеся.

По is диаграмме находим $i_0 - i_{1t} = 732 - 701 = 31$ ккал/кг.

Скорость пара при выходе из сопла: $c_1 = 91,5 \times 0,95 \sqrt{31} = 489$ м/сек.

Потери в сопле: $h_c = (1 - 0,95^2) 31 = 3,02$ ккал/кг.

Сделаем соответствующие построения на is диаграмме и найдя точку A_1 , характеризующую действительное состояние пара при выходе из сопла, находим: $t_1 = 253^\circ \text{C}$ и $v_1 = 0,1984$ м³/кг. Принимая высоту сопел $l = 12$ мм, определяем степень парциальности:

$$\varepsilon = \frac{1,15 \times 5 \times 0,1984}{3,14 \times 0,75 \times 0,012 \times 489 \times 0,2756} = 0,352.$$

Ширину канала принимаем $a = 13$ мм, тогда шаг сопла:

$$t = \frac{a + s_0}{\sin \alpha_1} = \frac{13 + 2}{0,2756} = 54,5 \text{ мм.}$$

При найденной степени парциальности 0,352 число каналов:

$$z = \frac{\varepsilon \pi d}{t} = \frac{0,352 \times 3,14 \times 750}{54,5} = 15,2.$$

Принимаем $z = 16$ и окончательно:

$$t = \frac{0,352 \times 3,14 \times 750}{16} = 51,7 \text{ мм,}$$

$$a = \frac{t}{k} \sin \alpha_1 = \frac{51,7}{1,15} \times 0,2756 = 12,33 \text{ мм,}$$

$$s = t \sin \alpha_1 - a = 51,7 \times 0,2756 - 12,3 = 1,9 \text{ мм.}$$

Задания для самостоятельного выполнения

1. При входе в сопло паровой турбины теплосодержание пара $i_{1t} = 726$ ккал/кг, после адиабатического расширения в сопле теплосодержание пара $i_1 = 628$ ккал/кг. Скорость входа пара в сопло 190 м/сек. Скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,94$. Определить скорость выхода пара из сопла: а) без учета потерь и входной скорости; б) с учетом потерь, но без учета входной скорости; в) с учетом потерь и входной скорости. *Отв.:* а) $c_{1t} = 905,8$ м/сек; б) $c_1 = 851$ м/сек; в) $c_1 = 869,5$ м/сек.

2. При входе в сопло турбины пар имеет давление 18 ата и температуру 330°C . После расширения в сопле давление пара 11 ата. Скоростной коэффициент сопла 0,95. Определить (пользуясь is диаграммой) действительную скорость истечения пара и тепловые потери в сопле. *Отв.:* $c_1 = 449$ м/сек; $h_c = 3,5$ ккал/кг.

3. Начальное давление пара при входе в сопло 12 ата и температура 280°C . Пар вытекает из сопла в среду с противодействием 4 ата. Определить: а) действительную скорость выхода пара из сопла, если $\varphi = 0,93$; б) минимальное и выходное сечение сопла при расходе пара $G = 4$ кг/сек. *Отв.:* $c_1 = 576$ м/сек; $f_{\text{мин}} = 31$ см².

4. По условиям задания 3 построить тепловой процесс в сопле на is диаграмме и нанести параметры пара при входе в сопло, в минимальном сечении и при выходе из сопла.

5. Сухой насыщенный пар расширяется в суживающемся сопле от давления 12 ата до 4 ата. Угол наклона сопла к плоскости вращения диска $\alpha_1 = 16^\circ$. Скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$. Возможно ли в данном сопле получить скорость больше критической? Определить угол отклонения струн пара от оси сопла, если удельный объем сухого пара при критическом давлении $v_{\text{кр}} = 0,280$ м³/кг и при давлении 4 ата $v_1 = 0,440$ м³/кг. *Отв.:* $\omega = 3^\circ 5'$.

6. Определить размеры сопел паровой турбины, для которой $p_0 = 16,5$ ата; $t_0 = 295^\circ \text{C}$; $p_1 = 10$ ата. Расход пара $G = 4,5$ кг/сек; $\alpha_1 = 18^\circ$; $\varphi = 0,95$; $k = 1,15$. Средний диаметр венца сопел $d = 720$ мм. Высоту лопаток принять равной 10 мм.

шайбы 4 со сферической поверхностью, пригнутой к сферическому вкладышу 5. Вкладыш 5 неподвижно закрепляется в корпусе подшипника. Прокладки 1 служат для создания нужного осевого перемещения вкладыша при монтаже. Рабочие колодки 2 не закреплены в шайбе 4 жестко и упираются в нее ребрами, которые специально расположены не на середине ширины колодки, а снесены в сторону вращения гребня. Благодаря такой опоре при вращении гребня, прижимающегося к рабочим колодкам, между ними образуется тонкая клинообразная щель, в которую хорошо увлекается слой масла.

Шайба 4, в зависимости от прогиба вала, может перемещаться по сфере вкладыша. Стопорный болт 3 удерживает шайбу 4 от проворачивания. С противоположной стороны диска размещены фиксирующие колодки, закрепленные в нужном положении болтами 6. Масло для смазки подводится под давлением и сначала поступает к валу турбины.

Опорная часть вкладыша 5, имеющая сферическую форму поверхности, создает шайбе 4 возможность самоустанавливаться, в зависимости от положения вала турбины. Это обеспечивает равномерное распределение осевых сил между колодками и уменьшает возможность заклинивания.

Удельные давления в подшипниках принимаются для многогребенчатых подшипников 2—8 кг/см², для одногребенчатых подшипников 15—25 кг/см².

§ 81. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ

Тепловая изоляция корпусов турбин и присоединенных к ним трубопроводов служит для того, чтобы сократить до минимума потери тепла в окружающую среду. Тепловая изоляция не только снижает тепловые потери, но и предохраняет нагретые детали от резких изменений температуры. Материал тепловой изоляции должен иметь низкий коэффициент теплопроводности и выдерживать высокие температуры. Конструкция изоляции должна допускать разборку турбины без повреждения теплоизоляционного слоя.

Для тепловой изоляции применяют асбест, шлаковую и стеклянную вату. При температурах выше 400° С применяют составы из асбеста и доломита — совелит или из асбеста и магнезии — ньювель. При очень высоких температурах применяют двойную изоляцию. Первый слой такой изоляции укрепляется непосредственно на цилиндре, а второй монтируется на специальном каркасе, и между первым и вторым слоем оставляется воздушная прослойка.

У конденсационных турбин корпус со стороны низкого давления обычно просто окрашивают и тепловой изоляцией не покрывают.

§ 82. РОТОР ТУРБИНЫ. ДИСКОВЫЙ РОТОР

У паровых турбин роторы бывают дисковые, барабанные и комбинированные. Дисковый ротор допускает применение больших окружных скоростей и значительных перепадов давлений по ступеням, что соответствует особенностям работы активных турбин.

У реактивных паровых турбин обычно применяют барабанные роторы. Комбинированный ротор в части высокого давления имеет диск скорости и барабан в части низкого давления.

Во время работы турбины ее вал находится под действием напряжения от передаваемого крутящего момента и от изгиба под действием веса собранного ротора, а также под воздействием неодинаковых вдоль оси температур: 40 ÷ 80° на шейках подшипников и 350 ÷ 480° на ступенях высокого давления. При ненормальной работе турбины вал может, кроме того, оказываться под действием усилия, возникающего при заклинивании шайбы упорного подшипника, а в турбогенераторах также и под воздействием усилия, возникающего при коротком замыкании в генераторе.

Величина напряжения, возникающего в вале ротора от совместного действия изгибающего и крутящего моментов, определяется по формуле:

$$\tau = \frac{1}{2W} \sqrt{M_{изг}^2 + M_{кр}^2} \text{ кг/см}^2, \quad (82,1)$$

ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ НА АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ

§ 55. РАБОТА ПАРА НА АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ

В активных турбинах весь используемый теплоперепад пара превращается в кинетическую энергию в соплах, т. е. в неподвижном направляющем аппарате, в котором пар расширяется до конечного давления и по рабочим лопаткам проходит с постоянным давлением.

Использование всего перепада тепла и давления может происходить в одной ступени, состоящей из одного направляющего аппарата и одного рабочего колеса с лопатками — одноступенчатая турбина, или перепад распределяется между несколькими ступенями — многоступенчатые турбины со ступенями

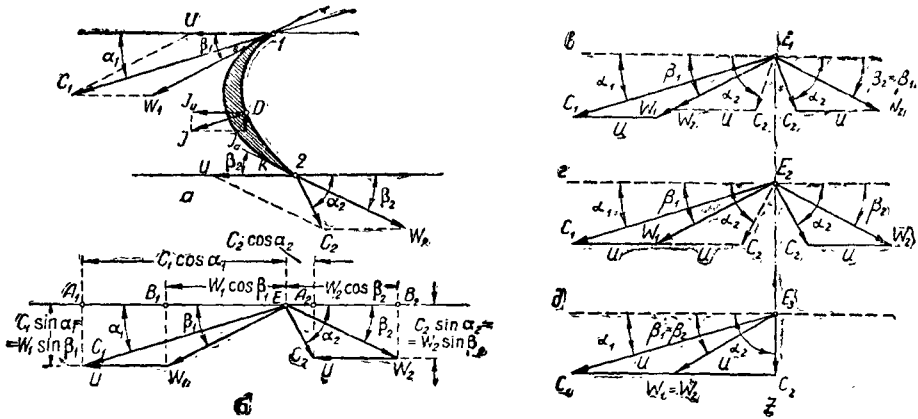


Рис. 107. Треугольники и диаграммы скоростей на активных лопатках.

давления. В некоторых случаях ступень давления подразделяется на ступени скорости. На ступенях скорости кинетическая энергия струи пара передается не сразу одному ряду — венцу рабочих лопаток, а последовательно нескольким рядам лопаток, обычно расположенным на окружности одного рабочего диска.

Пар, выходящий из сопла со скоростью c_1 (рис 107, а) под углом α_1 к плоскости вращения диска, поступает на лопатку $ID2$, движущуюся относительно сопла со скоростью u (окружная скорость лопаток). Очевидно, что для безударного входа пара на лопатку профиль ее в точке I должен начинаться не под углом α_1 , а под углом β_1 , под которым частицы пара движутся относительно лопатки. Этот угол, называемый углом входа, находят, построив параллелограмм (или треугольник) скоростей. Если известна абсолютная скорость c_1 пара при входе на лопатку и ее угол наклона α_1 к плоскости вращения диска, а также окружная скорость лопатки u , то нетрудно построить треугольник скоростей, найти относительную скорость пара (относительно лопатки) w_1 и ее угол наклона β_1 к плоскости диска.

На лопатках активной турбины состояние пара не изменяется, и так как канал имеет постоянное сечение, то и относительная скорость выхода пара с лопаток w_2 должна была бы равняться w_1 . Однако в действительности в канале между движущимися лопатками так же, как и в сопле, имеет место трение частиц пара между собою и о стенки лопаток. Поэтому:

$$w_2 = \psi w_1, \tag{55,1}$$

где ψ — скоростной коэффициент лопатки. Этот коэффициент так же, как и u сопел определен опытным путем и его обычно принимают в пределах $0,8 \div 0,9$.

где: $W = \frac{\pi d^3}{32}$ — момент сопротивления вала (в $см^3$), d — диаметр вала (в $см$);

$M_{изг}$ и $M_{кр}$ — изгибающий и крутящий моменты (в $кг/см$).

Изгибающий момент вычисляется для рассчитываемого сечения вала, а крутящий момент определяется для любого сечения вала по формуле:

$$M_{кр} = 97\,300 \frac{N_i}{n} \text{ кг/см}, \quad (82,2)$$

где: N_i — внутренняя мощность турбины (в $квт$);

n — число оборотов вала турбины в минуту.

На случай короткого замыкания в генераторе необходимо проверить напряжение в шейке вала турбины у соединения его с валом генератора, так как при коротком замыкании крутящий момент мгновенно повышается в 8 — 10 раз сравнительно с нормальным.

Если J_T и J_G — моменты инерции роторов турбины и генератора, то крутящий момент при коротком замыкании приближенно составляет:

$$M'_{кз} = 20 M_{кр} \frac{J_T}{J_T + J_G}. \quad (82,3)$$

При заклинивании самоустанавливающейся шайбы упорного подшипника может произойти передача осевого давления от упорного диска только одной из колодок. В результате этого возникает изгибающий момент от влияния осевого давления ротора P кг:

$$M'_{изг} = PR_0 \text{ кг/см},$$

где R_0 — расстояние от места приложения силы P (от колодки) до оси вала (в $см$). Напряжение в опасном сечении вала под упорным диском от этого изгиба будет:

$$\sigma'_{изг} = \frac{M'_{изг}}{W_1} = \frac{32 M'_{изг}}{\pi d_1^3} \text{ кг/см}^2, \quad (82,4)$$

где $W_1 = \frac{\pi d_1^3}{32}$ — момент сопротивления опасного сечения вала (в $см^3$), при диаметре этого опасного сечения d_1 $см$.

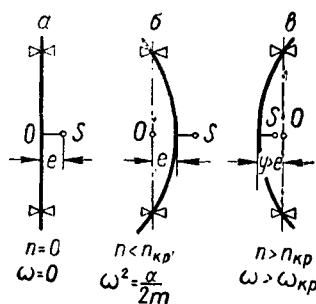


Рис. 151. Положение вала турбины в зависимости от числа оборотов.

Несмотря на тщательное и точное изготовление вала и дисков турбины полного совпадения центра тяжести ротора с осью турбины достигнуть не удастся и всегда имеется некоторый небаланс.

Рассмотрим работу вала, у которого центр тяжести ротора не совпадает с осью вращения, т. е. имеющего некоторый эксцентриситет. Представим себе вал в вертикальном положении. Это позволит не учитывать пока собственный вес вала и упростить вывод (рис. 151, а). Центр тяжести вала отстоит от его геометрической оси на величину эксцентриситета $e = OS$. При вращении с угловой скоростью ω в таком вале возникает центробежная сила C , вызывающая прогиб y $см$.

$$C = m(y + e)\omega^2 = \frac{G}{g}(y + e)\omega^2 \text{ кг}, \quad (82,5)$$

где G — вес вала (в $кг$).

Эта центробежная сила уравновешивается силой упругой реакции вала P . Обозначим α силу упругой реакции вала при прогибе его 1 $см$. Тогда вся

Если известна относительная скорость пара ω_2 при выходе его из канала между лопатками в точке 2 и угол наклона ее β_2 к плоскости диска, то можно найти абсолютную скорость c_2 пара, покидающего лопатку. Для этого надо сложить относительную скорость ω_2 и переносную u по правилу параллелограмма или треугольника скоростей. Обычно под углами β_1 и β_2 профилируют не вогнутую сторону лопатки, а ее выпуклую сторону (спинку), части которой 1e и 2k очерчены как прямые линии под углами β_1 и β_2 к плоскости вращения диска. Это необходимо для того, чтобы частицы пара, входя в канал между лопатками и выходя из него, не испытывали ударов и завихрений от выпуклой стороны лопаток.

Углы наклона касательных к вогнутой стороне лопатки будут при этом больше, чем углы β_1 и β_2 , но вогнутая сторона лопатки на всем своем протяжении отгибает струю пара, прижимающуюся к ней, и поэтому такое отклонение струи пара допустимо.

Частица пара, находящаяся, например, в точке D профиля лопатки, движется криволинейно и прижимается к лопатке центробежной силой I , направленной по нормали к профилю. Раскладывая эту силу на две составляющие, можно найти силу I_u , создающую окружное усилие, вращающее диск, и силу I_w , создающую осевое усилие, стремящееся сдвинуть диск вдоль оси вала. Величину полного окружного и осевого усилия, создаваемого потоком пара, можно определить, пользуясь треугольниками скоростей, представленными отдельно на рис. 107, б, на которых точки приложения всех векторов скоростей совмещены в одной точке E .

На рисунке обозначены величины всех проекций скоростей, а отрезки $A_1 B_1$ и $A_2 B_2$ представляют собой окружную скорость u . Поэтому очевидно, что $A_1 A_2 = B_1 B_2$ или:

$$c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 = \omega_1 \cos \beta_1 + \omega_2 \cos \beta_2. \quad (55,2)$$

Величину относительной скорости пара ω_1 можно найти как сторону треугольника по формуле:

$$\omega_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1}. \quad (55,3)$$

Точно так же абсолютная скорость выхода c_2 может быть найдена по формуле:

$$c_2 = \sqrt{\omega_2^2 + u^2 - 2u\omega_2 \cos \beta_2}. \quad (55,4)$$

Полное усилие, являющееся результатом воздействия потока пара на лопатку, т. е. равнодействующую всех элементарных сил I (рис. 107, а), можно определить при помощи закона количества движения. Так как силы I в различных точках профиля лопатки действуют по разным направлениям, то применим закон количества движения сначала для проекций всех сил на горизонтальную ось, т. е. определим равнодействующую всех элементарных сил I_u или полное окружное усилие P_u , а затем и для проекций всех сил на вертикальную ось, т. е. определим равнодействующую всех элементарных сил I_w или полное осевое усилие P_w .

Так как силы, действующие на лопатки, не изменяются в зависимости от времени, то закон количества движения справедлив для любого отрезка времени. Выберем за такой отрезок одну секунду; тогда импульс силы P_u будет равен величине самой силы. Если в секунду через каналы между лопатками проходит G кг пара, то масса этого пара будет равна $\frac{G}{g}$. Проекция изменений скорости на горизонтальную ось будет выражаться разностью:

$$c_1 \cos \alpha_1 - (-c_2 \cos \alpha_2) = c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2.$$

Таким образом, по закону количества движения полное окружное усилие:

$$P_u = \frac{G}{g}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \text{ кг} \quad (55,5)$$

противодействующая упругая сила $P = \alpha y$. Условие равновесия силы реакции и центробежной силы выразится уравнением:

$$P = C = \alpha y = m(y + e)\omega^2,$$

$$y = \frac{me\omega^2}{\alpha - m\omega^2} = \frac{e}{\frac{\alpha}{m\omega^2} - 1}. \quad (82,6)$$

Из полученного уравнения видно, что с возрастанием угловой скорости ω прогиб вала увеличивается. При $\omega^2 = \frac{\alpha}{2m}$ $y = e$ (рис. 151, б); при $\omega^2 = \frac{\alpha}{m}$ $y = \infty$. В действительности прогиб ограничен наличием опор, и бесконечно большой прогиб не получается. Угловая скорость, при которой прогиб вала теоретически становится бесконечно большим, называется критической $\omega_{кр}$. Очевидно, что

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{\alpha}{m}} = \sqrt{\frac{g\alpha}{G}} = 31,32 \sqrt{\frac{\alpha}{G}}.$$

Число оборотов вала в минуту $n_{кр}$, соответствующее критической скорости, называется критическим:

$$n_{кр} = \frac{30 \omega_{кр}}{\pi} \approx 300 \sqrt{\frac{\alpha}{G}} = \frac{300}{\sqrt{\frac{G}{\alpha}}}. \quad (82,7)$$

Из формулы (82,6) видно, что если $n > n_{кр}$ и $\omega^2 > \frac{\alpha}{m}$, т. е. $\omega > \omega_{кр}$, то прогиб y принимает отрицательное значение, т. е. вал искривляется в противоположную сторону и прогиб вала уменьшается (рис. 151, в); при $\omega = \infty$ прогиб $y = -e$. То, что прогиб вала уменьшается при повышении скорости сверх критической, позволяет применять валы, работающие в изогнутом положении при числах оборотов выше критических. Такие валы называются гибкими, в отличие от валов, работающих при $n < n_{кр}$, которые называются жесткими.

Горизонтально расположенный вал, когда на него действует как собственный вес, так и вес насаженных на него дисков, всегда будет иметь некоторый статический прогиб f_0 . При вращении вала этот прогиб будет увеличиваться.

Величина статического прогиба при весе ротора G_0 будет $f_0 = \frac{G_0}{\alpha}$.

В зависимости от величины и расположения нагрузок на вал, а также от рода опор можно вычислить его статический прогиб.

В общем виде уравнение статического прогиба вала, лежащего на двух опорах, можно представить в виде:

$$f_0 = k \frac{G_0 l^3}{EJ},$$

где: l — расстояние между опорами вала (в см),

E — модуль упругости металла вала (в кг/см²),

$J = \frac{\pi d^4}{64}$ — момент инерции сечения вала (в см⁴),

d — диаметр вала (в см),

k — коэффициент, зависящий от расположения опор, положения на них вала, точек приложения и рода нагрузки. Для вала, свободно лежащего на двух опорах, $k = \frac{1}{48}$, для вала с заделанными концами и нагрузкой посередине $k = \frac{1}{192}$ и т. д.

или, на основании формулы (55,2):

$$P_u = \frac{G}{g} (\omega_1 \cos \beta_1 + \omega_2 \cos \beta_2) \text{ кг.} \quad (55,6)$$

Аналогично, применяя закон количества движения для проекций всех сил на вертикальную ось, можно определить полное осевое усилие:

$$P_a = \frac{G}{g} (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) \text{ кг} \quad (55,7)$$

или

$$P_a = \frac{G}{g} (\omega_1 \sin \beta_1 - \omega_2 \sin \beta_2) \text{ кг.} \quad (55,8)$$

Из рис. 107, б видно, что выражение в скобках в последних двух формулах невелико, так как углы β_1 и β_2 и скорости ω_1 и ω_2 почти одинаковы. Это значит, что осевое усилие P_a у активных турбин сравнительно невелико.

Окружное усилие P_u производит полезную работу, которая за секунду (т. е. мощность активной ступени в кгм/сек) равна:

$$\begin{aligned} L'_{ac} &= P_u u = \frac{Gu}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \\ &= \frac{Gu}{g} (\omega_1 \cos \beta_1 + \omega_2 \cos \beta_2) \text{ кгм/сек.} \end{aligned} \quad (55,9)$$

Мощность, отнесенная к 1 кг пара:

$$\begin{aligned} L_{ac} &= \frac{L'_{ac}}{G} = \frac{u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \\ &= \frac{u}{g} (\omega_1 \cos \beta_1 + \omega_2 \cos \beta_2) \text{ кгм/кг.} \end{aligned} \quad (55,10)$$

Ту же работу 1 кг пара можно определить как изменение его кинетической энергии, т. е.

$$L_{ac} = \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \text{ кгм/кг.} \quad (55,11)$$

Выходной угол β_2 часто принимают равным входному углу β_1 , т. е. делают лопатки симметричными. При этом, если повернуть треугольник выходных скоростей около оси E_1Z и совместить его с треугольником входных скоростей (рис. 107, в), то векторы ω_1 и ω_2 совпадут по направлению. Для идеального случая работы пара без потерь на лопатках $\omega_2 = \omega_1$ и в этом случае на совмещенных треугольниках скоростей (рис. 107, г) векторы ω_1 и ω_2 совпадают не только по направлению, но и по величине.

Из уравнения работы 1 кг пара (55, 11) видно, что для получения максимальной работы необходимо стремиться к получению наименьшего значения выходной скорости c_2 . Очевидно, что для этого следует подбирать такие соотношения между окружной скоростью лопаток u и скоростью пара c_1 , чтобы угол $\alpha_2 = 90^\circ$ (рис. 107, д). При этом

$$2u = c_1 \cos \alpha_1,$$

откуда:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} = x. \quad (55,12)$$

Теоретически наилучшее использование кинетической энергии паровой струи получилось бы при $\alpha_1 = 0$, когда направления c_1 и u совпадали бы. При этом

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} = \frac{1}{2}. \quad (55,13)$$

По статическому прогибу вала f_0 можно определить критическое число оборотов вала, подставляя в уравнение (82,7) f_0 вместо $\frac{G}{\alpha}$,

$$n_{кр} = \frac{300}{\sqrt{f_0}}. \quad (82,8)$$

При пользовании формулами (82,7) и (82,8) возможна некоторая погрешность за счет неучтенных факторов (жесткость ступиц дисков, жирокопическое действие вращающихся масс и т. д.).

Поэтому при расчете жесткого вала принимают число оборотов его заведомо значительно ниже критического. Практически в этом случае принимают число оборотов при номинальной мощности:

$$n_{ж} = n_{кр} - (500 \div 1000) \text{ об/мин} \quad \text{или} \quad n_{ж} = \frac{n_{кр}}{1,3 \div 2} \text{ об/мин}. \quad (82,9)$$

При расчете гибких валов, наоборот, число оборотов вала принимают заведомо больше критического. В этом случае принимают при номинальной мощности:

$$n_{г} = (1,5 \div 6) n_{кр} \quad \text{или} \quad n_{г} = n_{кр} + 1000 \text{ об/мин}, \quad (82,10)$$

а для малых однодисковых турбин доводят даже до $n_{г} = 8n_{кр}$.

При пуске и остановке турбин, имеющих гибкий вал, необходимо проходить через критические числа оборотов очень быстро, повышая или понижая число оборотов в соответствии с указаниями, данными заводом-изготовителем.

Расчет вала турбины надо производить так, чтобы он был вполне надежен в работе. Для этого подбирают диаметр d см, ориентируясь на уже выполненные, подобные же типы турбин. По выбранному диаметру вала определяют его вес при длине l см:

$$G = \frac{\pi d^2 l \gamma}{4} = \frac{\pi d^2 l}{4} \times 78 \times 10^{-4} \text{ кг}.$$

Затем по уравнению (82,2) определяют крутящий момент $M_{кр}$ кгсм. По заданным расстояниям от опор до точки приложения сосредоточенной нагрузки веса колеса находят изгибающий момент под действием этой нагрузки по формуле:

$$M'_{изг} = \frac{ab}{l} G_1 \text{ кгсм}, \quad (82,11)$$

где a и b — расстояния точки приложения нагрузки G от опор (в см). Изгибающий момент под действием собственного веса вала G находят по формуле:

$$M''_{изг} = \frac{lG}{4} \text{ кгсм}. \quad (82,12)$$

Суммарный изгибающий момент будет:

$$M_{изг} = M'_{изг} + M''_{изг},$$

и по уравнению (82,1) находят напряжение:

$$\tau = \frac{1}{2W} \sqrt{M_{изг}^2 + M_{кр}^2}.$$

Если это напряжение не выходит за пределы допустимого, т. е. $\tau \leq 400 \text{ кг/см}^2$ для углеродистой стали, то останавливаются на выбранном диаметре. Если же полученное напряжение больше допустимого, то задаются новым, несколько большим диаметром и делают расчет снова.

Для выбранного и проверенного диаметра определяют величины статических прогибов:

а) от сосредоточенной нагрузки

$$f_1 = \frac{a^2 b^2 G_1}{3lEJ} \text{ см}; \quad (82,13)$$

Практически невозможно сделать угол $\alpha_1 = 0$ и его принимают в пределах $12 \div 22^\circ$. Кроме того, и сделанные выше допущения ($c_2 = 0$, $w_2 = w_1$) практически неосуществимы. Поэтому наимыгоднейшее соотношение скоростей получается в пределах:

$$x = \frac{u}{c_1} = 0,465 \div 0,49. \quad (55,14)$$

Движение пара по рабочим лопаткам сопровождается потерями, вызываемыми ударами входящих на лопатки частиц пара, завихрениями и трением струи пара о поверхность лопаток. Потеря кинетической энергии 1 кг пара на рабочих лопатках при скорости входа w_1 и скорости выхода w_2 будет:

$$\Delta L_n = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2 - \psi^2 w_1^2}{2g} = (1 - \psi^2) \frac{w_1^2}{2g} \text{ кдж/кг} \quad (55,15)$$

или в тепловых единицах:

$$h_n = A \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{8380} = \frac{w_1^2 - \psi^2 w_1^2}{8380} = (1 - \psi^2) \frac{w_1^2}{8380} \text{ ккал/кг.} \quad (55,16)$$

Кинетическая энергия 1 кг пара, превращающаяся в работу на активной ступени, будет (по формулам 50,1; 52,7 и 55,15):

$$L_{ac} = \Delta L_a - \Delta L_c - \Delta L_n = \frac{c_{1t}^2 - c_2^2}{2g} - \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}, \quad (55,17)$$

$$L_{ac} = \frac{c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2}{2g} \text{ кдж/кг.}$$

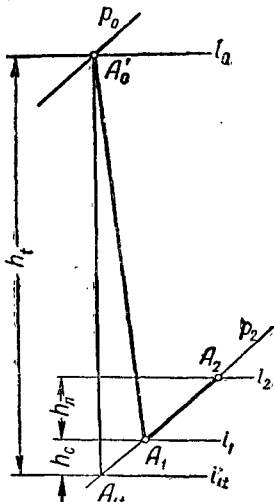


Рис. 108. Действительный процесс на активной ступени.

В результате перечисленных выше потерь тепло содержание пара повышается на величину $h_c + h_n$.

На i_s диаграмме действительное состояние пара при выходе из каналов между рабочими лопатками определится точкой A_2 (рис. 108). Точка A_2 находится на пересечении изобары конечного давления p_2 с горизонталью, проведенной через тепло содержание $i_2 = i_{1t} + h_c + h_n = i_1 + h_n$, где h_n — потери тепла на рабочих лопатках ступени.

§ 56. ОДНОСТУПЕНЧАТАЯ ПАРОВАЯ ТУРБИНА

Схема одноступенчатой активной турбины изображена на рис. 109. Острый пар в соплах 1 расширяется от давления p_0 до давления p_1 , и скорость его возрастает от c_0 до c_1 . На рабочих лопатках 2 происходит превращение кинетической энергии пара в механическую работу вращения вала 4, в результате чего скорость пара понижается от c_1 до c_2 . Отработавший пар отводится через патрубок 6. Диск 3 с рабочими лопатками вращается в корпусе 5.

Если обозначить часовой расход пара турбиной D кг/час, то при адиабатическом расширении этого пара и располагаемом теплоперепаде $h_t = i_0 - i_{1t}$ тепло, превратившееся в работу, будет Dh_t ккал/час. Так как 1 ккал/час эквивалентна 860 квт, то мощность турбины (без учета потерь):

$$N_t = \frac{Dh_t}{860} \text{ квт.} \quad (56,1)$$

б) от равномерно распределенной нагрузки собственного веса вала

$$f = \frac{5}{384} \frac{G l^3}{EJ} \text{ см}; \quad (82,14)$$

в) суммарный прогиб

$$f_0 = f_1 + f.$$

Затем по уравнению (82,8) находят критическое число оборотов вала $n_{кр}$. По этому критическому числу оборотов должно быть проверено по уравнениям (82,9) или (82,10) действительное число оборотов вала, и если оно лежит в допустимых пределах, то подобранный диаметр вала годен. Если же окажется, что фактическое число оборотов лежит вне допустимых пределов, то задаются новым значением диаметра вала и производят расчет вторично.

Пример 21. Рассчитать гибкий вал одноступенчатой активной турбины, имеющей мощность $N_0 = 500 \text{ кВт}$ при $n = 6700 \text{ об/мин}$. Вес диска турбины $G = 100 \text{ кг}$. Диск расположен от опор на расстояниях $a = 40 \text{ см}$ и $b = 60 \text{ см}$. Механический к. п. д. турбины $\eta_m = 0,96$; к. п. д. генератора $\eta_r = 0,95$; к. п. д. редуктора $\eta_p = 0,99$.

Ориентируясь на уже существующие турбины подобного типа, ориентировочно принят диаметр вала $d = 50 \text{ мм}$. Тогда вес вала

$$G_0 = \frac{\pi d^2 l \gamma}{4} = \frac{\pi 5^2 (40 + 60) 78 \times 10^{-4}}{4} = 15,3 \text{ кг}.$$

Крутящий момент вала

$$M_{кр} = 97300 \frac{N_i}{n} = 97300 \frac{N_0}{n \eta_m \eta_p \eta_r} = 97300 \frac{500}{6700 \times 0,96 \times 0,99 \times 0,95} = 8050 \text{ кгсм}.$$

Изгибающий момент вала под действием собственного веса

$$M_{изг}^* = \frac{l G_0}{4} = \frac{100 \cdot 15,3}{4} = 382,5 \text{ кгсм}.$$

Изгибающий момент вала под действием веса диска

$$M_{изг}' = \frac{ab}{l} G = \frac{40 \times 60}{100} \times 100 = 2400 \text{ кгсм}.$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_{изг} = M_{изг}' + M_{изг}^* = 382,5 + 2400 = 2782,5 \text{ кгсм}.$$

Момент сопротивления вала

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi 5^3}{32} = 12,27 \text{ см}^3.$$

Наибольшее напряжение материала вала

$$\tau = \frac{1}{2W} \sqrt{M_{изг}^2 + M_{кр}^2} = \frac{1}{2 \times 12,27} \sqrt{2782^2 + 8050^2} = 346 \text{ кг/см}^2,$$

что вполне допустимо.

Момент инерции вала

$$J = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi 5^4}{64} = 30,67 \text{ см}^4.$$

Прогиб вала под действием собственного веса

$$f = \frac{5}{384} \frac{G_0 l^3}{EJ} = \frac{5}{384} \times \frac{15,3 \times 100^3}{2200000 \times 30,67} = 0,0029 \text{ см}.$$

Прогиб вала под действием веса диска

$$f_1 = \frac{a^2 b^2}{3l} \frac{G}{EJ} = \frac{40^2 \times 60^2}{3 \times 100} \times \frac{100}{2200000 \times 30,67} = 0,028 \text{ см}.$$

Критическое число оборотов вала:

$$n_{кр} = \frac{300}{\sqrt{f + f_1}} = \frac{300}{\sqrt{0,0029 + 0,028}} = 1710 \text{ об/мин}.$$

Отношение рабочего числа оборотов к критическому $\frac{n}{n_{кр}} = \frac{6700}{1710} = 3,92$, что вполне соответствует отношениям, принятым для гибких валов.

Приведенный расчет вала, нагруженного одним диском, является примером аналитического расчета. При многодисковых валах аналитический расчет получается сложным, требующим неоднократных пересчетов. Поэтому расчет многодисковых валов, имеющих к тому же часто не одинаковый по длине диаметр, производят графически, применяя методы графостатики.

§ 83. РАБОЧИЕ ДИСКИ

Рабочие диски активных турбин являются основным звеном, передающим крутящий момент от рабочих лопаток к валу. Для этого диски должны быть жестко и надежно укреплены на валу, а лопатки — на венцах дисков. Под действием центробежных сил в материале диска возникают большие радиальные и касательные напряжения, достигающие 2000 кг/см^2 и выше. Кроме того, диски работают в области высоких температур, достигающих 500°C . В силу этого диски являются весьма ответственными деталями, работающими при больших напряжениях.

Рабочий диск состоит из ступицы, собственно диска и обода, в котором закрепляются ножки лопаток. Для закрепления ножек лопаток обод имеет пазы, и поэтому края обода подвергаются растяжению и изгибу от действия центробежной силы лопаток. Сечение обода нагружено центробежной силой самого обода и лопаток. Наибольшие напряжения возникают в ступице.

Для изготовления дисков применяют простую углеродистую сталь, а в турбинах повышенных давлений — никелевую и хромоникелемолибденовую стали. Наибольшее напряжение на внутренних частях ступицы не должно превосходить $0,25\text{--}0,40$ от предела текучести материала.

При нагревании диаметр диска несколько увеличивается, что вызывает ослабление его посадки на валу, а это может вызвать серьезную аварию турбины. Поэтому насадка дисков всегда производится с некоторым натягом. Для предохранения дисков от проворачивания применяются шпонки, обычно устанавливаемые симметрично по две для лучшей балансировки ротора. Часто диск насаживается на вал в горячем состоянии с таким расчетом, чтобы увеличение диаметра отверстия в диске, возникающее при его работе, было меньше, чем полученное от нагревания при насадке диска. Температура нагрева диска при этом $100\text{--}150^\circ \text{C}$.

Насадка диска на вал с натягом в холодном состоянии требует значительного усилия. При такой насадке, под прессом, возможно повреждение вала. Холодная насадка дисков применяется сравнительно редко.

Диск должен надежно сидеть на валу, не скользить и не проворачиваться. Для этого применяют различные способы закрепления дисков. Наиболее часто

применяются следующие способы:

1. Диски насаживаются на особые, надетые на вал кольца (рис. 152, а). Эти кольца выполняются пружинящими, что обеспечивает плотность посадки при расширении от нагрева и действия центробежных сил.

2. Диски насаживаются на слегка конические разрезные втулки (рис. 152, б). Преимущество этого способа состоит в том, что степень натяга можно установить с большой точностью.

3. Диски укрепляются при помощи пальцевой втулки (рис. 153). Центральное отверстие диска растачивается до диаметра, превышающего диаметр вала, и в диск запрессовывается пальцевая втулка 3.

В радиальном направлении в запрессованной втулке сверлятся отверстия, в которые вводятся направляющие пальцы 2. Если диск теряет плотность посадки, то пальцы, проходящие сквозь втулку в диск, позволяют ему расширяться только концентрично по отношению ко втулке.

Приведенный расчет вала, нагруженного одним диском, является примером аналитического расчета. При многодисковых валах аналитический расчет получается сложным, требующим неоднократных пересчетов. Поэтому расчет многодисковых валов, имеющих к тому же часто не одинаковый по длине диаметр, производят графически, применяя методы графостатики.

§ 83. РАБОЧИЕ ДИСКИ

Рабочие диски активных турбин являются основным звеном, передающим крутящий момент от рабочих лопаток к валу. Для этого диски должны быть жестко и надежно укреплены на валу, а лопатки — на венцах дисков. Под действием центробежных сил в материале диска возникают большие радиальные и касательные напряжения, достигающие 2000 кг/см^2 и выше. Кроме того, диски работают в области высоких температур, достигающих 500°C . В силу этого диски являются весьма ответственными деталями, работающими при больших напряжениях.

Рабочий диск состоит из ступицы, собственно диска и обода, в котором закрепляются ножки лопаток. Для закрепления ножек лопаток обод имеет пазы, и поэтому края обода подвергаются растяжению и изгибу от действия центробежной силы лопаток. Сечение обода нагружено центробежной силой самого обода и лопаток. Наибольшие напряжения возникают в ступице.

Для изготовления дисков применяют простую углеродистую сталь, а в турбинах повышенных давлений — никелевую и хромоникелемолибденовую стали. Наибольшее напряжение на внутренних частях ступицы не должно превосходить $0,25\text{--}0,40$ от предела текучести материала.

При нагревании диаметр диска несколько увеличивается, что вызывает ослабление его посадки на валу, а это может вызвать серьезную аварию турбины. Поэтому насадка дисков всегда производится с некоторым натягом. Для предохранения дисков от проворачивания применяются шпонки, обычно устанавливаемые симметрично по две для лучшей балансировки ротора. Часто диск насаживается на вал в горячем состоянии с таким расчетом, чтобы увеличение диаметра отверстия в диске, возникающее при его работе, было меньше, чем полученное от нагревания при насадке диска. Температура нагрева диска при этом $100\text{--}150^\circ \text{C}$.

Насадка диска на вал с натягом в холодном состоянии требует значительного усилия. При такой насадке, под прессом, возможно повреждение вала. Холодная насадка дисков применяется сравнительно редко.

Диск должен надежно сидеть на валу, не скользить и не проворачиваться. Для этого применяют различные способы закрепления дисков. Наиболее часто

кого давления насаживаются на вал обычным способом. Применяется такая конструкция для быстроходных турбин небольшой мощности. У таких роторов при повреждении одного из дисков приходится заменять весь ротор, что является существенным их недостатком.

В турбостроении начинают находить применение также роторы, изготовляемые сваркой из отдельных частей, что дает легкую и жесткую конструкцию.

По профилю диски турбин бывают постоянной толщины, конические и гиперболические — постоянного сопротивления. С точки зрения технологии процесса изготовления, самым простым будет диск постоянной толщины, а самым сложным — гиперболический. Распределение же напряжений в материале диска будет наимыгоднейшим в гиперболическом диске.

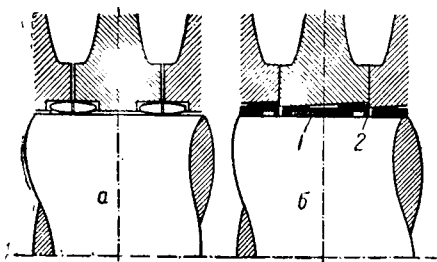


Рис. 152. Крепление диска на валу:
а — пружинящими кольцами, б — коническими ступицами 1 со стопорными гольцами 2.

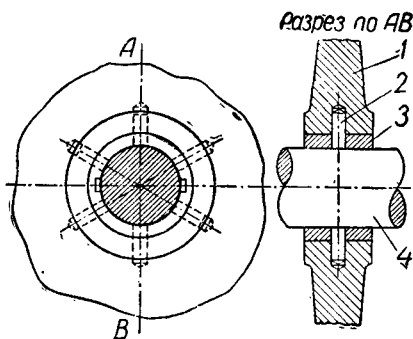


Рис. 153. Крепление дисков на валу при помощи пальцевой втулки.

Для того чтобы создать по обе стороны диска активной турбины равные давления пара, в теле диска рассверливаются и затем тщательно обрабатываются пароуравнительные отверстия. Эти отверстия хотя несколько и повышают вентиляционные потери, но при этом достигается одинаковое давление с обеих сторон диска.

Готовые и облопаченные диски перед насадкой на вал подвергаются балансировке, и обнаруженные при этом небалансы устраняются.

§ 84. БАРАБАНЫЕ РОТОРЫ

Так как в реактивных турбинах окружные скорости сравнительно невелики и ступени давления не должны отделяться друг от друга диафрагмами, то для реактивных турбин применяют ротор барабанного типа.

Барабанные роторы могут быть следующих конструкций:

1. Барабан конструируется как утолщенный сплошной вал. Такие барабаны применяют тогда, когда диаметр их невелик и окружная скорость по расчету получается большой.

2. Ротор состоит из двух частей (рис. 154). Вал 3 отковывается с диском, который вставляется в барабан 2 и соединяется с ним болтами, электросваркой или насадкой в горячем состоянии. На конце барабана 2 находится разгрузочный поршень 1. Такие барабаны применяют для турбин малых и средних мощностей.

3. Ротор состоит из трех частей. На отдельные утолщенные концы вала напрессовывается нагретый пустотелый барабан. Роторы таких конструкций применяются для турбин большой мощности, так как барабан может быть выполнен большого диаметра.

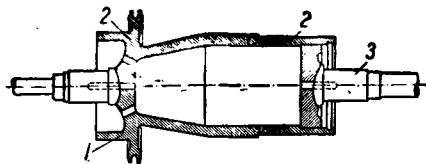


Рис. 154. Барабанный ротор из двух частей.

По уравнению (55,12) {

$$x = \frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} = \frac{\cos 18^\circ}{2} = 0,476.$$

При адиабатическом теплоперепаде ступени $h_t = 121$ ккал/кг действительная скорость пара при выходе из сопла будет:

$$c_1 = 91,5 \varphi \sqrt{h_t} = 91,5 \times 0,94 \sqrt{121} = 946 \text{ м/сек.}$$

Следовательно, окружная скорость:

$$u = 0,476 c_1 = 0,476 \times 946 = 440,3 \text{ м/сек.}$$

Число оборотов вала турбины:

$$n = \frac{60u}{\pi d} = \frac{60 \times 440,3}{3,14 \times 0,5} = 16852 \text{ об/мин.}$$

Для передачи такого числа оборотов генератору с $n_2 = 3000$ об/мин потребуется редуктор с передаточным числом:

$$i = \frac{3000}{16852} \approx \frac{1}{5,6}.$$

Если принять, что ведущая шестерня одноступенчатого редуктора имеет диаметр $d'_p = 120$ мм, то ведомая шестерня должна иметь диаметр $d''_p = 120 \times 5,6 = 672$ мм. Редуктор получится довольно громоздким — диаметр большей шестерни превышает диаметр диска турбины.

Понизить число оборотов вала одноступенчатой турбины до 3000 об/мин и избежать редуктора можно путем увеличения диаметра колеса турбины. Тогда при тех же параметрах пара для 3000 об/мин диаметр колеса турбины должен быть:

$$d = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60 \times 440,3}{3,14 \times 3000} = 2,8 \text{ м} = 2800 \text{ мм.}$$

т. е. одноступенчатая турбина при небольшой мощности приобретает весьма солидные размеры и стоимость ее окажется очень высокой.

С другой стороны, удельный расход пара такой турбиной тоже очень велик. В разобранный пример он составляет $16,38$ кг/квт-час $= 12,1$ кг/л. с. час, в то время, как у локомотива приблизительно такой же мощности удельный расход пара не превышает $9,0 \div 9,5$ кг/л. с. час.

Таким образом, одноступенчатая активная турбина по расходу пара оказывается экономически менее выгодной, чем паровая машина. Однако положительным ее качеством является простота конструкции, и поэтому одноступенчатая турбина находит себе применение при небольшом теплоперепаде, когда получаются небольшие значения c_1 (например турбины мятого пара) или, если к. п. д. турбины не играет большой роли (вспомогательные, редко и недолго действующие механизмы).

В мощных установках, работающих продолжительное время, одноступенчатые турбины обычно не применяются.

Задания для самостоятельного выполнения

1. Скорость выхода пара из сопла одноступенчатой активной турбины $c_1 = 640$ м/сек; $\alpha_1 = 16^\circ 15'$; окружная скорость на венце лопаток $u = 290$ м/сек. Скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,82$. Определить относительные скорости входа и выхода пара, углы β_1 и β_2 , если $\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ$, а также абсолютную скорость выхода пара из каналов между лопатками. *Отв.:* $w_1 = 369$ м/сек; $w_2 = 303$ м/сек; $\beta_1 = 29^\circ 5'$.

2. Расход пара турбогенератором 486 кг/час. Определить его мощность и удельный расход пара, если давление пара при входе в сопло $p_0 = 12$ ата, $t_0 = 270^\circ$ С, противодавление $p_0 = 1,3$ ата. Относительный эффективный к. п. д. $\eta_{oe} = 0,46$; к. п. д. редуктора $\eta_r = 0,96$; к. п. д. генератора $\eta_g = 0,90$. Турбина одноступенчатая. *Отв.:* $N_3 = 23$ квт; $d_3 = 21$ кг/квт-час.

3. Одноступенчатая паровая турбина насоса имеет эффективную мощность 45 л. с. и работает паром $p_0 = 7$ ата, пар сухой, насыщенный. Давление выпуска $1,6$ ата. Коэффициенты: $\eta_{oe} = 0,456$. Определить полный и удельный расход пара турбонасосом. *Отв.:* $D = 934$ кг/час; $d_e = 20,8$ кг/л. с. час.

Примечание. При решении заданий 2 и 3 использовать i_s диаграмму. По результатам задания 1 построить диаграмму скоростей (треугольники скоростей).

§ 57. СТУПЕНИ СКОРОСТИ

Как было рассмотрено, одноступенчатая турбина пригодна только для использования малых теплоперепадов и применима при небольших мощностях. Для больших мощностей, при использовании значительных теплоперепадов, необходимо уменьшить окружную скорость на венце рабочих лопаток. Это может быть достигнуто одним из двух способов:

1. Распределением кинетической энергии, полученной паром в сопле, между несколькими венцами рабочих лопаток одного рабочего диска. Этот способ применяется в турбинах со ступенями скорости.

2. Распределением теплоперепада, а следовательно, и перепада давления между несколькими ступенями турбины, аналогично распределению перепада между несколькими цилиндрами машины многократного расширения. Этот способ применяется в турбинах со ступенями давления.

В турбинах со ступенями скорости весь используемый теплоперепад превращается в кинетическую энергию в одной группе сопел 2, укрепленной в корпусе турбины 1 (рис. 110). Из этого направляющего аппарата пар со скоростью c_1 поступает с окружной скоростью u на движущиеся рабочие лопатки 3 первого венца, на которых используется только часть кинетической энергии пара, и поэтому пар покидает этот венец с еще значительной скоростью c_2 . Из лопаточных каналов первого венца пар по неподвижным направляющим лопаткам 4 переходит на второй венец рабочих лопаток 3'. При движении по направляющим лопаткам пар не расширяется, а только изменяет свое направление. На втором венце лопаток снова используется только часть оставшейся кинетической энергии пара, после чего он направляется на третий венец рабочих лопаток 3'' и т. д., пока его выходная скорость не снизится до незначительной величины. Таким образом, кинетическая энергия пара используется на нескольких венцах лопаток одного рабочего колеса 6, и скорость его понижается на них ступенями. Диски рабочих колес насажены на вал 7. Отработавший пар выходит через пространство 5.

На рис. 110 приведена диаграмма изменения давлений и скоростей в трехвенечной турбине с тремя ступенями скорости.

В турбине со ступенями скорости удается получить небольшое значение окружной скорости u и, кроме того, для таких турбин характерны относительно большие значения выходных скоростей c_2 на всех венцах, кроме последнего.

Кроме того, на каждом последующем венце такой турбины скорость входа пара на лопатки меньше, чем на предыдущем венце, т. е. $c_1 > c_1' > c_1''$ и т. д. Так как работа на каждом венце многоступенчатой турбины пропорциональна

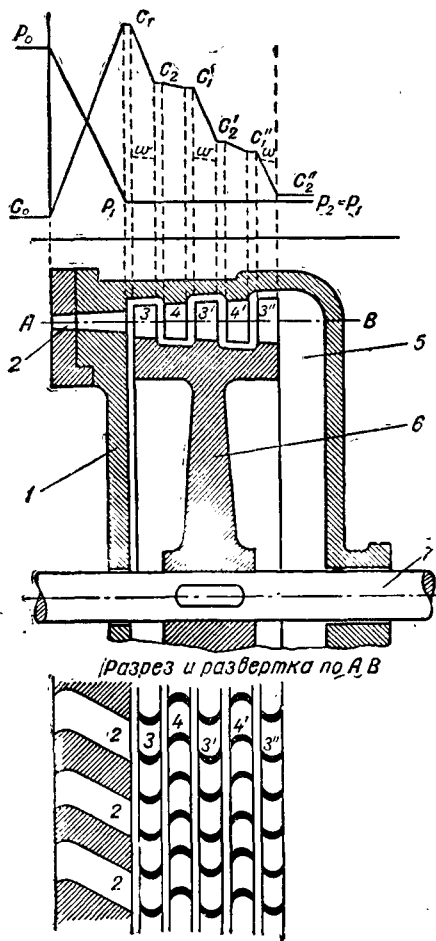


Рис. 110. Схема турбины с тремя ступенями скорости.

4. Сварной барабан, изготавливаемый из отдельных дисков и колец (рис. 155). Жесткая конструкция такого барабана позволяет применять значительные окружные скорости.

Напряжение на поверхности барабана определяется по формуле:

$$\sigma_u = \frac{\gamma}{g} 100 u^2 \approx 0,08 u^2 \text{ кг/см}^2, \quad (84,1)$$

где: $\gamma = 0,00785$ для стали — удельный вес (в кг/см^3),
 $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести,
 u — окружная скорость (в м/сек).

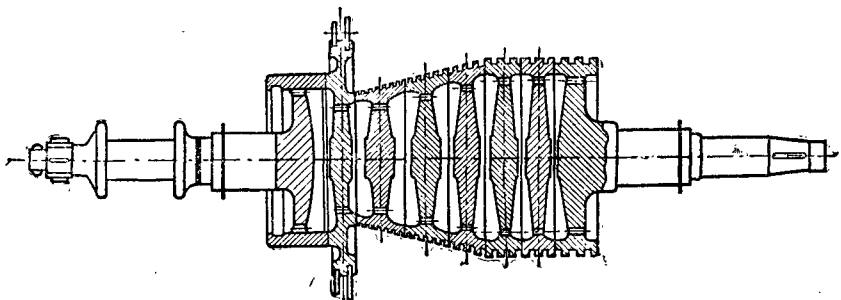


Рис. 155. Сварной барабанный ротор.

Барабан ротора во время работы находится также под действием центробежной силы лопаток, определяемой по формуле:

$$\sigma_s = \sigma_0 \frac{r_a}{\delta},$$

где: σ_0 — удельная центробежная сила лопаток, находимая, как частное от деления центробежной силы всех лопаток на поверхность барабана (в кг/см^2),

r_a — наружный радиус барабана (в см),

δ — толщина стенки барабана (в см).

Полное касательное напряжение в стенке барабана будет:

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_s = 0,8 u^2 + \sigma_0 \frac{r_a}{\delta} \text{ кг/см}^2. \quad (84,2)$$

Полное напряжение в барабане не должно превосходить $\sigma = 1000$ — 1200 кг/см^2 для мартеновской стали, $\sigma = 1400$ — 1600 кг/см^2 для никелевой стали и $\sigma = 1800$ — 2000 кг/см^2 для лучших сортов легированных сталей.

Пользуясь формулой (84,2), легко показать, что окружная скорость в пределах допустимых напряжений не должна превышать для углеродистых сталей 120 м/сек , никелевых — 140 м/сек и легированных — 160 м/сек .

Как уже указывалось, реактивное действие пара вызывает осевое давление, которое необходимо уравновешивать при помощи разгрузочного поршня. Разгрузочный поршень увеличивает длину турбины и является источником дополнительных утечек пара. Поэтому были испробованы другие средства уравновешивания осевого давления, но вполне положительных результатов они не дали. Наилучшее и простое уравновешивание осевого давления достигается у двухпоточных турбин, у которых осевое давление одного потока пара уравновешивается осевым давлением другого потока (рис. 127).

Разгрузочные поршни для уменьшения потерь от утечек снабжаются лабиринтами такой же конструкции, как и концевые уплотнения.

§ 85. ЛОПАТОЧНЫЙ АППАРАТ

Лопаточный аппарат турбины должен превращать потенциальную энергию пара в полезную работу наиболее полно и экономично. Потенциальная энергия пара превращается в работу в двух частях лопаточного аппарата.

разности квадратов абсолютных скоростей входа и выхода, т. е.

$$L_1 = \frac{1}{2g} (c_1^2 - c_2^2); \quad L_2 = \frac{1}{2g} [(c_1')^2 - (c_2')^2]; \quad L_3 = \frac{1}{2g} [(c_1'')^2 - (c_2'')^2],$$

то каждый последующий венец лопаток развивает меньшую мощность, чем предыдущий. У турбины с тремя ступенями скорости первый венец развивает 60—65% общей мощности, второй 25—30% и третий 10—15%.

У турбин со ступенями скорости наиболее выгодное отношение окружной скорости u к скорости входа пара на первый венец c_1 может быть сделано значительно меньше, чем у одноступенчатых турбин.

Чтобы выяснить зависимость этого отношения от числа ступеней скорости, рассмотрим скоростные треугольники турбины с двумя ступенями скорости (рис. 111), предполагая, что $\beta_1 = \beta_2$; $\beta_1' = \beta_2'$; $\omega_1 = \omega_2$; $\omega_1' = \omega_2'$ и $\alpha_2' = 90^\circ$ (идеальный случай). Из построенного треугольника видно, что

$$4u = c_1 \cos \alpha,$$

и, следовательно, наиболее выгодное отношение

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{4} = \frac{\cos \alpha_1}{2 \times 2}.$$

Легко доказать, что при z ступенях скорости наиболее выгодное отношение:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2z}. \quad (57,1)$$

Практически это отношение для одноступенчатых турбин находится в пределах $\frac{u}{c_1} = 0,465 \div 0,490$; для двухступенчатых $\frac{u}{c_1} = 0,210 \div 0,260$ и для трехступенчатых $\frac{u}{c_1} = 0,120 \div 0,160$. Если предположить, например, что

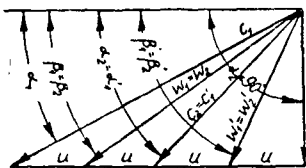


Рис. 111. Скоростной треугольник двух ступеней скорости.

абсолютная скорость входа $c_1 = 1000$ м/сек, что соответствует теплоперепаду 135 ккал/кг, то при диаметре венца лопаток $d = 0,6$ м окружные скорости и числа оборотов получаются: для одновенечной турбины $u = 490$ м/сек, $n = 15\,600$ об/мин; для двухвенечной $u = 230$ м/сек, $n = 7325$ об/мин и для трехвенечной $u = 140$ м/сек, $n = 4560$ об/мин.

Хотя, сравнительно с одноступенчатой турбиной, турбина со ступенями скорости имеет ряд серьезных преимуществ, область ее применения не широка. Это объясняется тем, что при проходе пара через каждый ряд лопаток часть энергии пара затрачивается на трение и другие потери и с увеличением числа ступеней скорости к. п. д. турбины значительно понижается. Если принять потери на одновенечном колесе за единицу, то на двухвенечном они будут составлять 1,15 — 1,18; на трехвенечном — 1,55 — 1,60 и на четырехвенечном — 2,40 и более. Поэтому на практике более трех, а чаще двух ступеней скорости не делают. Турбины со ступенями скорости применяются, главным образом, как дешевые турбины небольшой мощности для приведения в действие насосов, вентиляторов, электрических генераторов небольших мощностей и т. п., а также при небольших перепадах давлений, как например, для турбин тягового пара.

Пример 17. Мощность турбины на зажимах генератора 500 квт при числе оборотов генератора 3000 в минуту. Свежий пар имеет давление 30 ата при 400° С. Выпуск пара при давлении 8 ата. Определить основные размеры турбины и расход ею пара.

Адиабатический теплоперепад в турбине находим по i_s диаграмме:

$$h_t = i_0 - i_{1t} = 771 - 689 = 82 \text{ ккал/кг.}$$

Скорость пара при выходе из сопла, принимая $\varphi = 0,94$:

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{h_t} = 91,5 \sqrt{82} = 828,5 \text{ м/сек,}$$

$$c_1 = c_{1t} \varphi = 828,5 \times 0,94 = 779 \text{ м/сек.}$$

В первой части направляющие лопатки, закрепленные в статоре турбины, образуют каналы, у которых пар приобретает нужную скорость и направление. Во второй части рабочие лопатки, закрепляемые на дисках или барабанах ротора турбины, находятся под действием давления пара, возникающего в результате изменения направления и скорости его струи, и приводят во вращение вал турбины.

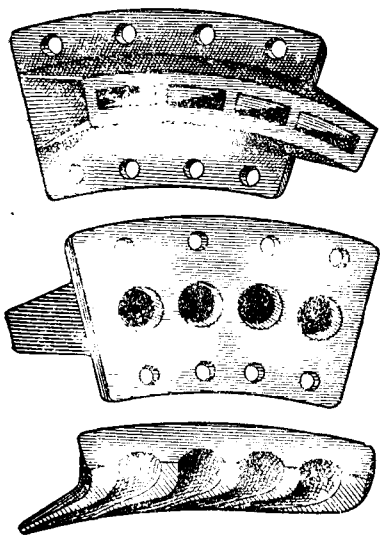


Рис. 156. Литые сопла.

Во время работы направляющие лопатки находятся под действием высоких температур пара, усилий от его давления и под действием центробежных сил. В них возможно возникновение вибраций, а также коррозии и эрозии в результате теплового, химического и механического воздействия пара.

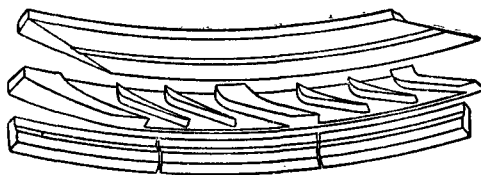


Рис. 157. Сопла из фрезерованных лопаток.

В понятие «направляющий аппарат» входят как непосредственно направляющие лопатки, расположенные между ступенями турбины, так и сопла, подводящие пар к лопаткам первой ступени.

Сопла первой ступени могут быть литыми из стали (рис. 156) или набранными из отдельных фрезерованных лопаток или сегментов (рис. 157).

В турбинах небольшой мощности применяют бронзовые литые или точеные сопла. Сопла первой ступени, в зависимости от располагаемого теплоперепада, могут быть расширяющимися или суживающимися и прикрепляются непосредственно к корпусу турбины. Паровые каналы в диафрагмах последующих ступеней образуются посредством наборных фрезерованных лопаток или заливкой профильных лопаток в тело диафрагмы.

Рабочие лопатки, укрепляемые на роторе, имеют самую разнообразную конструкцию. Рабочая лопатка простого типа (рис. 158) состоит из рабочей части 4, находящейся под действием струи пара, ножи 2, которая вставляется в паз диска 1. В верхней части лопатки имеется шип 6 для закрепления ленточного бандажа 5, которым лопатки связывают друг с другом для придания жесткости лопаточному венцу и образования канала между лопатками. Между ножками соседних лопаток в паз вставляются промежуточные тела 3, устанавливающие точное расстояние между лопатками. Задняя сторона лопатки называется спинкой, грани со стороны входа и выхода пара называются входными и выходными кромками.

Бандажом связываются не все лопатки венца, а только отдельные группы лопаток, чтобы избежать температурных напряжений при прогреве и охлаждении турбины.

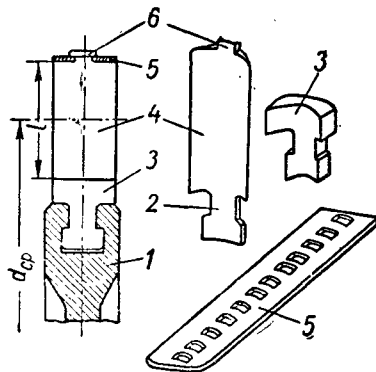


Рис. 158. Рабочая лопатка простого типа.

Проектируя турбину с двумя ступенями скорости, принимаем $\frac{u}{c_1} = 0,25$ и находим $u = 194,8$ м/сек. Диаметр венца лопаток в этом случае будет:

$$d = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60 \times 194,8}{3,14 \times 3000} = 1,33 \text{ м} = 1330 \text{ мм.}$$

Такой диаметр диска для турбины мощностью 500 квт велик. Приходится установить редуктор с передаточным числом 1 : 3, и тогда диаметр венца лопаток:

$$d = \frac{1330}{3} = 442,3 \text{ мм} = 0,4423 \text{ м.}$$

Принимая $\eta_{ос} = 0,57$; $\eta_p = 0,96$; $\eta_r = 0,92$, находим расход пара:

$$D = \frac{860N_э}{h_t \eta_{ос} \eta_p \eta_r} = \frac{860 \times 500}{82 \times 0,57 \times 0,96 \times 0,92} = 10\,299 \text{ кг/час.}$$

$$G = \frac{10\,299}{3600} = 2,86 \text{ кг/сек.}$$

Удельный расход пара:

$$d_э = \frac{D}{N_э} = \frac{10\,299}{500} = 20,6 \text{ кг/квт-час.}$$

Удельный расход пара очень велик, что объясняется значительным противодавлением выпуска 10 атм.

Угол наклона сопла принимаем $\alpha_1 = 20^\circ$, тогда относительная скорость входа первой ступени по формуле (55,3)

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1} = \sqrt{779^2 + 194,8^2 - 2 \times 194,8 \times 779 \times \cos 20^\circ} = 599 \text{ м/сек.}$$

Входной угол лопаток первой ступени находим из уравнения:

$$\sin \beta_1 = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1} = \frac{779 \times \sin 20^\circ}{599} = 0,4446,$$

откуда:

$$\beta_1 = 25^\circ 47'.$$

Выходной угол принимаем:

$$\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ = 22^\circ 47'.$$

Относительная скорость выхода пара из первого венца лопаток при $\psi = 0,82$

$$w_2 = \psi w_1 = 0,82 \times 599 = 491 \text{ м/сек.}$$

Абсолютная скорость выхода пара по формуле (55,4).

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \beta_2} = \sqrt{491^2 + 194,8^2 - 2 \times 194,8 \times 491 \times \cos 22^\circ 47'} = 320,6 \text{ м/сек.}$$

Угол выхода струи пара из первого венца лопаток находим из уравнения:

$$\sin \alpha_2 = \frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2} = \frac{491 \times \sin 22^\circ 47'}{320,6} = 0,594,$$

откуда:

$$\alpha_2 = 35^\circ 44'.$$

Скоростной коэффициент направляющих лопаток принимаем $\psi_H = 0,88$, тогда скорость входа на второй венец лопаток

$$c'_1 = 320,6 \times 0,88 = 282 \text{ м/сек.}$$

Производя в дальнейшем расчеты, аналогичные расчетам первой ступени, получаем:

$$w'_1 = 166 \text{ м/сек.};$$

$$\beta'_1 = 72^\circ 38';$$

$$\beta'_2 = \beta'_1 - 3^\circ = 69^\circ 38'.$$

Принимая скоростной коэффициент рабочих лопаток второй ступени $\psi' = 0,90$, находим относительную скорость выхода со второй ступени:

$$w'_2 = w'_1 \psi' = 166 \times 0,90 = 149 \text{ м/сек.}$$

Тогда, аналогично предыдущему

$$c'_2 = 203 \text{ м/сек.}; \quad \alpha'_2 = 131^\circ.$$

Различные конструкции рабочих лопаток паровых турбин можно объединить в три группы.

К первой группе относятся простые лопатки с постоянным сечением профиля рабочей части и простой ножкой. Такие лопатки (рис. 159) изготавливаются из прокатанного материала.

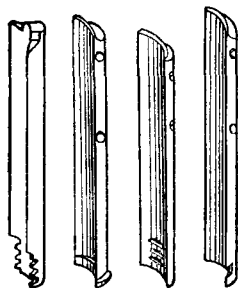


Рис. 159. Рабочие лопатки постоянного профиля.

Ко второй группе относятся лопатки цельнофрезерованные с несколько усложненным профилем и сравнительно сложной ножкой (рис. 160).

К третьей группе относятся лопатки, имеющие сложный профиль и сложную ножку (рис. 161). Лопатки этой группы цельнофрезерованные и изготавливаются путем сложной механической обработки.

Закрепление лопаток на диске осуществляется различными способами. Короткие лопатки, не подвергающиеся действию значительных усилий, имеют обыкновенно Т-образный ласточкин хвост (рис. 158).

Такой тип лопаток иногда изготавливается за одно целое с промежуточным телом.

Длинные лопатки, а также лопатки, подвергающиеся действию значительных усилий, закрепляются иначе. Харьковский турбогенераторный завод применяет крепление и посадку лопаток при по-

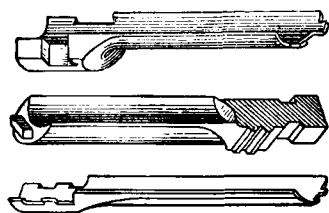


Рис. 160. Цельнофрезерованные лопатки усложненного профиля.

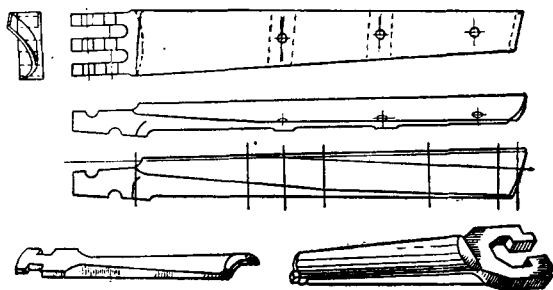


Рис. 161. Лопатки сложного профиля.

мощи наружной хвостовой ножки (рис. 162, а и б). Применяются также лопатки с вильчатыми ножками, прикрепляемыми к диску при помощи заклепок (рис. 162, в и г).

В некоторых случаях лопатки первой ступени турбин высокого давления вставляются в пазы диска, расположенные на его ободке перпендикулярно к плоскости его вращения (рис. 163).

Лопатки первых ступеней объединяются в группы по две-четыре лопатки. В группы лопатки объединяются с помощью общего для всей группы бандажа, прикрепляемого к лопаткам расклепкой их шипов или путем сварки концов бандажей, изготовляемых за одно целое с лопатками. Иногда заготовленные лопатки объединяются в пакеты с помощью привариваемого к ним общего бандажа, а затем основания лопаток заливаются в металл, образующий как бы общий их хвост.

Некоторые заводы начинают применять сварку для крепления лопаток. При этом лопатки привариваются с двух сторон к диску, а в верхней части свариваются попарно.

На длинных лопатках бандаж обычно не ставится, а для придания лопаткам большей жесткости они прошиваются проволокой в один-два, а иногда

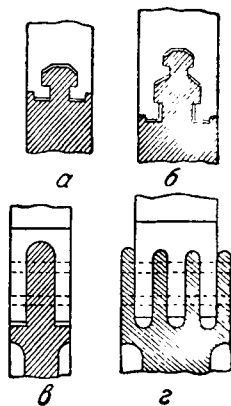


Рис. 162. Крепление лопаток:

а и б—наружной хвостовой ножкой; в и г—вильчатой ножкой.

Переходим к расчету сопел. Так как отношение $\frac{p_1}{p_0} = \frac{10}{30} < \gamma_{кр}$, то применяем расширяющиеся сопла. Минимальное сечение их при удельном объеме пара $v_0 = 0,1013 \text{ м}^3/\text{кг}$, найденном по таблицам водяного пара, будет:

$$f_{\text{мин}} = \frac{G}{203 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} = \frac{2,86}{203 \sqrt{\frac{30}{0,1013}}} = 0,000817 \text{ м}^2 = 8,17 \text{ см}^2.$$

Сечение при выходе:

$$f_{\text{макс}} = \frac{Gv_1}{c_1} = \frac{2,87 \times 0,281}{779} = 0,00102 \text{ м}^2 = 10,2 \text{ см}^2,$$

где удельный объем пара при выходе из сопла $v_1 = 0,224 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Принимая высоту сопла $l = 12 \text{ см}$ одинаковой по всей его длине и сопло прямоугольного сечения, находим степень парциальности при коэффициенте сужения $k = 1,15$ и диаметре венца лопаток $d = 0,4 \text{ м}$:

$$\epsilon = \frac{kf_{\text{макс}}}{\pi d l \sin \alpha_1} = \frac{1,15 \times 0,00102}{\pi \times 0,447 \times 0,012 \times \sin 20^\circ} = 0,229 \approx 0,23.$$

По длине дуги сопловой окружности размещаем $z = 8$ сопел, тогда минимальное сечение одного сопла:

$$f'_{\text{мин}} = \frac{8,17}{8} = 1,02 \text{ см}^2.$$

Ширина сопла в минимальном сечении:

$$a_0 = \frac{f'_{\text{мин}}}{l} = \frac{1,02}{1,2} = 0,85 \text{ см} = 8,5 \text{ мм}.$$

Сопловой сегмент займет дугу на сопловом секторе:

$$\delta_0 = 360^\circ \times 0,23 = 82^\circ 48'.$$

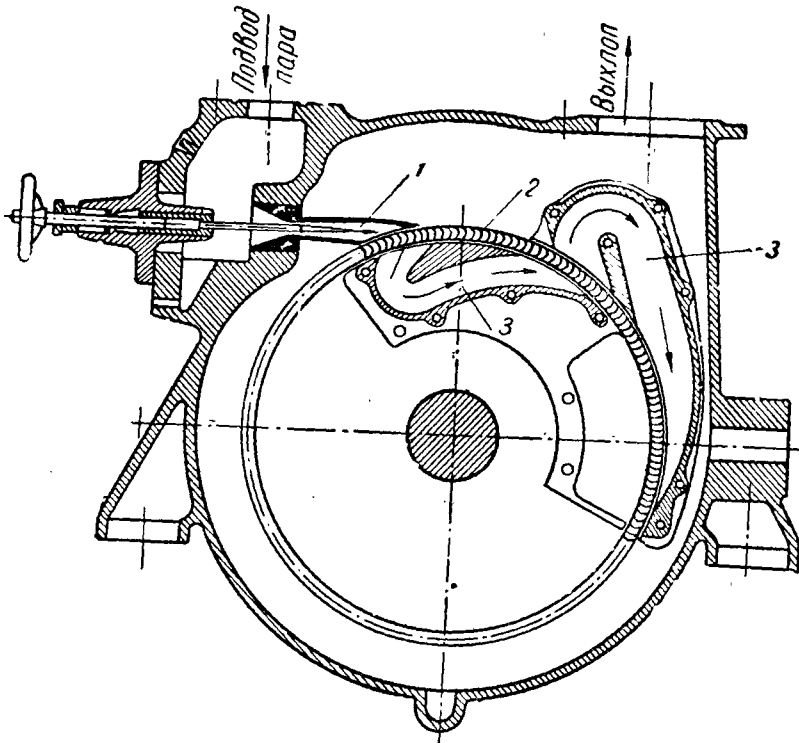


Рис. 112. Схема турбины с трехкратным радиальным подводом пара:
1 — сопло; 2 — рабочие лопатки; 3 — канал вторичного подвода пара.

В некоторых случаях для уменьшения общих размеров паровой турбины применяют осевой или радиальный многократный подвод пара к одному венцу

и три ряда. Проволочным бандажом лопатки скрепляются в пакеты по 5—10 лопаток.

Лопатки первых ступеней, даже мощных турбин, имеют весьма небольшую высоту, но на последних ступенях мощных турбин высота лопаток доходит до 600—800 мм и является в настоящее время предельной по условиям прочности.

В современных мощных турбинах высота рабочей части лопаток последней ступени достигает половины диаметра диска, на котором они насажены. Поэтому окружная скорость у основания лопатки почти в два раза меньше, чем на ее вершине, а следовательно, относительные скорости входа пара на лопатку как по величине, так и по направлению весьма различны у основания лопатки и на ее вершине. При незначительной высоте лопаток этой разностью можно пренебречь, но для лопаток значительной высоты пренебрегать этой разностью скоростей нельзя, так как это привело бы к увеличению потерь и поэтому приходится делать лопатку сложного переменного профиля. Кроме того, длинным лопаткам придают ширину и толщину, постепенно уменьшающуюся от ножки к вершине, для облегчения веса лопатки и понижения напряжений от центробежных сил как в лопатке, так и в диске. Нижняя часть таких лопаток массивная шириною 80—110 мм и толщиной 15—25 мм. В верхней части ширина их уменьшается до 40—45 мм при толщине до 5 мм. При проектировании таких лопаток необходимо выполнять их так, чтобы центры тяжести всех поперечных сечений лопатки лежали на одной радиальной прямой.

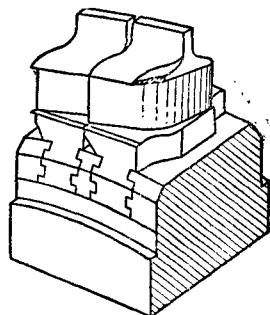


Рис. 163. Крепление лопаток в перпендикулярных пазах.



Рис. 164. Лопатка полукруглого выходного лопа.

Для изготовления лопаток обычно применяют никелевые или хромоникелевые нержавеющие стали, а у турбин высокого давления для лопаток регулирующих ступеней применяют легированные стали. Прежде в турбинах, работавших насыщенным паром, с малыми окружными скоростями, для лопаток применялась латунь, никелевая латунь и никелевая медь.

Лопатки последних ступеней конденсационных турбин, работающих влажным паром, подвергаются усиленной эрозии и потому могут быстро придать в негодность. Для защиты от эрозии лопатки последних ступеней выполняют из более твердых металлов, применяют поверхностную закалку. Часто применяют защиту входных кромок, а иногда и спинок лопаток наплавкой щитков из твердого сплава—стеллита. Иногда применяют специальные каналы для удаления влаги, но эта конструкция широкого применения не получила, так как ею отводится не более 20—25% влаги, имеющейся в паре.

В некоторых типах мощных конденсационных турбин применяется так называемый полукруглый выход пара, и лопатки предпоследней ступени делают особой формы для разделения потока пара. Одна из таких лопаток мощной турбины ЛМЗ представлена на рис. 164.

§ 86. ВИБРАЦИИ

Надежность работы всего облопачивания зависит не только от величины механических напряжений, но и от величины и характера вибраций, возникающих как в лопатках, так и в дисках, на которых они закреплены.

Вибрации машины, состоящей из нескольких подвижных и неподвижных деталей, могут быть местными, сосредоточенными в каком-либо одном месте, и общими — более или менее равномерно распределенными по всей машине. Если характер вибраций детали таков, что она под действием кратковременного

рабочих лопаток. На рис. 112 показана схема такой турбины с трехкратным радиальным, а на рис. 113 с двукратным осевым подводом пара. Так как в этом случае угол поворота пара в направляющих каналах велик, то происходят значительные потери скорости в этих каналах, зато потери на рабочих лопатках уменьшаются благодаря увеличению степени парциальности и наличию только одного венца лопаток.

Подобные конструкции применяются для небольших мощностей при необходимости иметь малые габаритные размеры.

Турбина Невского завода АР-0,625 с двумя ступенями скорости представлена на рис. 114. На вал 2 насажен двухвенечный диск 4 с двумя венцами рабочих лопаток. Пар через клапан 9 входит в камеру 8 и подводится к диску через сопла 7. После первого венца пар поступает на второй венец 5 по направляющим лопаткам 6. Выпуск пара происходит по патрубку 14.

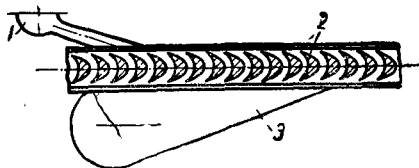


Рис. 113. Схема двукратного осевого подвода пара:

1 — сопло; 2 — рабочие лопатки; 3 — канал вторичного подвода пара.

Задания для самостоятельного выполнения

1. По результатам примера 17 построить треугольники скоростей и сверить полученные графически величины скоростей и углов с подсчитанными в примере.

2. Турбина с тремя ступенями скорости имеет эффективную мощность $N_e = 850$ квт и работает паром с начальным давлением 10 ата при 225° С. Отработавший пар выпускается при давлении 1,4 ата. Скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$. Скоростной коэффициент первого венца лопаток $\psi = 0,90$. Относительный эффективный к. п. д. $\eta_{ор} = 0,52$. Угол наклона сопла к поверхности рабочего колеса $\alpha_1 = 24^\circ$. Турбина должна работать при непосредственном соединении с генератором (без редуктора), для которого $n = 3000$ об/мин. Определить средний диаметр венца лопаток, часовой расход пара, полный и удельный, а также относительные скорости пара на первом венце лопаток. Отв.: $d = 0,77$ м; $D = 15\,509$ кг/час; $w_2 = 683$ м/сек.

§ 58. АКТИВНЫЕ СТУПЕНИ ДАВЛЕНИЯ

Рассмотренные одноступенчатые турбины и турбины со ступенями скорости не экономичны при больших теплоперепадах и применяются лишь в тех случаях, когда простота и дешевизна конструкции имеет первостепенное значение.

Многоступенчатые турбины со ступенями давления значительно более экономичны, чем турбины со ступенями скорости и широко применяются в качестве первичных двигателей электростанций и силовых установок.

Активная паровая турбина со ступенями давления представляет собой как бы ряд последовательно соединенных одноступенчатых турбин, проходя через которые пар последовательно расширяется. Рабочие диски такой турбины (рис. 115) насажены на общий вал 1 и отделены друг от друга неподвижными диафрагмами 2, на которых установлены направляющие лопатки 6, играющие роль сопел, подводящих пар на рабочие лопатки 3. Неподвижная диафрагма и рабочий диск составляют одну ступень давления и представляют собою как бы одну элементарную одноступенчатую активную турбину.

При входе на первую ступень пар имеет давление p_0 и расширяется в соплах 4 до давления p_1 , причем скорость его увеличивается от c_0 до c_1 . С этой скоростью пар вступает на рабочие лопатки первой ступени и, отдавая им кинетическую энергию, приводит их и вал турбины в движение и совершает механическую работу на валу турбины.

Подобный процесс происходит в последующих ступенях, и давление пара понижается ступенями. Благодаря распределению теплоперепада между несколькими ступенями получаются умеренные скорости пара на лопатках и, следовательно, меньшие потери, меньшие окружные скорости и меньшее число оборотов вала турбины.

импульса силы совершает колебания с постепенно уменьшающейся амплитудой и через некоторое время вибрация прекращается, то такая деталь совершает свободные колебания с собственной частотой. При повторяющемся импульсе возникают вынужденные колебания.

Лопатки турбин, являясь упругими телами, способны вибрировать с собственными частотами. Если собственная частота колебаний лопаток равна или кратна частоте внешней силы, вызывающей эти колебания, то возникают так называемые резонансные колебания, не затухающие, а непрерывно продолжающиеся до прекращения действия силы, вызывающей резонанс, или до изменения ее частоты. Резонансные колебания, возникающие в рабочих лопатках и дисках турбины, могут вызвать их разрушение. Чтобы избежать этого, облопаченные диски современных крупных турбин до установки их на вал «настраивают». Настройка заключается в испытании облопаченных дисков и в дополнительной их обработке, изменяющей частоту их собственных колебаний.

Вынужденные колебания лопаток могут возникать под действием различных по характеру сил.

Во-первых, колебания могут возникнуть из-за неравномерности парового потока, выходящего из каналов направляющих лопаток. Неравномерность эта объясняется тем, что перегородки, разделяющие сопловые каналы, вызывают трение и создают неодинаковую скорость частиц пара у стенок канала и в средней части потока. Движущиеся на вращающемся диске лопатки, встречая на своем пути различные по силе импульсы парового потока, начинают вибрировать.

Во-вторых, колебания пакетов лопаток могут возникнуть из-за нарушения плавности потока пара при неодинаковой величине направляющих каналов и просачивания пара в стыках диафрагмы, а также из-за вибраций ротора, вызываемых его небалансом.

Под действием обоих видов резонансных колебаний возможно возникновение таких отклонений колеблющихся лопаток от нормального положения, при которых возникающие в лопатках напряжения превзойдут допустимые пределы и приведут к разрушению лопаток.

Необходимо иметь в виду, что местные вибрации таких деталей, как диски и лопатки, обычно не отражаются на общих вибрациях турбины и не вызывают их усиления. Поэтому наличие таких местных вибраций особенно опасно, так как часто обнаруживается только после поломки вибрировавших деталей от усталости.

§ 87. МУФТЫ И РЕДУКТОРЫ

Вал турбины с валом генератора или рабочей машины соединяется муфтой. Муфтой соединяются также валы отдельных цилиндров одновалных много-

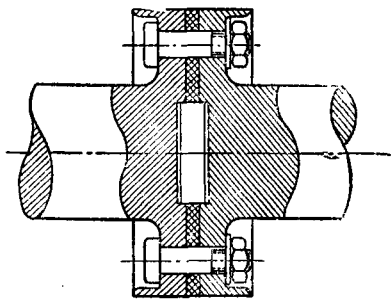


Рис. 165. Жесткая муфта.

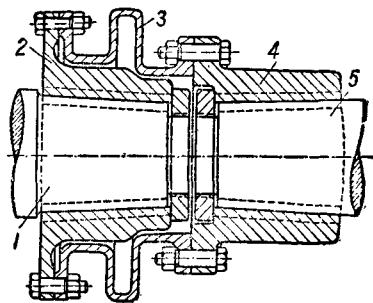


Рис. 166. Гибкая муфта Ленинградского металлического завода.

цилиндровых турбин. Муфты могут быть жесткого, гибкого и подвижного типа. Жесткие муфты чаще всего применяются в турбинах небольшой и сред-

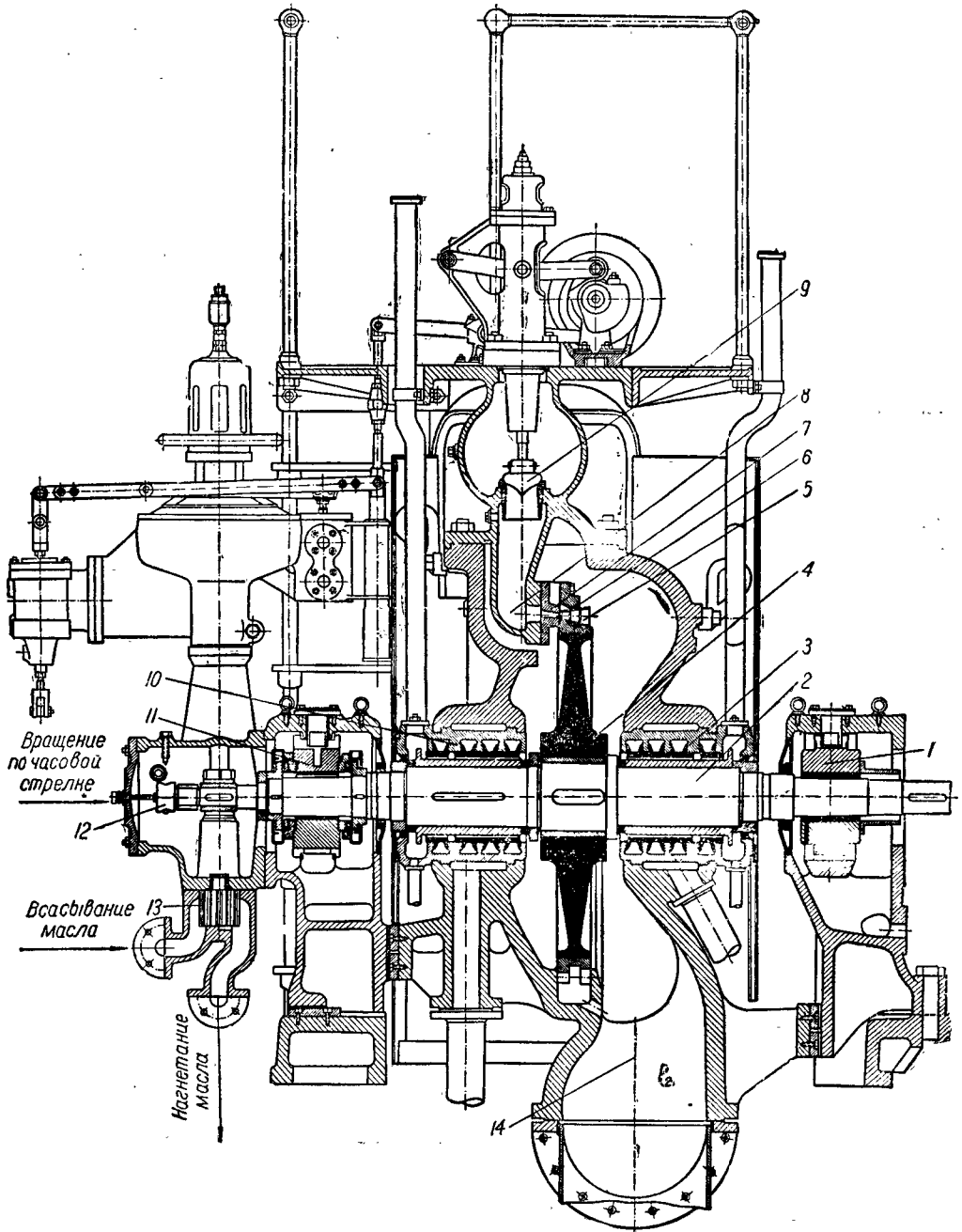


Рис. 114. Турбина НЗЛ с двумя ступенями скорости:

1—валный подшипник; 2—вал турбины; 3—лабиринтовые уплотнения; 4—двухвенечный диск скорости; 5—рабочие лопатки второй ступени; 6—направляющие лопатки; 7—сопла; 8—камера; 9—регулирующий клапан; 10—лабиринтовые уплотнения; 11—упорно-опорный подшипник; 12—червячная передача к регулятору; 13—масляный насос; 14—выхлопной патрубок.

ней мощности. Применение жесткой муфты позволяет устанавливать ротор турбины и ротор генератора на трех подшипниках. Подвижные и гибкие муфты допускают некоторое относительное перемещение валов или их удлинение от нагревания. При применении этих муфт требуются четыре подшипника, и муфта

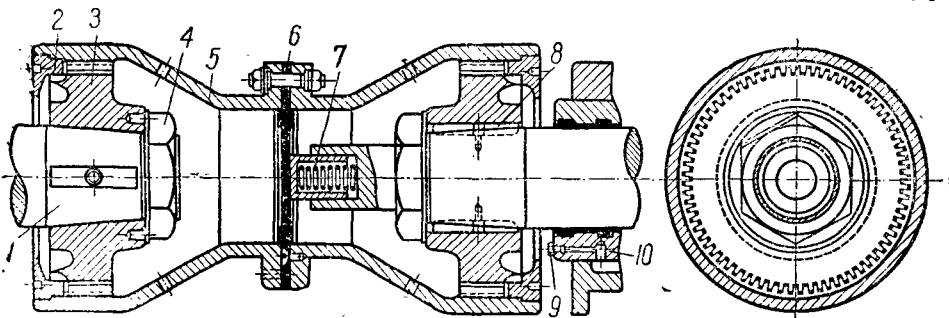


Рис. 167. Подвижная муфта.

устанавливается между двумя средними подшипниками. Подвижными муфтами соединяются валы генераторов и валы турбин повышенной мощности, а также валы отдельных цилиндров многоцилиндровых турбин.

Для турбогенераторов, имеющих короткий вал, применяют жесткие муфты (рис. 165). Соединяемые валы отковываются с концевыми фланцами, которые болтами жестко соединяются между собой. Между фланцами вставляется пригоняемая при сборке турбины прокладка. Правильная центровка отверстий под болты обеспечивается центрирующей шайбой, удаляемой после сверления и райберовки отверстий. Ленинградский металлический завод применяет гибкую муфту (рис. 166), при которой возможность небольшого взаимного перемещения валов достигается следующим образом. Муфта имеет фланцы 2 и 4, насаживаемые с натягом на слегка конические концы валов турбины 1 и генератора 5. К обоим фланцам болтами прикрепляется упругая волнистая часть муфты 3. Муфта такой конструкции, обладая жесткостью относительно скручивания, допускает некоторый изгиб.

Для соединения роторов двухцилиндровых турбин, а также для соединения редуктора с валом турбины применяют подвижные муфты (рис. 167). Такая муфта состоит из корпуса 5, разделяемого установочной шайбой 6 на две части, и зубчатых фланцев 3, закрепляемых на конических частях валов шпонками 8 и гайкой 4. На внутренних поверхностях корпуса имеются зубцы, входящие во впадины между зубцами фланца 3. Капельник 10 служит для подвода масла по трубке 9 к зубчатому сцеплению. Установочная шайба 6 и кольца 2 ограничивают осевое смещение ротора. В нужном положении муфта удерживается пружиной 7, упирающейся в установочную шайбу.

Пружинная подвижная муфта изображена на рис. 168, а. Муфта состоит из двух фланцев, насаженных на концы соединяемых валов. По окружности

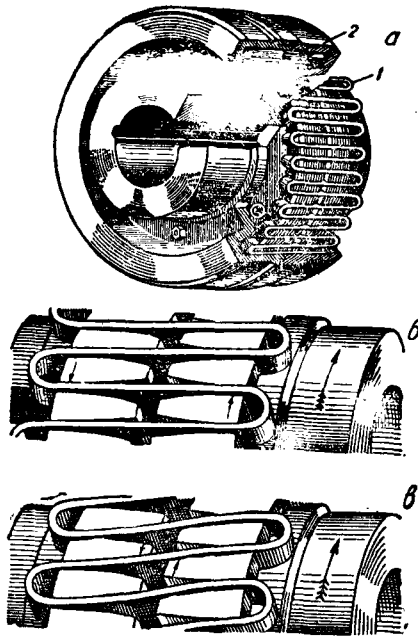


Рис. 168. Пружинная подвижная муфта.

При равномерном распределении располагаемого теплоперепада между z ступенями пар будет входить в каждую из них со скоростью

$$c_1 = 91,5\varphi \sqrt{\frac{i_0 - i_1}{z}}$$

Из этого выражения следует, что у турбины со ступенями давления скорость струи пара сравнительно с одноступенчатой турбиной обратно пропорциональна корню квадратному из числа ступеней давления.

Число ступеней давления в одной турбине, в зависимости от параметров пара и мощности, колеблется в широких пределах от 4 до 40 и более.

Рассмотрим тепловой процесс активной четырехступенчатой турбины со ступенями давления на i_s диаграмме (рис. 116). Перед регулирующими органами пар имеет давление p_0 , температуру t_0 , и состояние его на i_s диаграмме характеризуется точкой A_0 . Давление отработавшего пара при выходе из турбины $p_{2в}$, H_0 — располагаемый теплоперепад в турбине без учета потерь в регулирующих устройствах.

Состояние свежего пара при входе в сопла первой ступени вследствие мятя пара в регулирующих органах турбины характеризуется точкой A'_0 , а отрезок $\Delta H_1 = i'_t - i_{1t}$ выражает потерю располагаемого теплоперепада в результате этого мятя. В выхлопном патрубке турбины тоже происходит мятие пара, и он уходит из турбины при давлении $p_2 > p_{2в}$, в результате чего теряется еще часть располагаемого теплоперепада $\Delta H_2 = i''_t - i'_t$. Состояние пара при выходе из турбины, если не учитывать потерь в соплах на рабочих и направляющих лопатках, характеризуется точкой A'_{1t} .

В соплах первой ступени давление пара понижается от p'_0 до p'_1 и линия $A'_0 - a_1$ изображает действительный процесс расширения пара в соплах первой ступени, а линия $A'_0 - a'_{1t}$ — адиабатическое расширение пара.

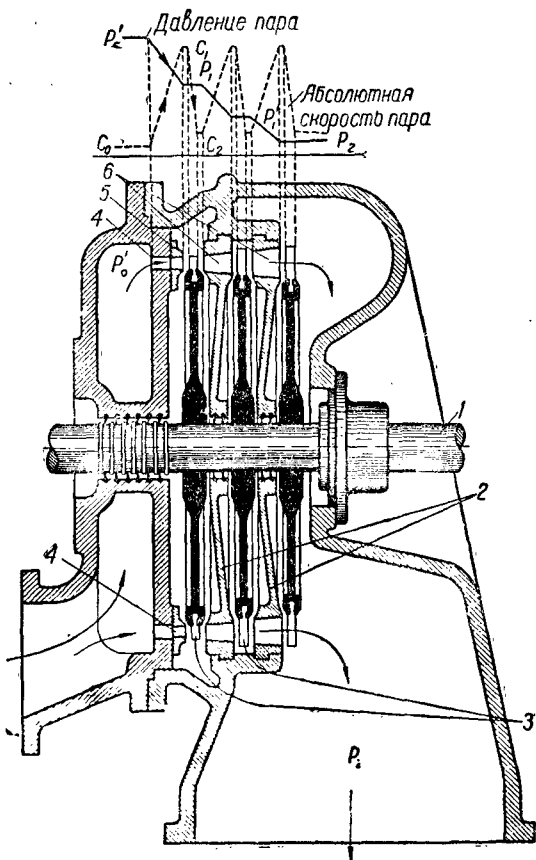


Рис. 115. Активная паровая турбина со ступенями давления.

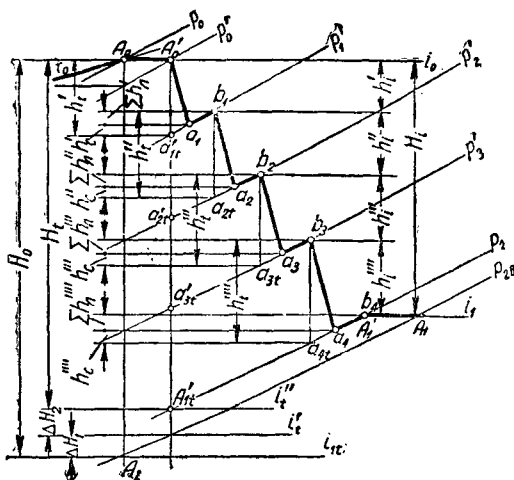


Рис. 116. Тепловой процесс активной турбины со ступенями давления на i_s диаграмме.

фланцы имеют ряд зубцов, между которыми помещается волнообразно изогнутая пружинящая стальная лента 1, разрезанная на несколько сегментов. Кожух 2 закрывает муфту и удерживает пружину от выпадания. На рис. 168, б показано положение пружинящей ленты при нормальной нагрузке, а на рис. 168, в — при перегрузке. Для смазки этой муфты подводится масло.

Современные быстроходные турбины с числом оборотов от 5000 в минуту и выше выполняют с передачей через редуктор к генератору, насосу, компрессору и т. п. Широко применяются быстроходные турбины с редукторной передачей для гребных винтов морских судов.

Редуктор представляет собой две, чаще одну пару зубчатых колес, из которых первое, ведущее, меньшего диаметра насаживается на вал турбины, а второе, ведомое, большего диаметра насаживается на вал генератора или приводимого механизма.

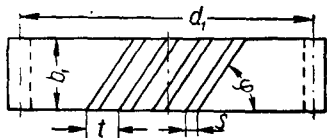


Рис. 169. Действие сил на косой зуб.

Редуктор с одной парой зубчатых колес позволяет уменьшить число оборотов ведомого вала не более чем в 25 раз, а при редукторе с двумя парами зубчаток уменьшение числа оборотов возможно в 150 раз и более, что необходимо, например, в судовых установках.

Для правильной работы редуктора необходимо, чтобы его шестерни были строго параллельны, окружное усилие распределялось равномерно по длине каждого зуба и чтобы количество подводимой смазки было достаточно для отвода всего тепла, выделяемого в результате работы трения. У турбин мощностью менее 400 квт при окружной скорости не выше 12 м/сек смазка производится погружением в масляную ванну зубцов ведомой шестерни. При больших мощностях и окружных скоростях масло подается под давлением.

У редукторов паровых турбин применяют шестерни с прямым, а чаще с косым или угловым зубом — елочные зубчатки, у которых в зацеплении находится одновременно несколько зубьев, что обеспечивает плавность передачи.

Сравнительно с прямыми зубцами косозубчатая передача имеет то преимущество, что достигается плавность передачи усилия, и сопротивление зуба увеличивается пропорционально $\frac{1}{\sin \varphi}$, где φ — угол между направлением грани зуба и плоскостью вращения зубчатки (рис. 169). Недостаток косозубчатой передачи заключается в том, что при ней появляются осевые усилия. Чтобы не ставить упорных подшипников, применяют колеса с двойным наклоном зубцов в разные стороны — елочные шестерни.

В редукторах допускается окружная скорость $u = 25-60$ м/сек, редко выше.

Нормальное усилие, действующее на зубец, определяется из уравнения:

$$P_n = \frac{P}{\sin \varphi}, \quad (87,1)$$

$$P = P_n \sin \varphi.$$

Здесь P — окружное усилие на зубец:

$$P = \frac{102 N_a}{u_1} = 195\,000 \frac{N_a}{d_1 n_1}, \quad (87,2)$$

где u_1 — окружная скорость зубца (в м/сек), а d_1 и n_1 — диаметр (в см) и число оборотов в минуту ведущей шестерни.

Число зубцов ведущей шестерни должно быть в пределах $z_1 = 20 - 40$.

§ 88. ВАЛОПОВОРОТНЫЕ УСТРОЙСТВА

Детали паровой турбины после остановки остывают постепенно. Вал мощных турбин принимает температуру окружающей среды через 25—35 часов после останова. При остывании вала в неподвижном состоянии в нем

Для определения использованного на первой ступени теплоперепада надо отложить вверх от точки a_{1t} потери в сопле h'_c и сумму тепловых потерь $\Sigma h'_{\pi}$, получающуюся между соплами первой ступени и направляющими лопатками второй ступени. В этом случае конечное теплосодержание пара по выходе из первой ступени и при входе во вторую ступень определится точкой b_1 . Теплоперепад, использованный на первой ступени, будет:

$$h'_i = h'_i - h'_c - \Sigma h'_{\pi}. \quad (58,1)$$

Продолжая аналогичные построения, находим точки a_2, a_3, a_4, \dots , характеризующие состояние пара за соответствующими направляющими лопатками, и точки b_2, b_3, b_4, \dots , характеризующие состояние пара за рабочими лопатками каждой ступени. Точка A'_1 характеризует состояние пара при выходе из каналов рабочих лопаток последней ступени. Линия $A'_1 A_1$ представляет процесс мятия пара в выхлопном патрубке, в котором давление понижается от p_2 до давления выпуска $p_{2в}$.

Так как из каждой ступени пар уходит с конечной скоростью $c_2 \neq 0$, то к потерям Σh_{π} добавляются потери с выходной скоростью, эквивалентные перепаду теплосодержания h_b , которое частично или полностью используется на последующих ступенях. Если μ — коэффициент использования на данной ступени выходной скорости предыдущей ступени (обычно $\mu = 0,5 \div 0,8$), то при потере на предыдущей ступени h_{π}^{np} на данной ступени используется теплоперепад:

$$h_i = h_i + \mu h_{\pi}^{np} - h_c - \Sigma h_{\pi} - (1 - \mu) h_b. \quad (58,2)$$

Если использованный перепад тепла на каждой ступени обозначить $h_i^I, h_i^{II}, h_i^{III}, h_i^{IV}, \dots$, то использованный в турбине теплоперепад:

$$H_i = h_i^I + h_i^{II} + h_i^{III} + h_i^{IV} + \dots$$

Действительный тепловой процесс в многоступенчатой турбине происходит по ломаной линии $A'_0 a_1 b_1 a_2 b_2 a_3 \dots$, а не по адиабате $A'_0 A'_{1t}$. При этом вследствие того, что на is диаграмме изобары снизу вверх идут расходящимся пучком, то

$$b_1 a_{2t} > a'_{1t} a'_{2t}; \quad b_2 a_{3t} > a'_{2t} a'_{3t}; \quad \dots$$

Таким образом, сумма адиабатических теплоперепадов всех ступеней турбины оказывается больше теплоперепада по адиабате $A'_0 A'_{1t}$. Поэтому при z ступенях:

$$\sum_1^z h_i > H_i \quad (58,3)$$

или

$$\sum_1^z h_i = H_i (1 + \alpha). \quad (58,4)$$

В этом уравнении h_i адиабатические теплоперепады в отдельных ступенях, а α — коэффициент возврата тепла, принимаемый обычно $0,02 \div 0,06$.

§ 59. КАЧЕСТВЕННЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ТУРБИНЫ

Для суждения об использовании энергии пара в турбине пользуются так называемым качественным коэффициентом, который определяется по следующей формуле:

$$Y = \frac{z u_{\text{ср}}^2}{(1 + \alpha) H_i}, \quad (59,1)$$

где: z — количество ступеней турбины,

α — коэффициент возврата тепла,

H_i — адиабатический теплоперепад по основной адиабате (рис. 116),

$u_{\text{ср}}$ — средняя окружная скорость лопаток (в м/сек):

$$u_{\text{ср}}^2 = \frac{u_1^2 + u_2^2 + u_3^2 + \dots + u_z^2}{z}.$$

произойдет изгиб, который при пуске турбины вызовет сильные вибрации. Чтобы не допустить изгиба вала, происходящего из-за неравномерности его остывания, пользуются валоповоротными устройствами.

Применяют два способа предупреждения изгиба вала при остывании.

1. Ротор турбины регулярно поворачивается точно на 180° через промежутки времени, устанавливаемые опытным путем. Выясняется, через какой промежуток времени кривизна остывающего вала достигает предельно допустимой величины ($0,03-0,05$ мм), и через такие промежутки времени поворачивают его на 180° . Поворачивают вал валоповоротным механизмом, который может быть ручным или гидравлическим.

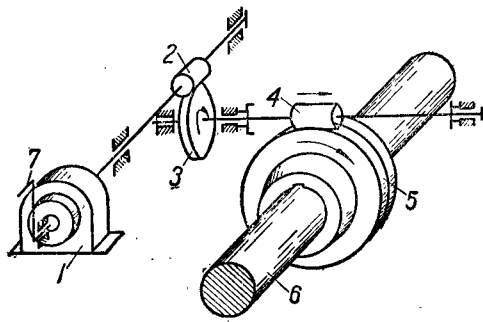


Рис. 170. Моторное валоповоротное устройство.

2. Ротор турбины непрерывно медленно вращается специальным устройством в течение всего времени остывания турбины. Принцип действия такого устройства следующий (рис. 170). Электродвигатель 1 вращает винт 2 червячной передачи, сцепленный с зубчатым колесом 3. Колесо 3 сидит на одном валу со вторым червячным винтом 4, сцепленным с зубчаткой 5 на соединительной муфте ротора 6. Рукоятка 7 служит для поворота двигателя вручную при пуске, если его мощность окажется в этот момент недостаточной. Червячный винт 4 может передвигаться вдоль своего вала и этим выводиться из зацепления с зубчаткой 5. Мощность мотора для такого устройства составляет от 0,5 до 0,025% от мощности турбины. Вращение ротора такими механизмами производится со скоростью $12 \div 18$ оборотов в час.

§ 89. МАСЛЯНАЯ СИСТЕМА ПАРОВЫХ ТУРБИН

Масляная система паровых турбин создает необходимый напор масла и подает его в систему смазки и регулирования.

Давление масла в системе регулирования $3,5 \div 7$ ата, а в системе смазки $1,4 \div 2$ ата. Скорость масла в напорном трубопроводе $1,25 \div 1,75$ м/сек, а в сливном обратном $0,7 \div 1,0$ м/сек.

Расход масла в масляной системе незначителен, так как требуется только пополнение циркулирующего в системе масла, теряемого через неплотности. Во время работы качество масла ухудшается и требуется его замена, которая производится в среднем один раз в два года.

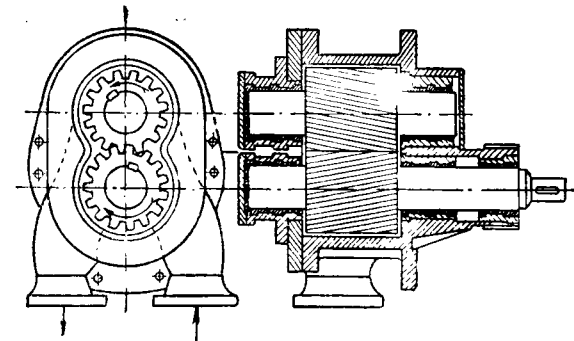


Рис. 171. Зубчатый масляный насос.

Масло подается в масляную систему специальным насосом, который соединен с валом турбины червячной передачей. Главный масляный насос турбины обычно зубчатый. Конструкция такого насоса представлена на рис. 171. При вращении зубчаток масло заполняет впадины между зубцами и переносится в них из всасывающего в нагнетательный трубопровод. Производительность такого насоса определяется по формуле:

$$Q = \frac{2\pi n z}{1000} \eta \text{ л/мин}, \quad (89,1)$$

Качественный коэффициент Y характеризует экономичность турбины в целом, и ее к. п. д. зависит от величины коэффициента Y .

Опыт показывает, что при одинаковых значениях Y к. п. д. турбин, даже конструктивно отличающихся друг от друга, совпадают. На рис. 117 дана графическая зависимость η_{0e} от коэффициента Y , из которой видно, что с увеличением Y η_{0e} возрастает сначала быстро, а после $Y > 2000$ сравнительно медленно.

Увеличение Y при $H'_0 = \text{const}$ за счет возрастания $\Sigma u^2 = z u_{\text{ср}}^2$ может быть достигнуто повышением числа оборотов вала, увеличением диаметров дисков.

так как $u = \frac{\pi d n}{60}$, а также числа ступеней турбины.

Последние способы не всегда применимы, так как развивающиеся под действием центробежных сил усилия во вращающихся частях турбины могут ограничивать увеличение d и n .

У турбин небольших мощностей главное значение при-

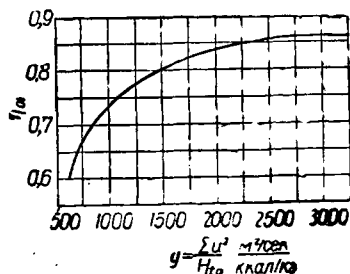


Рис. 117. Влияние качественного коэффициента на к. п. д. турбины.

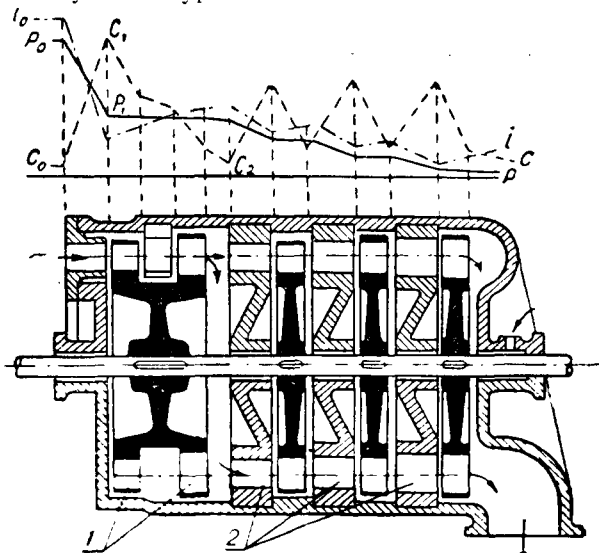


Рис. 118. Схема активной турбины с двухвечным регулирующим колесом скорости.

дается простоте и дешевизне конструкции, и они строятся с числом ступеней не более восьми.

Такие турбины удобны в эксплуатации, стоимость их не высока; они имеют малый вес и небольшие размеры, но имеют сравнительно низкий к. п. д. и мало экономичны. Турбины повышенных мощностей, у которых основное значение имеет снижение расхода пара и величина к. п. д., строятся с большим числом ступеней. Вначале турбостроение шло по пути только увеличения числа ступеней, которое доходило до 40 и более при 1500 оборотах в минуту. Теперь ведущие заводы СССР, увеличив число оборотов до 3000 в минуту, строят мощные турбины при сравнительно малом числе ступеней и при высоком к. п. д. Так, например, турбина Ленинградского металлического завода типа ВК-50-1 мощностью 50 000 кВт при 3000 об/мин., начальном давлении пара 90 атм и давлении выпуска 0,04 атм имеет всего одно двухвечное регулирующее колесо и 17 ступеней давления.

В современных многоступенчатых активных турбинах для повышения их экономичности допускается некоторый перепад давления, а значит, и тепло-содержания на рабочих лопатках. В этом случае из общего теплоперепада ступени h_t некоторая его часть h_{12} преобразуется в кинетическую энергию на рабочих лопатках. Отношение теплоперепада на рабочих лопатках ко всему теплоперепаду ступени $\frac{h_{12}}{h_t} = \rho$ называется степенью реактивности ступени.

Активные турбины, у которых происходит некоторый теплоперепад и расширение пара и на рабочих лопатках, называются турбинами с небольшой

где: σ — объем впадины между зубцами насоса (в $см^3$),
 n — число оборотов шестерни (300 ÷ 600 об/мин),
 z — число зубцов шестерни (12 ÷ 15 зубцов),
 η — объемный коэффициент (0,7 ÷ 0,95), учитывающий заполнение впадин маслом и утечку его.

Мощность, необходимая для привода зубчатого насоса,

$$N = \frac{10,33pQ\gamma}{60 \cdot 102 \cdot \eta_H} \approx \frac{pQ\gamma}{60\eta_H} \text{ кет,}$$

где: p — давление, создаваемое насосом (в $атм$),

γ — удельный вес масла (в $кг/л$),

$\eta_H = 0,97 \div 0,98$ — к.п.д. насоса.

Зубчатый насос начинает подавать масло под достаточным давлением только после достижения валом примерно $\frac{1}{3}$ нормального числа оборотов.

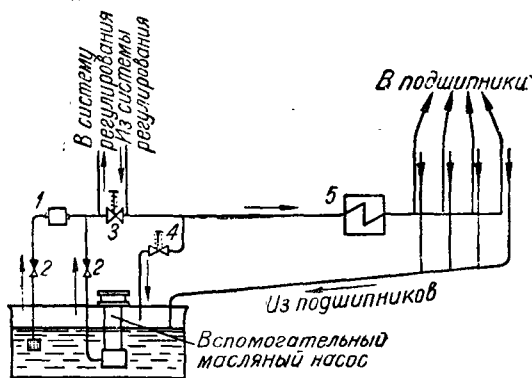


Рис. 172. Принципиальная схема масляной системы.

масляного бака масло главным масляным насосом 1 всасывается через обратный клапан 2. По выходе из насоса поток масла разделяется на два. Первый поток под тем давлением, которое он получил в насосе, направляется в систему регулирования. Второй поток проходит редуцирующий клапан 3, в котором давление масла снижается до принятого в системе смазки, и, пройдя маслоохладитель 5, направляется в подшипники турбины. Отходящее от подшипников масло собирается в сливной трубопровод и возвращается в масляный бак. Предохранительный клапан 4 служит для слива масла в бак при повышении давления выше предусмотренного. Масло от сервомотора сливается в напорную линию к подшипникам.

Необходимым элементом масляной системы является маслоохладитель, предназначенный для отвода тепла от масла, нагревающегося в подшипниках. Маслоохладитель представляет собой чугунный цилиндр, заполненный системой трубок. Нагретое в подшипниках масло входит в корпус маслоохладителя в нижней его части, циркулирует между трубками, по которым протекает охлаждающая вода, и, охладившись, выходит в верхней части корпуса. Циркуляция воды по трубкам — противоточная — сверху вниз. Температура масла, поступающего в подшипники, должна быть в пределах 35—45° С. При понижении температуры масла ниже 35° увеличивается его вязкость и увеличиваются потери на трение. При повышении температуры масла, поступающего в подшипники, свыше 45°С, оно может нагреться в подшипниках выше допустимой температуры 60°С, в результате чего качество его значительно ухудшится.

Надежная работа масляной системы возможна только при применении масла надлежащего качества. Для заливки в масляную систему турбины

степенью реактивности. На ступенях высокого давления активной турбины степень реактивности не превышает $0,04 \div 0,05$, а в ступенях низкого давления ее повышают до $0,2 \div 0,3$.

Небольшая степень реактивности создает благоприятные условия для заполнения каналов, приводит к возрастанию скоростного коэффициента лопаток ψ и к. п. д. ступени. В то же время увеличение степени реактивности повышает утечки пара через зазоры между рабочими лопатками и корпусом турбины, а также и осевое давление на упорный подшипник.

При работе паром высоких давлений и высоких температур для уменьшения числа ступеней применяют комбинацию ступеней скорости и ступеней давления. В такой турбине первую ступень осуществляют в виде диска со ступенями скорости, а все остальные ступени являются ступенями давления. Схема такой турбины и график изменения давления и скоростей представлены на рис. 118. Пар с начальным давлением поступает на двухвенечное колесо 1 со ступенями скорости. Перепад давления $p'_0 - p_1$ выбирается значительным, и поэтому скорость c_1 достаточно велика и используется на ступенях скорости, снижаясь до c'_2 . Оставшийся перепад тепла и давления используется в ступенях давления 2, где давление пара невелико.

ГЛАВА XIII

ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ НА РЕАКТИВНЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ

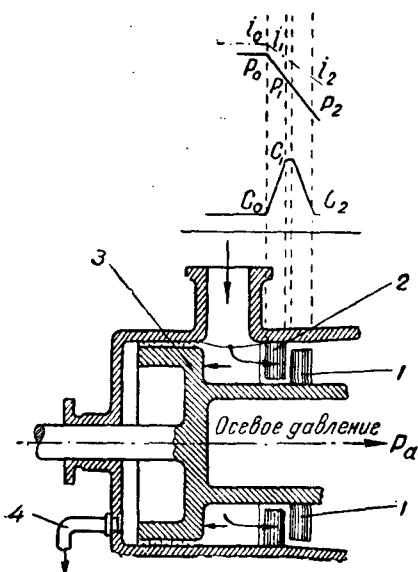
§ 60. РЕАКТИВНЫЕ СТУПЕНИ ДАВЛЕНИЯ

При рассмотрении взаимодействия между паром и рабочими лопатками турбины было указано, что это взаимодействие может осуществляться двояко — по активному и реактивному принципам. При реактивном принципе преобразование потенциальной энергии происходит не только в неподвижном аппарате турбины, но также и на рабочих лопатках.

Сущность реактивного действия пара заключается в следующем. Рабочие лопатки реактивной ступени имеют форму, аналогичную соплам. Проходя по таким каналам, пар расширяется, и его потенциальная энергия превращается в кинетическую. Если бы такое расширение происходило на неподвижных лопатках, то пар, отталкиваясь от поверхности лопаток, приобрел бы ускоренное движение. Но так как рабочие лопатки подвижны, то расширяющийся пар, отталкиваясь от лопаток, сам будет толкать их в направлении, противоположном своему ускорению, в результате чего увеличится только относительная скорость пара, а его абсолютная скорость может не только не увеличиться, но даже несколько уменьшиться.

Рис. 119. Тепловой процесс на реактивной ступени.

Таким образом, процесс на одной реактивной ступени протекает следующим образом (рис. 119). Пар поступает на направляющие лопатки 2 с давлением p_0 , со скоростью c_0 и теплосодержанием i_0 . В результате расширения на неподвижных направляющих лопатках теплосодержание и давление пара уменьшаются и становятся равными i_1 и p_1 , а скорость возрастает до c_1 . С этой скоростью пар поступает на рабочие лопатки 1, где продолжается превращение его тепловой энергии в кинетическую. На рабочих лопатках теплосо-



применяют исключительно специальные турбинные масла марок Л, ЛМ, С, УТ и М. Наиболее употребительны масла марок Л и УТ. Выбор марки масла должен быть согласован с заводом-изготовителем турбины.

ГЛАВА XVII

ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

§ 90. ТИПЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Выбор конструкции турбины и ее главных размеров в первую очередь зависит от мощности турбины и параметров пара, на которые она рассчитывается. Но и при вполне определенных заданных параметрах пара и мощности турбина конструктивно может быть выполнена весьма различно. Размеры турбины зависят от выбора диаметра диска, перепадов в отдельных ступенях, следовательно, и от числа ступеней и скорости пара. Выбор конструкции определяется следующими условиями: максимальным к. п. д., невысокой стоимостью изготовления и наибольшей надежностью в эксплуатации. Последнее требование должно быть соблюдено безусловно, тогда как первое и второе должны сочетаться так, чтобы получилась максимально экономичная установка. Эти два требования противоречат друг другу, так как максимальный к. п. д. достигается в дорогих многоступенчатых установках, а простые дешевые турбины хуже используют тепло. В зависимости от поставленного задания, в каждом отдельном случае приходится решать вопрос о выборе типа и конструкции турбины.

Для малых турбин мощностью до $200 \div 350$ квт обычно применяют одну ступень давления с подразделением на ступени скорости или без него. Для больших мощностей применяются многоступенчатые конструкции. Диаметр ступеней выбирается в зависимости от теплоперепада в турбине и числа ступеней скорости, что, в свою очередь, определяется мощностью и числом оборотов вала. Выбор числа оборотов вала зависит от того, будет ли турбина с редуктором или с прямой передачей. Турбина с редуктором допускает высокие скорости и получается более дешевой, чем турбина с прямой передачей, но к. п. д. турбины с редуктором на 3—6% ниже, чем у турбины с прямой передачей.

В зависимости от источника, из которого получается пар, и устройств, которым отдается отработавший пар, паровые турбины могут быть разделены на две основные группы.

К первой группе относятся турбины, получающие весь свежий пар от котельной установки. Если при этом весь отработавший пар поступает в конденсатор, то турбина является чисто конденсационной, если же выпускается в атмосферу, то выхлопной.

Ко второй группе относятся специальные турбины, которые питаются паром от котельной установки, но тепло отработавшего в них пара используется для теплофикации или иных целей, а также турбины, частично или полностью получающие рабочий пар не от котельной установки.

Первый тип специальных турбин — это теплофикационные турбины, у которых тепло отработавшего пара частично или полностью отдается тепловым потребителям, и предвключенные турбины, отработавший пар которых имеет высокий потенциал и уносит большое количество тепла, которое срабатывается в двигателях с более низкими начальными параметрами пара.

Второй тип специальных турбин — это турбины м я т о г о п а р а, которые используют пар низких параметров, уже частично совершивший работу. К этому типу относятся также турбины д в у х д а в л е н и й и а к к у м у л я т о р н ы е турбины, питающиеся паром от паровых аккумуляторов и приспособленные к работе паром переменного давления.

держание и давление пара еще понижаются и делаются равными i_2 и p_2 . В реактивной ступени полный теплоперепад $i_0 - i_2 = h_t$ распределяется между направляющими лопатками $i_0 - i_1 = h_{t1}$ и рабочими $i_1 - i_2 = h_{t2}$.

Отношение теплоперепада на рабочих лопатках ко всему теплоперепаду ступени

$$\frac{h_{t2}}{h_t} = \rho \quad (60,1)$$

называется степенью реактивности ступени. Обычно у реактивных турбин степень реактивности составляет около $\rho = 0,5$, т. е. полный теплоперепад поровну распределяется между направляющими и рабочими лопатками.

На реактивную рабочую лопатку пар оказывает двойное действие. Во-первых, как и в активной ступени, пар действует центральной силой своих криволинейно движущихся частичек и оказывает давление $p_{\text{ракт}}$

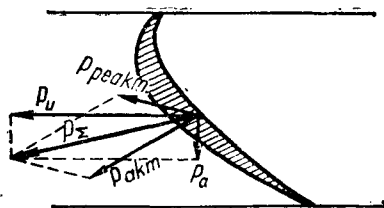


Рис. 120. Действие пара на реактивную рабочую лопатку.

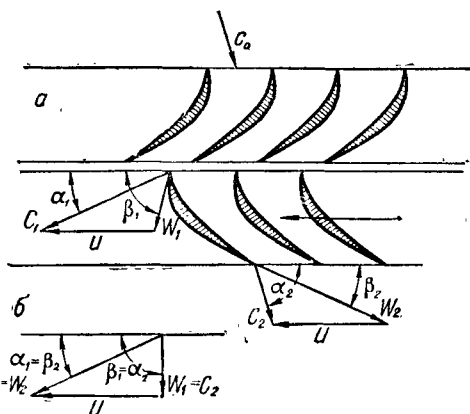


Рис. 121. Треугольники скоростей реактивной ступени.

(рис. 120), во-вторых, действует силой реактивного давления $p_{\text{реакт}}$. Направления этих сил не совпадают, и геометрическая сумма сил давления дает составляющую силу p_z , направление которой не совпадает с направлением движения лопаток. В результате этого сила p_z разлагается на две: p_u — направленную параллельно окружной скорости u , и p_a — перпендикулярную к этому направлению. Сила p_u производит механическую работу, а сила p_a , действуя вдоль оси ротора, отжимает его в сторону низкого давления.

Треугольники скоростей реактивной ступени показаны на рис. 121. Пар поступает на рабочие лопатки со скоростью c_1 под углом α_1 к плоскости вращения ротора. Величину этой скорости можно найти из уравнения:

$$c_1 = 91,5\psi \sqrt{h_{t1} + \frac{c_0^2}{8380}} \text{ м/сек}, \quad (60,2)$$

где: c_0 — скорость входа пара на направляющие лопатки (в м/сек),

$h_{t1} = (1 - \rho) h_t$ — адиабатический теплоперепад в направляющем аппарате (в ккал/кг).

Произведя построение треугольника скоростей, определяют относительную скорость входа пара на рабочую лопатку w_1 и угол ее наклона β_1 , под которым должен начинаться профиль спинки лопатки. Вследствие расширения пара в каналах между рабочими лопатками относительная скорость его возрастает и при выходе с лопаток будет:

$$w_2 = 91,5\psi \sqrt{h_{t2} + \frac{w_1^2}{8380}} \text{ м/сек}, \quad (60,3)$$

где: ψ — скоростной коэффициент,

$h_{t2} = \rho h_t$ — адиабатический теплоперепад на рабочих лопатках (в ккал/кг).

Под углом наклона этой скорости к плоскости вращения ротора должен оканчиваться профиль спинки лопатки. Построив треугольник скоростей,

§ 91. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТУРБИНЫ

Надо прежде всего отметить, что отнесение теплофикационных турбин к специальным весьма условно, так как почти все современные крупные паротурбинные установки фактически являются теплофикационными. В Советском Союзе, благодаря плановости социалистического народного хозяйства, как правило, все крупные теплосиловые станции — теплофикационные. Кроме того, все наиболее совершенные современные паровые турбины, даже не теплофикационные в узком значении этого слова, являются все же теплофикационными, поскольку у них производится промежуточный отбор пара для подогрева питательной воды для котлов — регенеративный подогрев питательной воды.

Турбины, работающие «на выхлоп», т. е. отработавший пар которых выпускается в атмосферу при давлении немного выше атмосферного, тоже можно отнести к специальным турбинам, так как они почти всегда служат для привода различных специальных устройств — вентиляторов, масляных, воздушных и водяных насосов и т. п. Турбины, работающие «на выхлоп», обычно имеют очень незначительные мощности и их проточная часть конструктивно мало отличается от проточной части конденсационных турбин. Поэтому этот тип турбин в особую группу не выделяется.

Значение теплофикации в народном хозяйстве и основные принципы теплофикации были уже рассмотрены в первой части. Говоря о теплофикационных паровых турбинах, необходимо к уже сказанному добавить, что как теплофикационный двигатель паровая турбина сравнительно с паровой машиной имеет то преимущество, что в турбине удобно и просто осуществляется отбор пара. Отбор пара можно производить из различных ступеней турбины и поэтому давать потребителям пар и тепло различных параметров. Мощность современных крупных турбин во много раз больше мощности самых больших паровых машин и поэтому в отбор из паровой турбины можно дать такие количества пара, которые могут теплофицировать не только отдельные предприятия или небольшие группы потребителей, а целые районы и группы промышленных предприятий.

На Ленинградском металлическом заводе имени Сталина производство теплофикационных турбин началось в 1930 г., а в 1938 г. завод выпустил уже самую большую в мире теплофикационную турбину мощностью 100 000 *квт* на нормальные параметры пара.

Теплофикационные паровые турбины, как и теплофикационные паровые машины, могут быть с концевым отбором пара (с противодавлением), с промежуточным отбором пара и комбинированные — с промежуточным и концевым отбором пара. Применение тех или иных типов теплофикационных турбин зависит от характера потребителей тепла и режима их работы. При наличии постоянного потребления тепла при постоянных параметрах применяются турбины с концевым отбором пара; при наличии переменного потребления тепла применяют турбины с промежуточным отбором, хотя возможно применение турбин с промежуточным отбором и при постоянном потреблении тепла.

§ 92. ТУРБИНЫ С КОНЦЕВЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Турбины с концевым отбором пара при малых мощностях и малых теплоперепадах имеют только одну ступень, при большей мощности — несколько ступеней. Поэтому у турбин с концевым отбором пара конструкция проще, размеры последних ступеней меньше, чем у равных по мощности конденсационных турбин. Диски таких турбин делаются постоянного диаметра или их диаметр несколько увеличивается в ступенях пониженного давления. В остальном проточная часть турбин с концевым отбором и проточная часть конденсационных турбин почти не отличаются друг от друга. Так как отработавший пар у турбин с концевым отбором выходит с повышенным давлением и имеет малый удельный объем, то размеры выхлопного патрубка у них значительно меньше, чем у конденсационных турбин.

определяют абсолютную скорость выхода пара с рабочих лопаток c_2 и ее угол наклона α_2 , под которым должен начинаться профиль спинки лопаток направляющего аппарата следующей ступени.

Если степень реактивности $\rho = 0,5$, то $h_{11} = h_{12}$. Поэтому можно сделать профили рабочих лопаток и лопаток направляющего аппарата совершенно одинаковыми и получить: $\alpha_1 = \beta_2$, $\alpha_2 = \beta_1$, $c_1 = \omega_2$ и $c_2 = \omega_1$. Ясно, что если наложить такие треугольники скоростей друг на друга, то они совпадут (рис. 121, б). Для реактивной турбины, как и для всякой турбины, желательно, чтобы выходная скорость имела минимальное значение, так как при этом достигается наилучшее использование кинетической энергии на рабочих лопатках. Наименьшее значение c_2 можно получить при $\alpha_2 = \beta_1 = 90^\circ$. В этом случае треугольники скоростей будут прямоугольными, т. е.:

$$x = \frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1. \quad (60,4)$$

Выше (формула 55,12) было выведено, что для активной ступени наилучшее отношение скоростей было:

$$x = \frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}.$$

Из сравнения этих выражений видно, что для реактивной ступени наилучшее отношение $\frac{u}{c_1}$ должно быть в два раза больше, чем для активной ступени, следовательно, и окружные скорости на венце лопаток реактивной ступени получаются в два раза больше, чем на венце активной ступени при одинаковых скоростях пара. Чтобы избежать большой окружной скорости

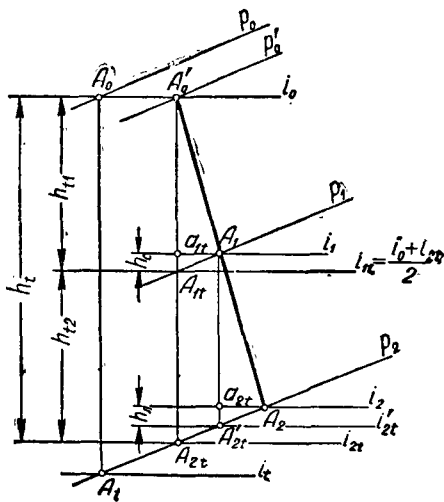


Рис. 122. Тепловой процесс реактивной ступени на is диаграмме.

у реактивных турбин, их всегда строят многоступенчатыми с числом ступеней, большим, чем у активных турбин.

На реактивных ступенях, так же, как и на активных ступенях давления, скорость при z ступенях снижается в среднем в \sqrt{z} раз, сравнительно с одноступенчатой турбиной.

На is диаграмме процесс реактивной ступени представляется следующим образом (рис. 122). Мяте пара от давления p_0 до p_0' в регулирующих органах выразится прямою A_0A_0' . Адиабатический теплоперепад h_t на всей ступени представится отрезком $A_0'A_{2t}$. Так как в большинстве случаев $\rho = 0,5$, то конечное состояние пара за направляющими лопатками выразится точкой A_{1t} , делящей адиабатический теплоперепад всей ступени пополам, т. е.

$$h_{11} = h_{12} = \frac{h_t}{2} = \frac{i_0 - i_{2t}}{2}$$

и, следовательно, теплосодержание пара за направляющими лопатками

$$i_{1t} = \frac{i_0 + i_{2t}}{2}.$$

Через точку A_{1t} пересечения горизонтали, проведенной через теплосодержание i_{1t} и адиабаты расширения $A_0'A_{2t}$, проходит изобара p_1 , соответствующая давлению пара, выходящего из каналов направляющих лопаток. Отложив вверх по адиабате от точки A_{1t} потери в направляющем аппарате h_c и проведя через конец этого отрезка в точке a_{1t} горизонталь до пересечения с изобарой p_1 , находят точку A_1 , характеризующую действительное состояние пара за направле-

Так как у турбин с противодавлением теплоперепад меньше, чем у конденсационных, то первые гораздо чувствительнее к изменениям теплоперепада, а следовательно, и к изменениям начальных параметров пара.

Тепловой эффект турбин с концевым отбором пара можно выяснить, если рассмотреть затраты тепла Q_1 при комбинированной выработке тепла и механической энергии в турбине с концевым отбором и затраты тепла Q_2 при раздельной выработке тепла и механической энергии в конденсационной турбине.

Обозначим: D_n — расход пара турбиной с концевым отбором (в кг/час),
 i_1 — начальное теплосодержание пара (в ккал/кг),
 i_n — действительное теплосодержание пара, поступающего в концевой отбор (в ккал/кг).

Тогда внутренняя мощность турбины с концевым отбором пара:

$$N_i^p = \frac{D_n (i_1 - i_n)}{860} \text{ квт.}$$

При раздельной выработке тепла и механической энергии начальное теплосодержание пара тоже i_1 ккал/кг, а действительное конечное при выпуске в конденсатор i_k ккал/кг. Расход пара D_k кг/час. Внутренняя мощность конденсационной турбины:

$$N_i^k = \frac{D_k (i_1 - i_k)}{860} \text{ квт.}$$

Так как мощность, отдаваемая потребителям, в обоих случаях должна быть одинаковой, то

$$N_i^p = N_i^k$$

или

$$D_n (i_1 - i_n) = D_k (i_1 - i_k),$$

откуда

$$D_k = D_n \frac{i_1 - i_n}{i_1 - i_k} \text{ кг/час.} \quad (a)$$

Кроме того, при раздельной выработке тепла и механической энергии для удовлетворения теплового потребления во втором случае потребуется еще D_T кг/час пара с теплосодержанием i_T . Как в первом, так и во втором случае количество тепла в теплофикационном паре должно быть одинаково. Следовательно:

$$D_T i_T = D_n i_n$$

или

$$D_T = D_n \frac{i_n}{i_T}.$$

Таким образом, расход тепла при комбинированной выработке будет:

$$Q_1 = D_n i_1 \text{ ккал/час,} \quad (б)$$

а при раздельной:

$$Q_2 = D_k i_1 + D_T i_T = D_k i_1 + D_n i_n \text{ ккал/час.} \quad (в)$$

Сбережение тепла при комбинированной выработке составит:

$$\Delta Q = Q_2 - Q_1 = D_k i_1 + D_n i_n - D_n i_1.$$

Заменяя в полученном уравнении D_k по уравнению (а) и сделав соответствующие преобразования, получим:

$$\Delta Q = D_n \frac{i_1 - i_n}{i_1 - i_k} i_k = D_k i_k. \quad (92,1)$$

Если адиабатический теплоперепад в турбине с концевым отбором $i_1 - i_{nt}$ ккал/кг при внутреннем относительном к. п. д. $\eta_{oiп}$, то

$$i_1 - i_n = (i_1 - i_{nt}) \eta_{oiп}.$$

ляющими лопатками. Проведя из точки A_1 адиабату расширения пара на рабочих лопатках, на изобаре конечного давления p_2 находят точку A'_{2t} . Откладывая от этой точки вверх по адиабате потери на лопатках $h_{л}$ и проводя через конец этого отрезка (через точку a_{2t}) горизонталь до пересечения с изобарой p_2 , получают точку A_2 , характеризующую действительное состояние пара за рабочими лопатками.

Процесс всей многоступенчатой реактивной турбины на is диаграмме представится, как ряд последовательных процессов отдельных ступеней и выразится рядом наклонных кривых, опускающихся от изобары начального давления p_0' до изобары конечного давления p_2 (рис. 123).

Располагаемый теплоперепад на лопатках каждой реактивной ступени, применяя обозначения рис. 122, будет:

$$h_t = h_{t1} + h_{t2},$$

где h_{t1} и h_{t2} — теплоперепады на направляющих и рабочих лопатках.

На направляющих лопатках теплоперепад

$$h_{t1} = i_0 - i_{1t}.$$

За счет этого теплоперепада создается кинетическая энергия струи пара, который, проходя по криволинейным рабочим лопаткам, совершает активную работу (на 1 кг пара)

$$L'_a = \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \text{ кГМ/КГ.}$$

На рабочих лопатках теплоперепад

$$h_{t2} = i_{1t} - i_{2t} \approx i_1 - i'_{2t}.$$

За счет этого теплоперепада совершается работа реактивного действия струи пара

$$L'_p = \frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}.$$

Полная работа пара на реактивной ступени

$$L_{p \text{ ст}} = L'_a + L'_p = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2g}. \quad (60,5)$$

Для многоступенчатой реактивной паровой турбины, аналогично с многоступенчатой активной турбиной, мощность на валу

$$N_o = \frac{DH_t}{860} \eta_{ов} \text{ квт.} \quad (60,6)$$

При работе турбины на генератор электрического тока мощность на его зажимах

$$N_o = \frac{DH_t}{860} \eta_{ов} \eta_p \eta_{г}. \quad (60,7)$$

§ 61. ОСОБЕННОСТИ РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Сравнительно с активными турбинами реактивные турбины имеют некоторые особенности. В реактивных турбинах:

1) наличие разности давлений по обе стороны как направляющих, так и рабочих лопаток создает возможность перетекания пара между подвижными

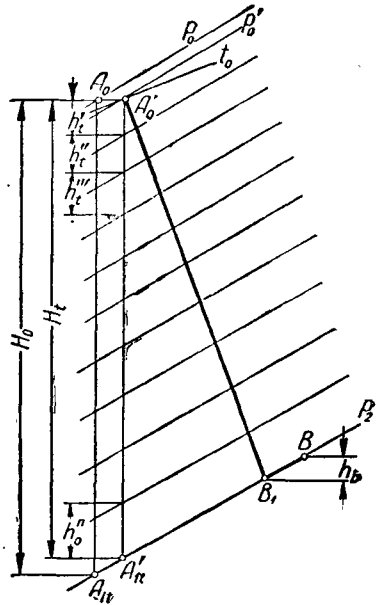


Рис. 123. Тепловой процесс многоступенчатой реактивной турбины на is диаграмме.

Для конденсационной турбины при адиабатическом теплоперепаде $i_1 - i_{нт}$ и внутреннем относительном к. п. д. $\eta_{oiн}$:

$$i_1 - i_{нi} = (i_1 - i_{нт}) \eta_{oiн}.$$

Заменяя в выражении (92,1) теплоперепады через адиабатические, получим:

$$\Delta Q = D_{п} \frac{i_1 - i_{пт}}{i_1 - i_{нт}} \cdot \frac{\eta_{oiп}}{\eta_{oiн}} i_{нт}. \quad (92,2)$$

Из выраженной экономии тепла (92,1) и (92,2) видно, что экономия увеличивается с уменьшением $i_{п}$ и $i_{пт}$, т. е. с уменьшением противодавления в отборе и с увеличением $\eta_{oiп}$. Максимальная экономия получается при $i_{пт} = i_{нт}$, т. е. при использовании тепла сконденсировавшегося пара (вакуумная теплофикация). Однако, вследствие низких параметров, такой вид теплофикации применяется мало.

Своеобразную разновидность турбин с концевым отбором пара представляют предвключенные турбины, т. е. турбины, работающие паром высоких параметров, у которых расширение пара неполное. Пар, расширившись до сравнительно еще высокого давления, из такой турбины поступает в турбину нормального давления, у которой срабатывается до обычных конечных давлений.

Предвключенные турбины применяются на уже работающих электростанциях с турбинами нормального давления при установке на них котлов высоких параметров пара. В этом случае пар высокого давления сначала совершает работу в предвключенной турбине, где его давление при этом понижается до 25—30 *ата*, и переходит в турбины нормального давления непосредственно или через промежуточный пароперегреватель.

§ 93. ТУРБИНЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Если режимы работы потребителей механической (электрической) энергии и потребителей тепловой энергии таковы, что между ними нет соответствия, то вместо турбины с концевым отбором пара устанавливают конденсационную турбину с промежуточным отбором пара. Такие паровые турбины могут иметь регулируемый и нерегулируемый промежуточный отбор пара. При регулируемом отборе пара специальными регулирующими устройствами поддерживается постоянное давление, а следовательно, и теплосодержание отбираемого пара. Современные турбины с отбором пара, за очень редкими исключениями, имеют регулируемый отбор. Нерегулируемый отбор применяется, главным образом, при отборе пара на подогрев питательной воды для котлов.

Если для теплофикации пар не требуется, то турбина с регулируемым промежуточным отбором может работать как чисто конденсационная. При необходимости максимального отбора пара в такой турбине через часть низкого давления пропускается минимальное количество пара, необходимое для охлаждения ступеней низкого давления, и работа турбины приближается к работе турбины с концевым отбором пара.

Турбина с одним отбором пара состоит из двух частей — части высокого и части низкого давления, между которыми находится перепускной патрубков, из которого часть пара направляется для теплофикации или нужд производства, а остальной пар через перепускной регулирующий клапан поступает в часть низкого давления, а затем в конденсатор. Турбина с двумя отборами будет соответственно состоять из частей высокого, среднего и низкого давлений, между которыми производится отбор пара. Аналогична будет и схема турбин с большим количеством отборов.

С тепловой точки зрения турбина с одним промежуточным отбором отличается от чисто конденсационной турбины тем, что не все поступающее в нее количество D кг/час пара полностью используется для получения механической работы, так как поступившее в отбор количество пара $D_{отб}$ кг/час в части низ-

и неподвижными частями турбины, вызывая утечки пара через радиальные зазоры;

2) применяется только полный подвод пара, так как из-за разности давлений с одной и с другой стороны рабочих лопаток при парциальном подводе пара происходили бы потери от завихрений, которые могли бы вызвать непроизводительный расход энергии, приобретенной паром в направляющем аппарате;

3) окружные скорости на венце рабочих лопаток при одинаковой скорости входа на лопатки у реактивных турбин получаются приблизительно в два раза больше, чем у активных (см. уравнение (60,4));

4) сравнительно с активными паровыми турбинами, осевое усилие, направленное в сторону движения пара, во много раз больше, и для уравнивания его требуется специальная конструкция ротора.

В силу этих особенностей конструкция реактивных турбин отличается от конструкций активных.

Для избежания утечек пара через радиальные зазоры между подвижными и неподвижными частями турбины эти зазоры уменьшают насколько возможно, но оставляют их в пределах не менее $0,5 \div 0,8$ мм во избежание возможных при работе турбины задеваний вращающихся частей о неподвижные при расширении от нагревания, при осевых сдвигах ротора и возникающих в турбине вибрациях.

Утечки через радиальные зазоры можно уменьшить также путем деления всего перепада давлений между большим числом ступеней, благодаря чему разность давлений в каждой отдельной ступени получается меньше.

Из уравнения (54,4) видно, что увеличение степени парциальности и доведение ее до 1, как это необходимо у реактивных турбин, возможно либо за счет уменьшения диаметра венца лопаток d , либо за счет уменьшения их

высоты l . Так как у реактивных турбин отношение $\frac{u}{c_1}$ больше, чем у активных, то уменьшение числа оборотов может достигаться либо увеличением диаметра, либо распределением теплоперепада между значительным числом ступеней. Увеличение диаметра приводит к увеличению утечек через радиальные зазоры, а увеличение числа ступеней уменьшает их. Поэтому реактивные турбины обычно многоступенчатые, с числом ступеней, достигающим 100 и более.

Значительное осевое усилие на роторе реактивных турбин возникает вследствие наличия перепада давления на рабочих лопатках. В некоторых случаях это осевое усилие оказывается полезным, так, например, в судовых установках при непосредственном соединении турбины с гребным валом, так как осевое усилие частично уравнивает реакцию гребного винта. Но в большинстве случаев реактивные турбины приходится конструировать со специальными разгрузочными устройствами, которые несколько повышают расход пара на утечки и удорожают стоимость турбины.

Чаще всего для этого применяют разгрузочный поршень 3 (рис. 119). Пространство перед разгрузочным поршнем соединено трубопроводом 4 с выпускным патрубком, вследствие чего давление на поршень с одной стороны больше, чем с другой, и он находится под результирующим давлением, направленным противоположно направлению осевого усилия P_a . Иногда вместо трубопровода применяют сквозные сверления в теле ротора, через которые пар с левой стороны разгрузочного поршня входит внутрь ротора и выходит из него в выхлопной патрубок.

Наличие большого числа ступеней в реактивных турбинах приводит к сравнительно небольшим окружным скоростям и к малым числам оборотов. Для большинства реактивных турбин окружные скорости не превышают 150 м/сек.

Небольшие окружные скорости позволяют применять для реактивных турбин ротор барабанного типа, а не в виде вала с насаженными на него дисками. Кроме того, применение барабанного ротора для реактивных турбин

кого давления турбины работы не выполняет. Чтобы теплофикационная турбина с отбором пара имела ту же мощность, что и чисто конденсационная турбина, в теплофикационную турбину надо добавить D_d пара, который выполнил бы в турбине работу, равную работе отбираемого пара в части низкого давления. Тогда расход пара в теплофикационной турбине с одним отбором будет:

$$D_T = D_K + D_d \text{ кг/час}, \quad (a)$$

где D_K — расход пара чисто конденсационной турбиной той же мощности. Отбираемый пар в части низкого давления мог бы в течение часа выполнить работу:

$$N' = \frac{D_{отб} (i_{отб} - i_K)}{860} \text{ квт-час}. \quad (б)$$

Добавочный пар, имея теплоперепад $i_0 - i_K$, выполнит такую же работу:

$$N' = \frac{D_d (i_0 - i_K)}{860} \text{ квт-час}. \quad (в)$$

Из уравнений (б) и (в) можно написать:

$$D_d (i_0 - i_K) = D_{отб} (i_{отб} - i_K),$$

откуда

$$D_d = \frac{i_{отб} - i_K}{i_0 - i_K} D_{отб} = y D_{отб} \text{ кг/час},$$

где $y = \frac{i_{отб} - i_K}{i_0 - i_K}$ — коэффициент отбора, характеризующий теплосиловую ценность отбираемого пара.

Подставляя в уравнение (а) значение D_d , получаем:

$$D_T = D_K + y D_{отб}. \quad (93,1)$$

Для чисто конденсационной турбины было выведено уравнение расхода пара (72,1):

$$D_K = x d_{эн} N_H + (1 - x) d_{эн} N \text{ кг/час}.$$

Следовательно, расход пара турбиной с одним отбором в окончательном виде будет:

$$D_T = x d_{эн} N_H + (1 - x) d_{эн} N + y D_{отб} \text{ кг/час}. \quad (93,2)$$

Аналогично для турбины с несколькими отборами:

$$D_T = x d_{эн} N_H + (1 - x) d_{эн} N + y' D'_{отб} + y'' D''_{отб} + y''' D'''_{отб} + \dots, \quad (93,3)$$

где: $y', y'', y''' \dots$ — коэффициенты соответствующих отборов,

$D'_{отб}, D''_{отб}, D'''_{отб}$ — количество пара, отбираемого в различных отборах.

Проточная часть турбины может пропускать только вполне определенное максимальное количество пара $D_{0 \text{ макс}}$ кг/час. Поэтому понятно, что у турбины с промежуточным отбором пара существует вполне определенная зависимость между количеством отбираемого пара и развиваемой турбиной мощностью. Зависимость между максимальным количеством пара, возможным для пропускания через турбину, $D_{0 \text{ макс}}$ кг/час, количеством отбираемого пара $D_{отб}$ кг/час и возможной при этом отборе мощностью N_0 квт может быть выражена аналитически и графически. Пусть:

D_K кг/час — расход пара через часть высокого давления (ч. в. д.), часть низкого давления (ч. н. д.) и конденсатор (сквозной поток),

$D_{отб}$ — расход пара через ч. в. д. и в отбор (отбираемый пар в кг/час) для турбины с одним отбором пара,

H_i — полезный (фактически использованный) теплоперепад в ч. в. д. (в ккал/кг),

необходимо потому, что давление по обе стороны рабочих лопаток различно, и при применении дисков для установки лопаток разность давлений действовала бы на всю поверхность каждого диска, создавая весьма большие неуравновешенные осевые усилия. При применении барабанного ротора отпадает необходимость в устройстве диафрагм, и сопловые аппараты реактивных турбин выполняются в виде неподвижных лопаток, закрепляемых в корпусе турбины.

Рассмотренные выше особенности реактивных турбин позволяют прийти к следующим выводам. Сравнительно с активными реактивные турбины имеют следующие преимущества:

а) меньшие потери на трение частей ротора о пар и меньшие потери от завихрений пара, что объясняется заменой дисков барабанами;

б) меньшие потери на рабочих лопатках вследствие того, что пар протекает через междулопаточные каналы с меньшей скоростью, чем в активных турбинах;

в) меньшая длина турбины благодаря тому, что при барабанной конструкции ротора сопла занимают меньшую длину по оси и не требуется установка диафрагм.

Наряду с указанными преимуществами, реактивные турбины имеют существенные недостатки:

а) большие потери на пропуски пара через радиальные зазоры между подвижными и неподвижными частями;

б) малая высота лопаток или малые диаметры ротора в ступенях высокого давления, необходимые при полном подводе пара. Первое увеличивает пропуски, а второе приводит к очень большому числу ступеней и усложнению конструкции;

в) применение повышенных и высоких давлений пара для реактивных турбин вызывает затруднения, объясняемые тем, что при большом числе ступеней теплоперепады в каждой отдельной ступени получаются небольшими, и потому в части высокого давления пар находится под очень большим избыточным давлением, что усложняет конструкцию корпуса;

г) при очень больших количествах пара, а следовательно, и при значительных мощностях, чтобы избежать слишком длинных лопаток в части низкого давления, приходится применять весьма большие диаметры ротора;

д) необходимость установки устройств, разгружающих осевые усилия, что тоже усложняет конструкцию.

В силу всего сказанного, реактивные турбины не применяются при малых расходах пара и, следовательно, для малых мощностей. Неприменимы они также для повышенных и высоких давлений и очень больших мощностей. Поэтому турбины реактивного типа строятся для средних мощностей и, главным образом, для небольшого давления пара.

§ 62. ЧИСТО РЕАКТИВНЫЕ ТУРБИНЫ

Как уже указывалось, реактивные турбины обычного типа имеют степень реактивности $\rho = 0,5$, т. е. являются реактивными лишь наполовину. Имеются, однако, конструкции чисто реактивных турбин, одна из которых показана на рис. 124. Степень реактивности, равная единице, достигается в этих турбинах благодаря следующему устройству. Турбина имеет два отдельных независимых вала 3 и 9 с одной геометрической осью. На двух дисках 4 и 7, насаженных на концы этих валов, закреплены последовательными концентрическими кольцевыми рядами лопатки 5 и 6 так, что ряды лопаток одного диска заходят в промежутки между рядами другого. Вся конструкция заключена в кожух 2. В камеру свежего пара 10 пар поступает из паропровода 1 через отверстия 8 в дисках. Из камеры свежего пара, двигаясь радиально, пар проходит по каналам всех рядов лопаток на обоих дисках и выходит в камеру мягкого пара 11. Таким образом, каждый венец лопаток является рабочим для

H_i'' — полезный теплоперепад в ч. н. д. (в ккал/кг),
 $H_i = H_i' + H_i''$ — полезный теплоперепад для сквозного потока пара (в ккал/кг).
 Тогда внутренняя мощность, выработанная в ч. в. д. паром, поступающим затем в отбор,

$$N_i' = \frac{D_{отб} H_i'}{860} \text{ квт.}$$

Внутренняя мощность, выработанная в ч. в. д. и ч. н. д. сквозным потоком пара, поступающим в конденсатор,

$$N_i'' = \frac{D_K (H_i' + H_i'')}{860} = \frac{D_K H_i}{860} \text{ квт.}$$

Полная внутренняя мощность турбины при отборе

$$N_i = N_i' + N_i'' = \frac{D_{отб} H_i' + D_K H_i}{860} \text{ квт.} \quad (93,4)$$

Электрическую мощность $N_{э}$ можно выразить, как разность внутренней мощности N_i и мощности холостого хода $N_{хх}$, которую при заданных значениях η_M и η_T можно определить по уравнению:

$$N_{хх} = N_{i \text{ ном}} - N_{э \text{ ном}} = N_{i \text{ ном}} - N_{i \text{ ном}} \eta_M \eta_T = N_{i \text{ ном}} (1 - \eta_M \eta_T) \text{ квт.} \quad (93,5)$$

Электрическая мощность турбины

$$N_{э} = N_i - N_{хх} = \frac{D_{отб} H_i' D_K H_i}{860} - N_{хх} \text{ квт.} \quad (93,6)$$

Уравнение (93,6) можно преобразовать для отдельных частных режимов работы турбины.

1. Турбина на холостом ходу. Мощность, затрачиваемая на холостой ход, при этом по уравнению (93,5) будет:

$$N_{хх} = N_{i \text{ ном}} (1 - \eta_M \eta_T) \text{ квт.}$$

2. Турбина работает с конечным отбором пара. При этом $D_{отб} = D_{0 \text{ макс}}$, а $D_K = 0$. Развиваемая при этом мощность

$$N_{э}^{\text{нонп}} = \frac{D_{0 \text{ макс}} H_i'}{860} - N_{хх} \text{ квт.} \quad (93,7)$$

3. Чисто конденсационный режим $D_{отб} = 0$. Развиваемая при этом мощность

$$N_{э}^{\text{нонд}} = \frac{D_K H_i}{860} - N_{хх} \text{ квт.} \quad (93,8)$$

4. Через конденсатор пропускается минимальное количество пара $D_{K \text{ мин}}$, остальной пар направляется в отбор. При этом режиме мощность

$$N_{э}^{\text{нонд. мин}} = \frac{D_{K \text{ мин}} H_i + D_{отб} H_i'}{860} - N_{хх} = \frac{\alpha D_K H_i + D_{отб} H_i'}{860} - N_{хх} \text{ квт,} \quad (93,9)$$

где $\alpha = 0,1 \div 0,25$ — коэффициент, указывающий минимально необходимую долю расхода пара через конденсатор.

5. От турбины производятся различные по величине отборы пара:

$D_{отб}^I, D_{отб}^{II}, D_{отб}^{III}$ и т. д. В этом случае через конденсатор проходит пара

$$D_K = D_{0 \text{ макс}} - D_{отб}^N \text{ кг/час}$$

и, следовательно, при промежуточном отборе $D_{отб}^N$ мощность турбины

$$N_{э}^N = \frac{D_{отб}^N H_i' + (D_{0 \text{ макс}} - D_{отб}^N) H_i}{860} - N_{хх} \text{ квт.} \quad (93,10)$$

Это уравнение можно преобразовать, раскрыв скобки и заменив $H_i - H_i' = H_i''$. Тогда

$$N_{э}^N = \frac{D_{0 \text{ макс}} H_i - D_{отб}^N H_i''}{860} - N_{хх} \text{ квт.} \quad (93,11)$$

своего диска и направляющим для другого, диски вращаются с равным числом оборотов в противоположные стороны, и степень реактивности у такой турбины получается равной единице. Благодаря такой конструкции этой турбины скорость рабочей лопатки относительно направляющей оказывается в два раза больше, чем в турбинах с неподвижным направляющим аппаратом, что дает возможность уменьшить число ступеней сравнительно с обыкновенной реактивной турбиной вдвое. В чисто реактивной турбине описанной конструкции путь радиально движущегося пара получается очень коротким, что вызывает большую разность температур и необходимость создания такой конструкции дисков, которая обеспечивает нужное расширение деталей, вызываемое значительными температурными деформациями.

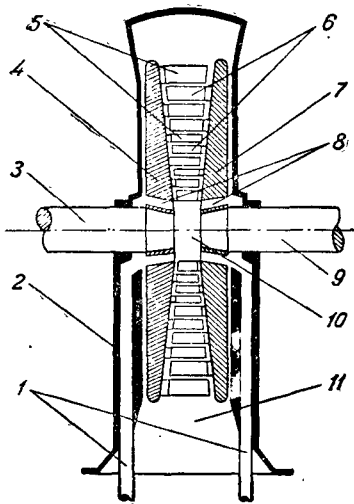


Рис. 124. Чисто реактивная паровая турбина.

Поэтому хотя эти турбины обладают значительной компактностью и сравнительно высоким к. п. д., особенно широкого применения они не получили вследствие сложности как всей конструкции в целом, так и отдельных деталей турбины. Турбины такого типа бывают мощностью до 50 000 квт.

§ 63. КОМБИНИРОВАННЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

При рассмотрении принципа действия и конструктивных особенностей, ступеней скорости, активных и реактивных ступеней давления было выяснено, что применение только ступеней скорости, или только активных, или только

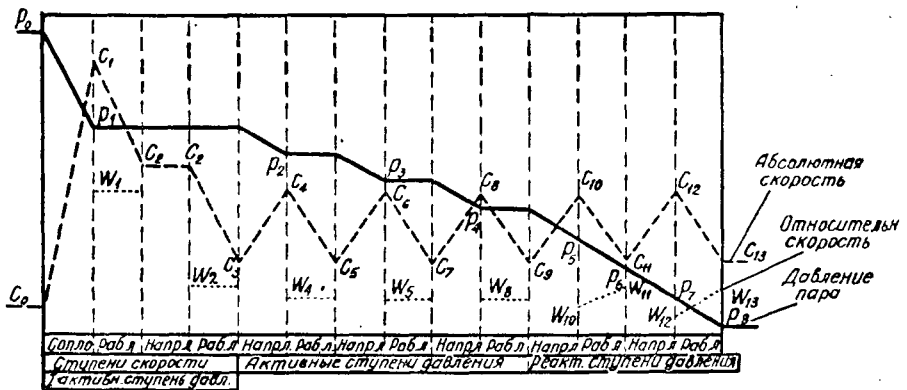


Рис. 125. График изменения давления и скорости в комбинированной активно-реактивной турбине.

реактивных ступеней давления невыгодно. Так, реактивная турбина, не давая высокого к. п. д. в области высоких давлений, проявляет выгодные стороны своей конструкции в области низкого давления. Диск со ступенями скорости невыгоден для больших перепадов давлений и тепла и т. д. Поэтому наиболее рациональной системой турбины будет турбина комбинированная, в которой сочетаются соответствующим образом различные принципы использования энергии пара.

У большинства современных комбинированных турбин первой регулирующей ступенью является диск скорости. Применение диска скорости в ка-