

С. П. ВРАЩЕВ, А. Л. ЛЕТНИК,
Д. М. ШИФРИН

МАШИНОВЕДЕНИЕ

М А Ш Г И З

Инж. С. П. ВРАШЕВ, доц. А. Л. ЛЕТНИК
и инж. Д. М. ШИФРИН

МАШИНОВЕДЕНИЕ

Под редакцией
д-ра техн. наук проф. В. М. ТАРЕЕВА

*Допущено Управлением средних специальных учебных заведений
Министерства высшего образования в качестве учебного пособия
для техникумов*



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1954

Учебное пособие составлено применительно к требованиям программы курса “Машиноведение” для техникумов, где этот курс преподается как общетехнический.

В книге даются основные сведения из гидравлики, технической термодинамики и теории теплопередачи; описаны работа и устройство насосов, паровых котлов, топок, паровых машин, паровых турбин и двигателей внутреннего сгорания.

**Рецензенты канд. техн. наук Н. К. Корнейчук
и канд. техн. наук И. П. Лукин**

***Редакторы д-р техн. наук проф. В. М. Тареев
и лауреат Сталинской премии д-р техн. наук
проф. Ф. Б. Нельсон-Скорняков***

***Редакция литературы по машиностроению и приборостроению
Зая. редакцией инж. Н. В. ПОКРОВСКИЙ***

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящая книга составлена по программе курса «Машиноведение» для техникумов и охватывает основы гидро- и теплоэнергетики.

В курсе «Машиноведение» рассматриваются принципы устройства и работы гидравлических двигателей и насосов, паровых котлов и тепловых двигателей (паровых машин, паровых турбин, двигателей внутреннего сгорания и др.).

Книга является коллективным трудом. В первоначальной редакции «Введение», III раздел и глава III раздела V были составлены С. П. Вращевым, разделы I, IV, V и VI — А. Л. Летником и раздел II — Д. М. Шифриным.

Редактирование книги выполнено проф. В. М. Тареевым за исключением раздела I, редактором которого является проф. Ф. Б. Нельсон-Скорняков.

В процессе значительного сокращения и вызванной этим переработки рукописи проф. Тареев написал: в разделе III в главе III § 3, в главе IV § 4—6, в разделе IV в главе I § 2, 7, 8, в главе III § 2 (часть), в разделе V главы I и II, в разделе VI в главе I § 1, 3, 4, 6, 7 (часть), в главе II § 1, 5 и частично § 3 и 4.

ГИДРАВЛИКА, НАСОСЫ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

ГЛАВА I

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

1. ПРЕДМЕТ И ЗНАЧЕНИЕ ГИДРАВЛИКИ

Гидравлика — наука, изучающая законы равновесия и движения жидкостей и разрабатывающая способы практического применения этих законов.

Часть гидравлики, изучающая равновесие жидкостей, а также твердых тел, полностью или частично погруженных в жидкость, носит название гидростатики; другая часть, изучающая движение жидкостей, а также твердых тел под действием внешних сил, полностью или частично погруженных в жидкость, называется гидродинамикой.

Значение гидравлики чрезвычайно велико. Законы гидравлики находят приложение во всех отраслях народного хозяйства страны, например, при использовании энергии воды, в водоснабжении, гидротехническом строительстве, кораблестроении, машиностроении и в различных промышленных установках.

История гидротехнических сооружений (каналов, плотин), равно как и простейших гидравлических двигателей (водяных колес) восходит к периоду за 3000—4000 лет до начала нашего летоисчисления. На Руси водяная энергия использовалась уже в глубокой древности: в весьма ранних памятниках русской письменности встречаются такие термины, как «мельник», «мельница», упоминание о постройке водяных мельниц имеется нередко в документах XIII и XIV вв. (например, завещание князя Дмитрия Донского 1389 г.).

Использование наших водных богатств широко развернулось в XVIII в. Петр I, положив начало сооружению каналов на месте древних волоков, явился инициатором строительства многих гидросиловых установок. По его указанию была создана ныне существующая Вышневолоцкая водная система и система ладожских каналов. Для постройки Вышневолоцкой системы, соединяющей Волгу с Ладожским озером, Петром I вначале были приглашены иностранные мастера, однако ими эта работа была выполнена очень несовершенно. Постройка Вышневолоцкой системы была успешно осуществлена М. И. Сердюковым в 1719—1722 гг.

К числу знаменитых русских строителей относится и К. Д. Фролов, соорудивший в 1763—1765 гг. на Змеиногорском руднике (Алтай) подземную гидросиловую установку, в которой впервые в мире водяное колесо являлось центральным двигателем.

Продолжателями этих пионеров в области гидравлики были И. Сафонов, И. Рахманинов и другие русские конструкторы и изобретатели.

В развитии гидротехнической науки Россия всегда находилась в числе передовых стран своего времени. Одной из первых технических книг было руководство по гидравлике¹.

С XVIII в. в России появляется ряд печатных трудов по гидротехнике, освещающих отечественный опыт и опыт зарубежных стран.

В 1738 г. член Российской академии наук Д. Бернулли формулирует основной закон движения жидкостей, который под названием уравнения Бернулли является одним из основных законов гидравлики; в 1755 г. член Российской академии наук Леонард Эйлер² вывел дифференциальные уравнения равновесия и движения жидкостей, представляющие фундамент гидродинамики. В последующие годы выдающиеся ученые Н. Е. Жуковский, Н. Н. Павловский, В. Г. Шухов и др. все больше дополняли и совершенствовали наши знания по гидравлике и ее приложениям.

Систематическое изучение гидроэнергоресурсов в нашей стране началось только после 1917 г. За годы советской власти в изучении гидроэнергоресурсов наша страна обогнала наиболее развитые капиталистические страны.

В дореволюционных трудах наши гидроэнергоресурсы определялись в 20 млн. л. с. (около 15 млн. *квт*). В настоящее время выявлены гидроэнергоресурсы около 1500 крупнейших рек Союза. На этих реках можно построить гидроэлектрические установки мощностью 300 млн. *квт*, чему соответствует 2700 млрд. *квт-ч* годовой выработки электроэнергии. Эта энергия превышает более чем в 30 раз предусмотренную Законом о пятилетнем плане на 1950 г. выработку электроэнергии всеми электростанциями Союза и в 5 раз превышает выработку электроэнергии всех электростанций мира в предвоенные годы.

По богатству гидроэнергии Советский Союз стоит на первом месте в мире; СССР обладает почти 15⁰/₁₀ мировых запасов гидроэнергии и значительно превосходит в этом отношении всю Европу.

Полное использование колоссальных гидроэнергетических ресурсов России развернулось лишь после Великой Октябрьской социалистической революции, когда в нашей стране были созданы условия, необходимые для мощного развития народного творчества, а могущество науки и техники могло быть обращено на улучшение жизни широких народных масс. В результате блестящего выполнения пятилетних

¹ «Книга о способах, творящих водохождение рек свободное», Москва 1708 г.

² Л. Эйлер работал в Петербургской академии наук в течение 30 лет.

планов наша страна получила ряд таких грандиозных гидроэнергетических сооружений, как Беломорско-Балтийский канал имени И. В. Сталина, канал имени Москвы, Большой Ферганский канал имени И. В. Сталина, Волго-Донской канал имени В. И. Ленина, Днепрогэс, ЗаГЭС, Фархадская ГЭС, Мингечаурская ГЭС и ряд других, не говоря о тысячах малых сельских гидроэлектростанций, построенных по всей необъятной стране Советов. В настоящее время советский народ под руководством Коммунистической партии осуществляет небывалые на земном шаре гидротехнические сооружения.

2. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ

Отличительным свойством капельных жидкостей и газов является их текучесть. Это означает, что даже малые внешние силы могут вызывать значительную деформацию (изменение формы) жидкости или газа, предоставленных самим себе, что объясняется незначительностью сил сцепления, действующих между их частицами.

Основными физическими свойствами жидкости являются *плотность, удельный вес, сжимаемость* и *вязкость*.

Плотностью жидкости ρ называется масса единицы объема жидкости

$$\rho = \frac{M}{V}, \quad (1)$$

где M — масса;

V — объем тела.

Если учесть, что масса M равна отношению веса тела G в кг к ускорению силы тяжести g в м/сек², т. е. $M = \frac{G}{g}$, то

$$\rho = \frac{M}{V} = \frac{G}{gV} \text{ кг} \cdot \text{сек}^2 / \text{м}^4.$$

Удельным весом γ называется вес единицы объема жидкости

$$\boxed{\gamma = \frac{G}{V}} \text{ кг/м}^3, \text{ или г/см}^3, \text{ или кг/см}^3. \quad (2)$$

Удельным объемом ν называется объем единицы веса,

$$\boxed{\nu = \frac{V}{G}} \text{ м}^3/\text{кг} \text{ (см}^3/\text{г)}. \quad (3)$$

Между ν и γ можно установить соотношение

$$\nu = \frac{V}{G} = \frac{V}{\gamma V} = \frac{1}{\gamma}. \quad (4)$$

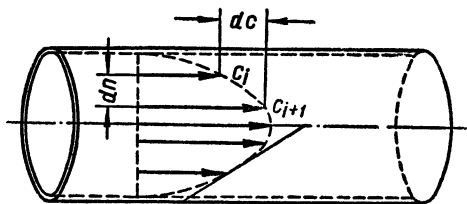
Сжимаемостью называется свойство жидкости изменять свою плотность при изменении давления или температуры. Сжимаемость жидкости определяется коэффициентом объемного сжатия. Коэф-

Коэффициент объемного сжатия представляет собой относительное (т. е. в долях от первоначального объема) уменьшение объема жидкости при изменении давления на 1 ат^* .

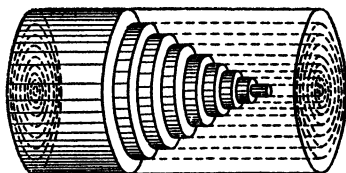
Сжимаемость жидкости в отличие от газа очень мала. Например, объем воды, имеющей температуру 0° , при увеличении давления на 1 ат уменьшается на $\frac{1}{20000}$.

Вязкостью называется свойство жидкости, в силу которого в ней при движении проявляются силы трения, оказывающие сопротивление относительному перемещению частиц данной жидкости.

Вязкость характеризуется абсолютным, или иначе динамическим коэффициентом вязкости μ .



Фиг. 1. Распределение скоростей в потоке жидкости в трубе.



Фиг. 2. Представление потока жидкости как ряда концентрических (цилиндрических) слоев.

Рассмотрим условия течения жидкости в трубе. Скорости частиц жидкости, соприкасающиеся со стенками трубы, равны нулю, так как жидкость прилипает к стенкам. По мере удаления от стенок скорости частиц постепенно увеличиваются, достигая наибольших значений по оси трубы. Такое распределение скоростей вызывается наличием внутренних сил трения. Схема распределения скоростей частиц по поперечному сечению потока жидкости изображена на фиг. 1. Движение всего потока может быть условно изображено как движение бесконечно тонких цилиндрических слоев жидкости, движущихся внутри трубы с различными скоростями (фиг. 2), причем слой, движущийся с большей скоростью, как бы скользит по слою, движущемуся с меньшей скоростью. На поверхности касания этих слоев возникают силы трения, препятствующие относительному движению слоев.

Обозначим отношение силы трения P к поверхности соприкосновения F смежных слоев жидкости через τ , т. е.

$$\tau = \frac{P}{F} \cdot \text{дин/см}^2, \text{ или } \text{г/см}^2. \quad (5)$$

Величина τ , представляющая собой силу трения, отнесенную к единице площади соприкосновения слоев, называется **н а п р я ж е н и е м** **в н у т р е н н е г о** **т р е н и я** **в** **ж и д к о с т и**.

* См. главу II § 4 «Абсолютное и избыточное давление».

Предположим, что скорость движения одного слоя больше скорости другого слоя на бесконечно малую величину dc (см. фиг. 1). расстояние между осями двух соседних слоев dn . Опыты и теоретические исследования показали, что величина силы трения зависит от разности скоростей двух смежных слоев dc , от расстояния между слоями dn и от физических свойств данной жидкости, учитываемых динамическим коэффициентом вязкости μ .

По гипотезе Ньютона

$$\tau = \mu \frac{dc}{dn} \text{ дин/см}^2 \text{ или } \frac{г}{\text{см}^2}. \quad (6)$$

Эта зависимость называется законом внутреннего трения жидкости. Доказательство этого закона впервые было дано русским ученым Николаем Павловичем Петровым в 1883 г.

Отношение $\frac{dc}{dn}$ ($\frac{\text{см}}{\text{сек}} : \text{см} = 1/\text{сек}$) представляет собой градиент скорости, т. е. приращение скорости на единицу расстояния между осями смежных слоев жидкости (в направлении, перпендикулярном к движению).

Размерность динамического коэффициента вязкости можно установить из формулы (6):

$$|\mu| = \left| \frac{|\tau|}{\left| \frac{dc}{dn} \right|} \right| = ML^{-1}T^{-1}.$$

За единицу измерения динамической вязкости в физической системе принимают

$$[\mu]_{\phi} = \frac{\text{дин} \cdot \text{сек}}{\text{см}^2} = \frac{г}{\text{см} \cdot \text{сек}}.$$

Если градиент скорости $\frac{dc}{dn} = 1$, то из формулы (6) следует:

$$\mu = \tau,$$

т. е. динамический коэффициент вязкости μ численно равен напряжению внутреннего трения жидкости при градиенте скорости $\frac{dc}{dn} = 1$.

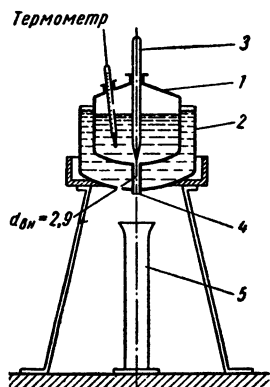
На практике обычно имеют дело не с динамическим коэффициентом вязкости, а с так называемым кинематическим коэффициентом вязкости

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{г \cdot \text{см}^3}{\text{см} \cdot \text{сек} \cdot г}, \text{ или } \text{см}^2/\text{сек}, \text{ или } \text{м}^2/\text{сек}. \quad (7)$$

Коэффициент вязкости жидкости зависит от температуры, причем при уменьшении температуры коэффициент вязкости увеличивается¹.

Величина кинематического коэффициента вязкости определяется при помощи вискозиметра. Первый вискозиметр был сконструирован в 1752 г. М. В. Ломоносовым, вискозиметр для масел был предложен Н. П. Петровым, для нефти — Н. Е. Жуковским.

Вискозиметр, часто применяемый в настоящее время, представляет собой латунный сосуд 1 (фиг. 3), окруженный водяной ванной 2, в которой поддерживается постоянная нужная температура испытуемой жидкости. В сосуд 1 наливается дистиллированная вода при температуре 20°, после чего поднимают палочку 3, открывающую доступ воде через латунную трубку 4 в сосуд 5. Одновременно пускают в ход секундомер и отсчитывают время $t_в$ вытекания 200 см³ воды из сосуда 1, после этого в тот же сосуд 1 наливают 200 см³ испытуемой жидкости и наблюдают время $t_ж$ истечения этой жидкости при заданной температуре.



Фиг. 3. Вискозиметр.

Отношение времени истечения 200 см³ испытуемой жидкости при данной температуре ко времени истечения такого же количества дистиллированной воды при 20°

через трубку одного и того же сечения называется условным градусом Энглера и обозначается буквой Е, т. е. $^{\circ}E = \frac{t_ж}{t_в}$.

Зависимость между градусами Энглера и кинематическим коэффициентом вязкости определяется эмпирической формулой

$$\nu = 0,0731^{\circ}E - \frac{0,0631}{^{\circ}E} \text{ см}^2/\text{сек.} \quad (7a)$$

Жидкость идеальная и жидкость реальная. Жидкость, обладающая перечисленными выше физическими свойствами, называется *реальной жидкостью*. Изучение законов движения реальной вязкой жидкости сопряжено с большими математическими трудностями, поэтому для упрощения ввели понятие «идеальная жидкость» — жидкость, не обладающая вязкостью и характеризующаяся постоянной плотностью независимо от изменения давления и температуры.

Изучение законов движения идеальной жидкости дало возможность получить сравнительно простые расчетные формулы.

¹ В приложении (таблица I) приводятся удельные веса и коэффициенты кинематической вязкости ν для различных жидкостей при температуре 18° и значения ν для воды при различных температурах (таблица II).

Для учета вязкости, которую имеют все реальные жидкости, в уравнения движения идеальной жидкости вводят добавочный член, выражающий потерю энергии на сопротивления, преодолеваемые жидкостью при ее движении.

ГЛАВА II

ГИДРОСТАТИКА

1. ГИДРОСТАТИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ

Давлением p называется сила, действующая на единицу поверхности; если сила, действующая на поверхность F м², равна P кг, то давление

$$p = \frac{P}{F} \text{ кг/м}^2. \quad (8)$$

Так как сила измеряется в кг или т, а поверхность (площадь) в см² или м², то давления измеряются либо в кг/см², либо в кг/м², либо, наконец, в т/м²

Полное или суммарное давление на всю поверхность равно

$$\boxed{P = pF} \text{ кг, или т.} \quad (8a)$$

Сила, действующая на единицу поверхности, выделенной внутри покоящейся жидкости, называется средним гидростатическим давлением м.

При конечных размерах поверхности, выделенной внутри жидкости, среднее гидростатическое давление в различных ее частях может оказаться разным, поэтому точнее относить давление к элементарной площадке.

Средним гидростатическим давлением на элементарную площадку называется отношение $\frac{\Delta P}{\Delta F}$, где ΔP — элементарная сила давления, приходящаяся на площадку ΔF .

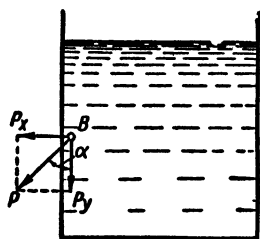
Гидростатическим давлением в точке жидкости называется предел отношения $\frac{\Delta P}{\Delta F}$ при ΔF , стремящемся к нулю, т. е.

$$p = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \left| \frac{\Delta P}{\Delta F} \right|.$$

Силы, действующие на частицы, лежащие на ограничивающей жидкости поверхности, в случае идеальной жидкости, находящейся в состоянии покоя, всегда направлены перпендикулярно этой поверхности.

Для доказательства этого положения рассмотрим условия покоя частиц жидкости, прилегающих к поверхности стенки сосуда

(фиг. 4). Допустим, что давление p в точке B данной жидкости действует в вертикальной плоскости, перпендикулярной к стенке сосуда; это давление может быть разложено на две составляющие p_x



Фиг. 4. Гидростатическое давление жидкости на стенки сосуда.

и p_y ; давление p_x уравнивается сопротивлением стенки сосуда. Вторая составляющая p_y заставляет частицу жидкости передвигаться вдоль стенки, а это противоречит условию ее покоя, следовательно, составляющая p_y должна непременно равняться нулю.

Таким образом, направление давления на поверхность покоящейся жидкости всегда нормально к этой поверхности. К этому выводу можно прийти при любом расположении плоскости, на которую действует давление жидкости.

2. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОСТАТИКИ

Возьмем на некоторой глубине h под свободной поверхностью жидкости ¹ горизонтальную площадку F (фиг. 5). Выделим мысленно внутри жидкости прямоугольный параллелепипед 1—2—3—4—5—6—7—8 высотой h так, чтобы площадь F являлась его основанием. Рассмотрим условия равновесия этого параллелепипеда: на его вертикальные грани действуют горизонтальные силы P_1 , P_2 , P_3 и P_4 , в вертикальной плоскости на него действуют силы P_0 и P . Силы P_1 и P_2 , так же как P_3 и P_4 , взаимно уравнивают друг друга как равные, противоположные по направлению и действующие на равные грани в одинаковых условиях. Так как параллелепипед находится в состоянии равновесия, то сила P , действующая снизу вверх, должна уравниваться силой внешнего давления P_0 и силой тяжести G самого параллелепипеда, т. е.

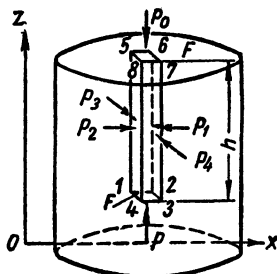
$$P = P_0 + G.$$

Если принять во внимание, что

$$G = \gamma V = \gamma Fh,$$

то

$$P = P_0 + \gamma Fh.$$



Фиг. 5. Гидростатическое давление в жидкости.

¹ Свободной поверхностью жидкости называется поверхность раздела жидкости от окружающей ее газообразной среды.

Разделив обе части уравнения на F и учтя, что $\frac{P}{F} = p$, а $\frac{P_0}{F} = p_0$, получим величину гидростатического давления в точке:

$$\boxed{p = p_0 + \gamma h.} \quad (9)$$

Уравнение (9) называется основным уравнением гидростатики.

Пример 1. Сосуд наполнен водой до высоты $h = 30$ см (фиг. 6). Дно сосуда имеет диаметр $D = 30$ см, в горле сосуда находится поршень диаметром $d = 10$ см, к поршню приложено усилие $P_0 = 50$ кг. Найти величину суммарного давления P , испытываемого дном сосуда.

Внешнее давление $p_0 = \frac{P_0}{f}$ (f — площадь поршня в м^2). Гидростатическое давление по формуле (9) будет равно

$$p = \frac{P}{f} + \gamma h = \frac{50 \cdot 4}{\pi \cdot 10^2} + 0,001 \cdot 30 = 0,67 \text{ кг/см}^2.$$

Сила суммарного давления на дно сосуда будет

$$P = pF = p \frac{\pi D^2}{4} = \frac{0,67 \cdot 30^2 \cdot 3,14}{4} = 473 \text{ кг.}$$



Фиг. 6.

3. ЗАКОН ПАСКАЛЯ

Из основного уравнения гидростатики (9) следует, что внешнее давление p_0 на свободную поверхность жидкости передается во все точки жидкости с одинаковой силой. Это положение известно под названием закона Паскаля.

Примером приложения закона Паскаля на практике может служить расчет действующих сил гидравлического пресса.

4. АБСОЛЮТНОЕ И ИЗБЫТОЧНОЕ ДАВЛЕНИЕ

Единицы давления. Величина давления обычно измеряется в технических атмосферах.

Техническая атмосфера равна давлению 1 кг на 1 см^2 . Ее обозначение *ат*. Следовательно,

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кг/см}^2 = 10\,000 \text{ кг/м}^2.$$

Кроме технической, применяется физическая атмосфера, обозначаемая через *Ат*, равная давлению 1,0332 кг на 1 см^2 .

Для измерения атмосферного давления применяют барометр, для измерения давления в замкнутом объеме — манометр (если давление в сосуде больше атмосферного) или вакуумметр (если давление в сосуде меньше атмосферного).

Манометры и вакуумметры бывают пружинными и жидкостными. Разберем способ определения давления внутри сосуда при помощи жидкостных манометров.

Случай 1. Давление внутри сосуда больше атмосферного (фиг. 7). Присоединим к закрытому сосуду U-образную стеклянную трубку, в которую налита какая-либо жидкость. Так как давление в сосуде больше атмосферного, то уровень жидкости в левом колене трубки опустится, а в правом колене поднимется. Рассмотрим силы, действующие на площадку ab . Из основного уравнения гидростатики следует,

что гидростатическое давление, действующее на площадку ab сверху, равно $p_0 + \gamma h$, на ту же площадку действует давление жидкости p снизу. Так как площадка ab находится в равновесии, то действующие силы равны между собой, т. е.

$$p = p_0 + \gamma h.$$

В данном случае p_0 обозначает внешнее атмосферное давление. Это давление измеряется барометром и называется барометрическим, оно обозначается p_0 . Второе слагаемое представит собой показание манометра, характеризующее избыточное давление в сосуде; избыточное давление представляет раз-

ность между полным давлением в жидкости и атмосферным давлением и обозначается $p_{ман}$. Полное давление p называется абсолютным давлением и обозначается $p_{абс}$. Таким образом, абсолютное давление равно сумме барометрического и манометрического давления, т. е.

$$p_{абс} = p_0 + p_{ман}. \quad (10)$$

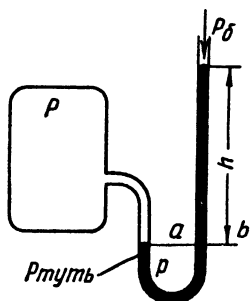
На основании изложенного выше можно написать

$$p_{ман} = \gamma h, \text{ или } h = \frac{p_{ман}}{\gamma}, \quad (11)$$

т. е. высота h столба жидкости в трубке зависит от отношения избыточного давления $p_{ман}$ к удельному весу жидкости γ .

Для отличия абсолютного давления от избыточного к обозначению единицы давления $ат$ добавляется в первом случае буква a ($ата$) и во втором—буква $и$ ($ати$), например 8 $ата$ (атмосфер абсолютных), 5 $ати$ (атмосфер избыточных).

Высота $h = \frac{p_{ман}}{\gamma}$, на которую поднимается под действием избыточного давления данная жидкость в трубке, присоединенной к месту измерения, называется пьезометрической высотой, а сама трубка — пьезометром.



Фиг. 7. Жидкостный (ртутный) манометр.

Высота столба воды в пьезометре под действием избыточного давления в 1 физическую атмосферу будет

$$h = \frac{p}{\gamma} = \frac{10\,332}{1000} = 10,332 \text{ м вод. ст.}$$

Если давление равно 1 технической атмосфере, то высота столба воды будет

$$h = \frac{p}{\gamma} = \frac{10\,000}{1000} = 10 \text{ м вод. ст.,}$$

где $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$ — удельный вес воды.

Высота столба ртути при избыточном давлении в 1 физическую атмосферу и температуре 0° будет [см. формулу (10)]

$$h = \frac{p}{\gamma} = \frac{10\,332}{13\,595} = 0,76 \text{ м} = 760 \text{ мм рт. ст.}$$

При давлении в 1 техническую атмосферу высота будет

$$h = \frac{p}{\gamma} = \frac{10\,000}{13\,595} = 0,7356 \text{ м} = 735,6 \text{ мм рт. ст.}$$

Измерение давлений пьезометром удобно только для давлений, приблизительно равных 1 *ата*. При измерении столба жидкости давлений больших 1 *ата* пользование пьезометром становится неудобным, так как высота трубки должна быть очень большой.

Случай 2. Давление в сосуде меньше атмосферного (фиг. 8). Так как давление в закрытом сосуде меньше атмосферного, то уровень жидкости в левом колене будет выше, а в правом — ниже. Рассматривая давление на площадку *ab* и рассуждая так же, как и выше, получим

$$p_\sigma = p + \gamma h, \text{ или } p_\sigma = p_{abc} + \gamma h,$$

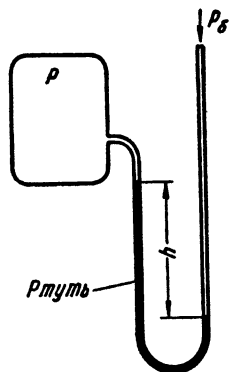
следовательно,

$$p_{abc} = p_\sigma - \gamma h. \tag{12}$$

Величина γh определяется по показанию вакуумметра и представляет собой разность между барометрическим давлением и давлением в сосуде, она называется в а к у у м о м и обозначается $p_{вак}$.

Для измерения абсолютного давления в сосуде с разреженным пространством нужно из показания барометра вычесть показания вакуумметра, т. е.

$$p_{abc} = p_\sigma - p_{вак}. \tag{12а}$$



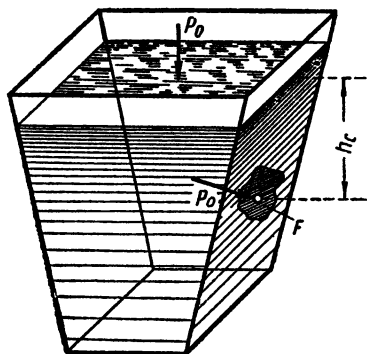
Фиг. 8. Жидкостный (ртутный) вакуумметр.

5. ДАВЛЕНИЕ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКУЮ СТЕНКУ

Из основного уравнения гидростатики можно вывести, что давление p на плоскую стенку (фиг. 9) может быть определено по формуле

$$P = (p_0 + \gamma h_c) F \text{ кг}, \quad (13)$$

где F — площадь стенки в м^2 ;
 p_0 — внешнее давление в кг/м^2 ;
 γ — удельный вес жидкости в кг/м^3 ;
 h_c — глубина погружения центра тяжести площади плоской стенки, на которую вычисляется давление, в м.



Фиг. 9. Давление жидкости на плоскую стенку под углом.

Выражение $p_0 + \gamma h_c = p_c$ представляет собой давление в центре тяжести площади F , поэтому величина силы суммарного давления жидкости на плоскую стенку равна

произведению смоченной площади стенки на давление в ее центре тяжести.

Если сосуд, на стенку которого определяется давление жидкости, открыт, т. е. он сообщается с атмосферой, то при практических расчетах в формуле (13) давление p_0 в расчет не принимается, так как оно уравновешивается таким же давлением с внешней стороны стенки¹. В этом случае формула (13) примет вид

$$P = \gamma h_c F. \quad (13a)$$

Точка приложения суммарной силы давления жидкости на стенку называется центром давления².

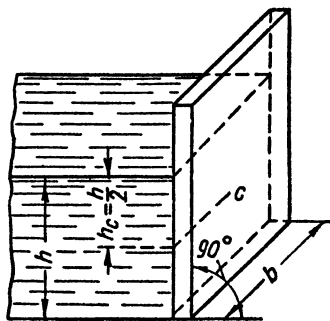
Пример 2. Определить давление воды на вертикальную стенку (фиг. 10) шириной $b = 3$ м при глубине слоя воды $h = 2,5$ м.

$$P = \gamma h_c F,$$

где $F = bh$; для прямоугольника $h_c = \frac{h}{2}$.

В таком случае

$$P = \frac{1}{2} \gamma b h^2 = \frac{1}{2} 1000 \cdot 3 \cdot 2,5^2 = 9375 \text{ кг} = 937,5 \text{ т}.$$



Фиг. 10.

¹ Силы гидростатических давлений на плоские стенки могут быть легко определены при помощи так называемых эпюр давления, которые строят при помощи основного уравнения гидростатики.

² Определение местонахождения центра давления здесь не рассматривается.

6. ДАВЛЕНИЕ ЖИДКОСТИ НА КРИВОЛИНЕЙНУЮ СТЕНКУ

Помимо расчета давления на плоские стенки практически часто приходится встречаться с расчетом различного рода криволинейных, главным образом, цилиндрических поверхностей (стенок труб, цилиндрических сосудов и т. д.).

На фиг. 11 представлен поперечный разрез цилиндрической поверхности. Общую силу давления на эту поверхность можно разложить на две составляющие: одну, действующую в горизонтальной плоскости, P_x , и другую — в вертикальной P_z . Из основного уравнения гидростатики можно вывести, что горизонтальная составляющая силы общего давления на всю площадь F будет

$$P_x = \gamma h_c F_x, \quad (a)$$

где F_x — проекция криволинейной поверхности на вертикальную плоскость; h_c — глубина погружения центра тяжести площади F .

Правая часть выражения (a) представляет собой величину силы давления жидкости на проекцию данной криволинейной поверхности на вертикальную плоскость.

Вертикальная составляющая силы давления

$$P_z = \gamma V, \quad (б)$$

где V — объем жидкости, находящейся над рассматриваемой криволинейной поверхностью.

Следовательно, чтобы определить вертикальную составляющую силы общего давления на криволинейную поверхность, достаточно определить вес жидкости в объеме, расположенном над этой поверхностью.

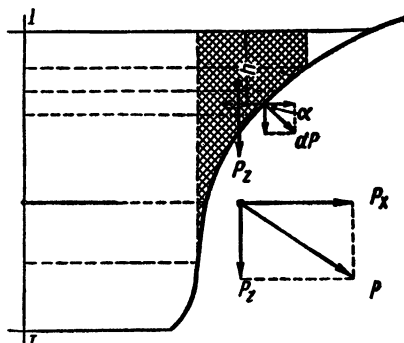
Величину всей силы общего давления P можно будет вычислить по формуле

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} \quad (14)$$

Если криволинейная поверхность представляет собой боковую поверхность цилиндрического резервуара с вертикальной осью, то

$$P = \sqrt{P_x^2 + 0} = P_x,$$

так как в этом случае $P_z = 0$.



Фиг. 11. Давление жидкости на криволинейную стенку.

Величина силы P найдется по формуле

$$P = P_x = \gamma h_c F_x, \quad (15)$$

здесь

$$F_x = DH; \text{ а } h_c = \frac{H}{2},$$

где D — диаметр цилиндрического резервуара в м;

H — высота, до которой заполнен резервуар жидкостью, в м.

Пример 3. Цилиндрический резервуар емкостью $V = 4900 \text{ м}^3$ заполнен водой до высоты $H = 9,5 \text{ м}$. Определить давление воды на боковую стенку. Объем резервуара

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H \text{ м}^3,$$

откуда его диаметр.

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi H}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4900}{3,14 \cdot 9,5}} = 25,6 \text{ м}.$$

По формуле (15) .

$$P = \gamma h_c F_x = \gamma \frac{H}{2} DH = 0,5\gamma DH^2 = 0,5 \cdot 1000 \cdot 25,6 \cdot 9,5^2 = 1155 \text{ т}.$$

7. ПЛАВАНИЕ ТЕЛ

Закон, установленный Архимедом, гласит: *на всякое тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, равная весу жидкости, вытесненной этим телом.*

Из закона Архимеда следует, что условием пловучести тела является выражение $P = G$, где G — вес тела, а P — выталкивающая сила. Выталкивающая сила

$$P = \gamma V, \quad (16)$$

где V — объем погруженной части тела;

γ — удельный вес жидкости.

Если $G < \gamma V$, то тело всплывает, если же $G > \gamma V$, тело тонет. Этот вывод из закона Архимеда называется законом плавания тел и справедлив в отношении тел любой формы.

ЗАДАЧИ

1. Водолазные приспособления позволяют работать в море на глубине 366 м. Каково давление на этой глубине ($\gamma_{\text{м. в}} = 1,03 \text{ кг/дм}^3$)?

Ответ. $p = 37,7 \text{ ат}$.

2. Определить величину полного давления P воды на дно сосуда, если диаметр основания сосуда $D = 30 \text{ см}$ и высота наполнения сосуда $h = 20 \text{ см}$.

Ответ. $P = 14,13 \text{ кг}$.

3. На какой высоте h над точкой присоединения манометра к нефтетрапезе находится уровень нефти; манометр показывает $0,455 \text{ атм}$, а $\gamma_n = 0,91 \text{ кг/дм}^3$.

Ответ. $h = 5 \text{ м}$.

4. Сосуд высотой $h = 12 \text{ м}$ (фиг. 12) заполнен доверху морской водой ($\gamma_{м.в} = 1,03 \text{ кг/дм}^3$) и имеет в стенке отверстие, закрываемое крышкой диаметром $D = 0,5 \text{ м}$. Расстояние от центра крышки до дна сосуда $0,6 \text{ м}$. Определить суммарное гидростатическое давление на крышку.

Ответ. $P = 2,3 \text{ т}$.

5. Найти давление воды P на боковую цилиндрическую стенку резервуара, заполненного водой, если известно, что диаметр основания цилиндра $D = 6 \text{ м}$, а высота $h = 4 \text{ м}$.

Ответ. $P = 48 \text{ т}$.

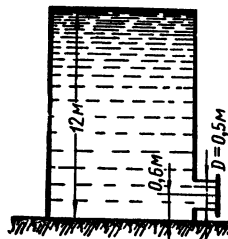
6. Найти высоту поднятия воды в вакуумметрической трубке, соединенной с сосудом, в котором поддерживается абсолютное давление $p_{абс} = 0,35 \text{ атм}$; решить ту же задачу при условии заполнения трубки вакуумметра ртутью

Ответ. $h_v = 6,5 \text{ м}$;
 $h_{рт} = 478 \text{ мм рт. ст.}$

7. Плот составлен из бревен длиной $l = 10 \text{ м}$ и диаметром $d = 26 \text{ см}$; он может поднять 12 человек, считая в среднем вес каждого 75 кг . Каково число n бревен в плоту?

(Замечание: при решении принять во внимание, что при нагрузке плот погружается до середины бревен и $\gamma_{бр} = 0,8 \text{ г/см}^3$.)

Ответ. $n = 17$ (округленно).



Фиг. 12.

ГЛАВА III

ГИДРОДИНАМИКА

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ТЕРМИНЫ

Гидродинамика изучает законы движения жидкости, а также движение твердых тел, вполне или частично погруженных в жидкость, вызываемое действующими на них силами.

Для облегчения изучения явлений, происходящих в движущейся реальной жидкости, приведем основные понятия гидродинамики для идеальной (не вязкой) жидкости. В полученные для идеальной жидкости уравнения вносятся поправки, учитывающие свойства реальной жидкости, и уже по этим уравнениям производят практические расчеты.

Давление в точке движущейся жидкости называется гидродинамическим давлением.

Гидродинамическое давление обозначается буквой p . Скорость движения жидких частиц будем обозначать буквой s .

Для большинства гидравлических расчетов наиболее важным является установившееся движение жидкости. Установившимся

называется движение, при котором скорость жидкости в каждой точке занятого ею пространства с течением времени остается неизменной.

Неустановившимся называется движение, при котором скорость жидкости во всем занятом ею пространстве (или в части этого пространства) с течением времени изменяется.

Для упрощения изучаемых явлений в гидродинамике вводятся понятия о линии тока и элементарной струйке.

Линией тока называется линия, в каждой точке которой в данный момент вектор скорости жидкости касателен к этой линии. В случае установившегося движения линия тока совпадает с траекторией.

Если в потоке жидкости (фиг. 13) выделить элементарную площадку ΔF и через все точки контура этой площадки провести линии тока, то совокупность линий тока, проведенных через все точки площадки ΔF , представит элементарную струйку. Таким образом, струйка есть как бы пучок линий тока.

Поток жидкости можно рассматривать как совокупность элементарных струек.

К важнейшим понятиям гидродинамики относятся также живое сечение потока и расход жидкости.

Живым сечением потока называется поверхность, проведенная внутри потока жидкости, в каждой точке которой скорость потока нормальна к этой поверхности.

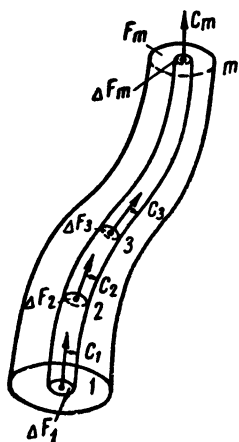
Расходом жидкости называется объем жидкости, протекающей в единицу времени через данное живое сечение потока. В зависимости от избранной единицы времени (час или секунда) различают часовой и секундный расходы жидкости.

Понятие «расход» тесно связано с понятием «средняя скорость».

Средней скоростью в живом сечении потока называют такую скорость, с которой должны двигаться все частицы в данном живом сечении, для того чтобы вычисленный по ней расход был равен действительному расходу жидкости, т. е. расходу, вычисленному по действительным скоростям всех частиц в сечении.

Средняя скорость потока определяется как отношение секундного объемного расхода жидкости Q к живому сечению потока F , т. е.

$$c = \frac{Q}{F} \text{ м/сек.}$$



Фиг. 13. Элементарные струйки в потоке жидкости.

откуда

$$Q = Fc \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (17)$$

где Q — расход жидкости в $\text{м}^3/\text{сек}$;

F — площадь живого сечения в м^2 ;

c — средняя скорость движения жидкости в $\text{м}/\text{сек}$.

В гидравлике применяются также понятия о смоченном периметре и о гидравлическом радиусе

Смоченным периметром называется часть периметра (или периметр) потока, соприкасающаяся с твердыми стенками (фиг. 14). Отношение площади живого сечения потока F к смоченному периметру χ носит название гидравлического радиуса и обозначается буквой R , т. е.



Фиг. 14. Смоченный периметр.

Отношение площади живого сечения потока F к смоченному периметру χ носит название гидравлического радиуса и обозначается буквой R , т. е.

$$R = \frac{F}{\chi} \text{ м}. \quad (18)$$

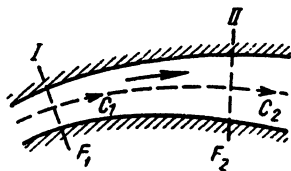
Гидравлический радиус показывает, какая часть площади живого сечения потока приходится на единицу длины смоченного периметра.

Для круглых труб с заполненным сечением

$$R = \frac{\pi D^2}{4\pi D} = \frac{D}{4}, \text{ или } D = 4R.$$

2. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ ПОТОКА

Возьмем в установившемся потоке жидкости (фиг. 15) два живых сечения I и II и обозначим их площади и скорости в них соответственно через F_1, c_1 и F_2, c_2 . Если стенки, ограничивающие поток, не испытывают никаких деформаций и настолько плотны, что просачивание через них жидкости не имеет места, то при условии неразрывности потока можно считать, что расход Q в обоих сечениях остается неизменным, т. е.



Фиг. 15. Неразрывность потока.

$$Q = Q_1 = Q_2.$$

Так как на основании уравнения (15)

$$Q_1 = F_1 c_1 \text{ и } Q_2 = F_2 c_2,$$

то

$$F_1 c_1 = F_2 c_2 = Q \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (19)$$

Это уравнение называется гидравлическим уравнением неразрывности потока несжимаемой жидкости.

Из уравнения (19) следует, что

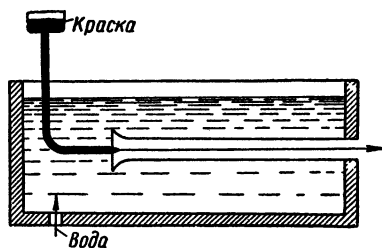
$$\boxed{\frac{F_1}{F_2} = \frac{c_2}{c_1}}, \quad (19a)$$

т. е. при постоянстве объемного расхода средние скорости движения потока в различных сечениях обратно пропорциональны соответствующим площадям живых сечений потока.

3. ДВА РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Если в потоке жидкости поместить узкую трубку, то, вводя через эту трубку какую-либо краску (фиг. 16), можно видеть, что в зависимости от скорости движения основного потока жидкости краска либо движется внутри жидкости неразрываемой струйкой,

не смешиваясь с окружающей средой, либо размывается и смешивается с потоком жидкости. В первом случае режим движения жидкости называется струйчатым или ламинарным, во втором случае, когда наблюдается размывание окрашенной струи и беспорядочное вихревое движение, поток называется турбулентным. Струйчатое движение потока устанавливается при малых, а турбулентное — при больших скоростях потока.



Фиг. 16. Опыт Рейнольдса.

Опыты показали, что переход от ламинарного к турбулентному режиму движения для одного и того же трубопровода и одной и той же жидкости происходит при определенной скорости, называемой критической. При этом, если переход совершается от ламинарного к турбулентному движению, эта скорость называется верхней критической скоростью $c_{в.кр}$; скорость, при которой турбулентное движение переходит в ламинарное, называется нижней критической скоростью $c_{н.кр}$.

Значения верхней и нижней критических скоростей отличны друг от друга. Если измеренная величина скорости $c > c_{в.кр}$, то движение будет турбулентное, если же $c < c_{н.кр}$ — ламинарное.

Опытами установлено, что режим движения жидкости определяется числом, представляющим собой отношение

$$\frac{cd}{\nu} \frac{см}{сек} \quad см \quad \frac{сек}{см^2},$$

где c — скорость движения жидкости в $см/сек$;

d — диаметр сечения трубопровода, по которому движется жидкость, в $см$;

ν — кинематический коэффициент вязкости в $см^2/сек$.

Это число обозначается Re , т. е.

$$Re = \frac{cd}{\nu} . \quad (20)$$

Re называется числом Рейнольдса и является безразмерным.

Нижняя и верхняя критические скорости соответствуют нижнему и верхнему пределам числа Рейнольдса, изменяющимся от $Re = 2300$ до $Re = 13\ 000$. Если число $Re < 2300$, то движение жидкости ламинарное, если $Re > 13\ 000$, — турбулентное; при промежуточных значениях может иметь место и ламинарный, и турбулентный режимы. На практике в качестве показателя перехода от ламинарного режима к турбулентному часто применяется только первое число 2300.

Число Рейнольдса является важнейшей характеристикой движения жидкости.

При движении воды по трубам обычно устанавливается турбулентный режим; это объясняется сравнительно малой вязкостью воды и большими скоростями течения.

Пример 1. Определить характер режима движения нефти, если $Q = 11$ л/сек, ν (нефти) = $1,22$ $см^2/сек$, $d = 10,2$ $см$. Для определения c воспользуемся формулой (17):

$$c = \frac{Q}{F} = \frac{4Q}{\pi d^2} ,$$

откуда

$$c = \frac{4 \cdot 11\ 000}{3,14 \cdot 10,2^2} = 135 \text{ см/сек} .$$

Подставляя это значение c в формулу для Re , получим

$$Re = \frac{135 \cdot 10,2}{1,22} = 1130 ,$$

$Re < 2300$, т. е. режим ламинарный.

Пример 2. Определить режим движения воды в водопроводе диаметром 100 мм при скорости течения $c = 1$ м/сек, для воды $\nu = 0,011$ (при 15°) $см^2/сек$.

Из формулы (20)

$$Re = \frac{cd}{\nu}$$

после подстановки значений c , d и ν получим

$$Re = \frac{100 \cdot 10}{0,011} = 90\ 900 .$$

$Re > 13\ 000$ — режим турбулентный.

4. ЭНЕРГИЯ СТРУЙКИ И ПОТОКА

Струйка жидкости имеет некоторый запас потенциальной и кинетической энергии.

Величина потенциальной энергии массы жидкой струйки, находящейся на высоте z , отсчитываемой от условной плоскости, может быть представлена в виде

$$\mathcal{E}_{пот} = Gz = mgz,$$

где m — масса струйки;

G — вес массы жидкой струйки;

z — высота ее положения над условной плоскостью, принимаемой за плоскость сравнения, например, над уровнем моря.

Определим удельную потенциальную энергию положения единицы веса жидкости:

$$\mathcal{E}'_{пот} = mgz : mg = z.$$

Объем V струйки жидкости, находящейся под действием давления p , обладает потенциальной энергией упругого состояния pV . Величина эта, отнесенная к единице веса $G = \gamma V$,

$$\mathcal{E}'_{пот} = \frac{pV}{\gamma V} = \frac{p}{\gamma}$$

называется удельной потенциальной энергией давления.

Единица веса струйки обладает также кинетической энергией, величина которой, отнесенная к единице веса, равна

$$\mathcal{E}_{кин} = \frac{mc^2}{2} : mg = \frac{c^2}{2g}.$$

Таким образом, вся механическая энергия единицы веса струйки представит сумму

$$\mathcal{E}_{мех} = \frac{c^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z$$

и называется полной удельной энергией, которую имеет единица веса струйки жидкости.

Так как отдельные струйки составляют массу всего потока в целом, то, учитывая различные скорости движения отдельных струек потока, среднюю удельную энергию для всего потока можно представить в виде

$$\boxed{\mathcal{E} = \frac{ac^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z}, \quad (21)$$

где z — геодезическая высота в m ;

p — давление в центре тяжести живого сечения потока в $кг/м^2$;

γ — удельный вес жидкости в $кг/м^3$;

c — средняя скорость потока в м/сек;

α — поправочный коэффициент, зависящий от степени неравномерности распределения скоростей в живом сечении потока и от режима движения жидкости и равный для ламинарного движения в круглых трубах 2, для турбулентного движения 1,03—1,13.

5. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ПОТОКА ЖИДКОСТИ

При движении потока в естественных руслах могут изменяться все три слагаемых уравнения (21). В сечениях I и II (фиг. 17) изменяются значения скорости c_1 и c_2 , высоты z_1 и z_2 и давления p_1 и p_2 . Кроме того, в реальных условиях потоку приходится преодолевать сопротивления, встречающиеся на пути движения, поэтому полная удельная энергия всегда по длине потока убывает. Если в сечении I энергия

$$\mathcal{E}_1 = \alpha_1 \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1,$$

то в сечении II

$$\mathcal{E}_2 = \alpha_2 \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2,$$

причем $\mathcal{E}_1 > \mathcal{E}_2$. Разность между обеими величинами энергии идет на преодоление сопротивлений h_f между обоими сечениями, т. е.

$$\left(\alpha_1 \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\alpha_2 \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \right) = h_f,$$

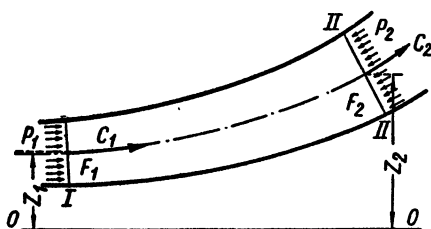
или

$$\alpha_1 \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \alpha_2 \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_f \quad (22)$$

В случае идеальной жидкости, т. е. при отсутствии сопротивлений, $h_f = 0$ и $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, поэтому

$$\boxed{\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2} \quad (23)$$

Это уравнение для единицы веса невязкой жидкости впервые получено в XVIII в. членом Российской академии наук Даниилом Бернулли и называется уравнением Бернулли.



Фиг. 17. Движение потока идеальной жидкости.

Так как это уравнение выведено для двух произвольных сечений потока, то оно справедливо для двух любых сечений потока невязкой жидкости, и, следовательно,

$$\boxed{\frac{c^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = \text{const}} \quad (23a)$$

Уравнение, выведенное Д. Бернулли, показывает, что полная энергия движущейся жидкости является суммой потенциальной и кинетической энергий, остающейся постоянной вдоль всей длины движущейся струи. Поскольку струйки являются частью потока с установившимся движением, уравнение Бернулли в связи с указанной выше оговоркой можно отнести к двум плавно изменяющимся сечениям потока, ибо только в этом случае можно принять коэффициент неравномерности α , о котором говорилось выше, равным единице.

Рассматривая это последнее уравнение (23a) с энергетической точки зрения, можно видеть, что первый член представляет собой удельную кинетическую энергию, второй — удельную энергию гидростатического давления, а третий — удельную энергию положения жидкости, находящейся на высоте z над выбранной плоскостью сравнения. Сумма этих трех членов представляет полную энергию движущейся жидкости. Из уравнения (23) следует, что *при движении невязкой жидкости полная удельная энергия жидкости остается постоянной*, т. е. уравнение (23a) выражает закон сохранения энергии.

Величина z в метрах является высотой расположения центра тяжести данного сечения потока жидкости над условной плоскостью, носящей название плоскости сравнения. За такую плоскость может быть принята любая горизонтальная плоскость. Тем самым эта величина, выраженная в метрах, представляет собой величину потенциальной энергии, которой обладает единица веса жидкости, находящаяся на указанной высоте z . Высота z носит название геодезической высоты.

Второй член $\frac{p}{\gamma} = h$ в метрах представляет собой ту высоту, на которую может подняться 1 кг жидкости за счет давления p .

Так как $h = \frac{p}{\gamma}$ измеряется пьезометрической трубкой, то эта высота называется пьезометрической.

Третье слагаемое

$$\frac{c^2}{2g} \frac{m^2}{сек^2} \frac{сек^2}{m} = m$$

имеет размерность длины (высоты). Поэтому $\frac{c^2}{2g}$ называется скоростной высотой или скоростным напором, т. е. высотой, на

которую может подняться 1 кг движущейся жидкости за счет его кинетической энергии.

Из изложенного ясно, что сумма всех трех слагаемых уравнения Бернулли является величиной линейного измерения. Эта величина носит название полного или гидродинамического напора, обозначаемого буквой H ,

т. е.

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = H \quad (236)$$

Геометрическое представление уравнения Бернулли для потока идеальной (невязкой) жидкости можно получить из рассмотрения фиг. 18, где сумма скоростного напора, пьезометрической и геодезической высот остается постоянной во всех сечениях потока жидкости.

Как мы видели, в реальных условиях необходимо учесть сопротивления, которые наблюдаются при движении реальной вязкой жидкости. На преодоление этих сопротивлений затрачивается некоторая часть полного гидродинамического напора H движущейся массы жидкости, поэтому уравнение Бернулли напишется при $\alpha \approx 1$ так:

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z + h_f = H \quad ; \quad (23в)$$

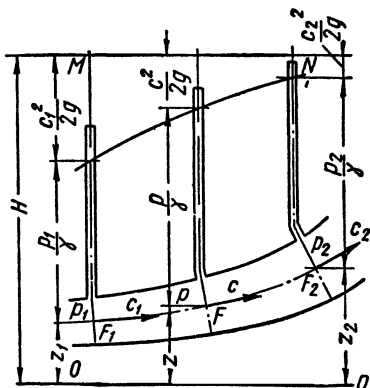
здесь h_f — потеря напора, затраченного на преодоление всех гидравлических сопротивлений на пути движения 1 кг жидкости.

О величине гидравлических сопротивлений будет сказано ниже.

6. ПРАКТИЧЕСКИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ

Уравнение Бернулли справедливо только для живых сечений параллельноструйного или плавно изменяющегося потока в трубе или в открытом русле — реке, канале. Для применения уравнения Бернулли выбирается какая-нибудь линия тока, например, ось потока или стенка, ограничивающая поток, или свободная поверхность потока. Для двух точек выбранной линии тока, лежащих в двух различных живых сечениях, называемых соответственными точками, и пишется уравнение Бернулли.

Плоскость сравнения для отсчета координат z выбирается произвольно, но чаще всего плоскость сравнения проводят через ось трубы или отверстия, через которое вытекает жидкость.



Фиг. 18. Геодезическая и пьезометрическая высоты, скоростной напор.

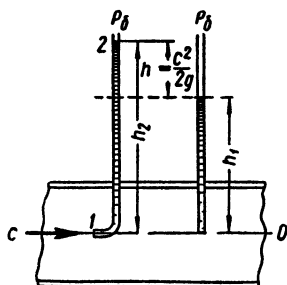
Измерение скоростного напора. Ранее указывалось, что скоростной напор представляет собой высоту, на которую должна подняться жидкость за счет кинетической энергии потока. Этот напор измеряется трубкой (фиг. 19), открытой с обеих сторон, согнутой под прямым углом и суженной в своем нижнем колене¹. Эту трубку располагают в потоке навстречу течению жидкости так, чтобы ось нижнего колена совпадала с линией тока жидкости.

Составим уравнение Бернулли для двух сечений трубки, в которых течение можно считать параллельноструйным: для сечения 1 вблизи входа воды в трубку и для сечения 2, совпадающего со свободной поверхностью воды в трубке, полагая плоскость сравнения совпадающей с осью нижнего колена трубки. Имеем для первого сечения ($c_1 = c$ — скорость жидкости в первом сечении)

$$p_1 = p_0 + \gamma h_1; \quad z_1 = 0;$$

для второго сечения ($c_2 = 0$)

$$p_2 = p_0; \quad z_2 = h_2.$$



Фиг. 19. Трубка Пито.

Подставляя эти значения в уравнение (22), получим

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{p_0 + \gamma h_1}{\gamma} + 0 = 0 + \frac{p_0}{\gamma} + h_2,$$

откуда

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_0}{\gamma} - \frac{\gamma h_1}{\gamma} + h_2 = h_2 - h_1 = h,$$

или

$$\boxed{\frac{c^2}{2g} = h} ; \quad (24a)$$

$$\boxed{\frac{c^2}{2g} = h_2 - h_1} . \quad (24б)$$

Таким образом, для определения скоростного напора нужно из показания трубки Пито h_2 вычесть показания пьезометра h_1 (пьезометрическая трубка на фиг. 19 показана рядом с трубкой Пито). Уравнение (24a) позволяет находить скорость $c = \sqrt{2gh}$ в точке потока жидкости; формула же (24б) позволяет определить скорость потока жидкости более точно с введением поправочного коэффициента $a = 1 \div 1,04$, учитывающего нарушение движения потока от введения в него указанных двух трубок.

¹ Трубку эту называют гидрометрической или трубкой Пито.

Определение расхода жидкости. Расход жидкости можно определить при помощи водомерной трубы, несколько суженной в средней части (фиг. 20). Составим уравнение Бернулли для сечений *I* и *II*, приняв за плоскость сравнения плоскость, проходящую через ось трубы и пренебрегая гидравлическими сопротивлениями при движении потока между сечениями *I* и *II*:

$$\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2. \quad (a)$$

Так как труба горизонтальна, то

$$z_1 = z_2 = 0.$$

Применяя уравнение неразрывности потока, имеем

$$F_1 c_1 = F_2 c_2 \quad (б)$$

(где F_1 — площадь сечения *I*, F_2 — сечения *II*) или

$$c_2 = c_1 \frac{F_1}{F_2}.$$

Если обозначить отношение $\frac{F_1}{F_2}$ через m , то $c_2 = mc_1$.

Подставляя это значение c_2 в уравнение Бернулли (а) и имея в виду, что

$$\frac{p_1}{\gamma} = h_1,$$

а

$$\frac{p_2}{\gamma} = h_2,$$

получим

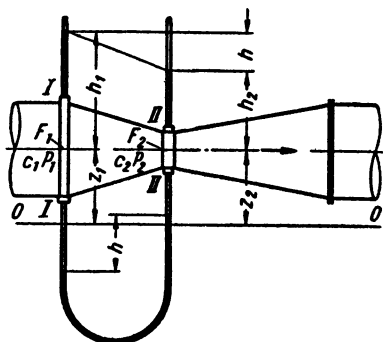
$$\frac{c_1^2}{2g} + h_1 = m^2 \frac{c_1^2}{2g} + h_2,$$

или

$$h_1 - h_2 = \frac{c_1^2}{2g} (m^2 - 1),$$

откуда, обозначая $h_1 - h_2 = h$, получим

$$c_1 = \sqrt{2g \frac{h}{m^2 - 1}}. \quad (24в)$$

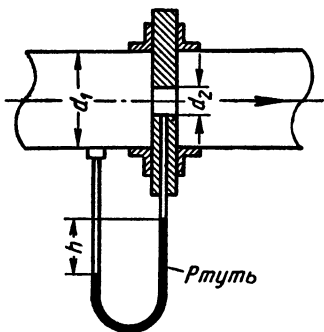


Фиг. 20. Гидрометрическая трубка.

Из уравнения Бернулли следует, что давление в суженном сечении меньше, чем в широкой части трубы, так как в суженном сечении скорость жидкости больше.

Величину перепада $h_1 - h_2 = h$ удобно определять по дифференциальному манометру, представляющему собой U-образную трубку, заполненную ртутью и присоединяемую к водомерной трубе (фиг. 20). При этом следует учесть, что ртуть тяжелее воды в 13,6 раза и что в U-образной трубке над ртутью находится вода с $\gamma = 1 \text{ г/см}^3$, поэтому величина перепада $h_{рт}$ будет в 13,6 раза меньше h_0 .

В настоящее время вместо суживающейся трубы часто применяют диафрагмы (фиг. 21), которые вставляют между раздвинутыми фланцами трубы. Величина m находится по отношению $\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2$.



Фиг. 21. Водомерная диафрагма.

Таким образом, при наличии диафрагмы мы сможем определить и скорость течения c , и расход жидкости Q .

Пример 3. Определить расход воды, протекающей через водомерную трубу, если ее диаметр до сужения $d_1 = 0,1 \text{ м}$, в суженном месте $d_2 = 0,05 \text{ м}$, разность высот пьезометрических трубок $h = 1 \text{ м}$.

Отношение

$$\frac{F_1}{F_2} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 = \frac{0,01}{0,0025} = 4,$$

т. е. $m = 4$.

По формуле (24в) получим

$$c_1 = \sqrt{2g \frac{h}{m^2 - 1}} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{1}{15}} = \sqrt{\frac{19,62}{15}} = \sqrt{1,31} = 1,14 \text{ м/сек.}$$

Таким образом,

$$Q = F_1 c_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} c_1 = 0,785 \cdot 0,01 \cdot 11,4 = 89,5 \text{ л/сек.}$$

Гидравлический уклон потока. Отношение потери напора h_f на участке потока длиной l к длине этого участка при равномерном движении жидкости носит название среднего гидравлического уклона потока и обозначается i , т. е.

$$\boxed{i = \frac{h_f}{l}}. \quad (25)$$

7. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ ПО ТРУБОПРОВОДАМ

Движение жидкости происходит либо в русле реки, либо в искусственных водотоках (по трубопроводам, каналам). По трубопроводам перемещаются различные жидкости, как, например: вода, нефть, рассолы, химические составы и т. д.

Расход жидкости Q , протекающей в трубопроводах, зависит от величины напора H , внутреннего диаметра d трубопровода и гидравлических сопротивлений. Для определения необходимого напора H при заданном диаметре d или для нахождения нужного диаметра d

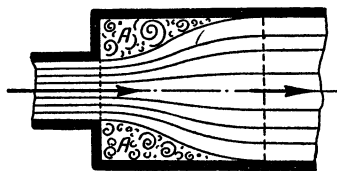
при известном полном напоре H применяют уравнение Бернулли для реальной жидкости

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z + h_f = H.$$

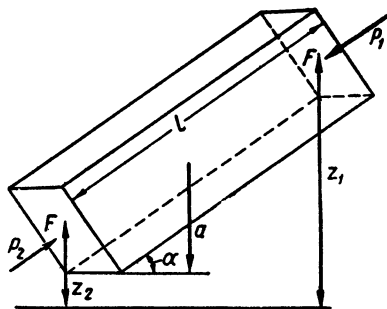
Величина потерь напора h_f на гидравлические сопротивления в трубопроводе складывается из потерь напора на трение жидкости о стенки трубы по длине трубопровода h_l и потерь напора от местных сопротивлений h_w .

Потери от местных сопротивлений происходят при внезапном изменении конфигурации потока, например, при внезапном расширении или сужении трубопровода, при внезапном изменении направления движения потока и т. п.

Опытами установлено, что при внезапном изменении сечения тру-



Фиг. 22. Потеря напора при внезапном расширении.



Фиг. 23. Наклонный трубопровод.

бопровода отдельные струи самой жидкости не изменяют столь же внезапно своего сечения и направления. Поэтому в потоке образуются так называемые мертвые пространства A , заполненные вихрями (фиг. 22), поглощающими некоторое количество энергии.

Потери энергии при повороте потока в значительной степени вызваны происходящим в этом случае изменением живого сечения, сжатием и расширением струй, образованием вихрей и т. д.

Такого рода потери напора имеют местный характер, поэтому они называются потерями напора на местные гидравлические сопротивления.

Таким образом, полная потеря напора равна

$$\boxed{h_f = h_l + h_w} \quad (26)$$

Величина потери напора по длине трубопровода h_l при равномерном движении жидкости может быть определена путем рассмотрения движения жидкости по наклонному трубопроводу сечения F (фиг. 23).

Примем во внимание, что при постоянстве сечения трубопровода и неразрывности потока скорость течения должна быть по-

стоянной. Из динамики известно, что при равномерном и прямолинейном движении силы, действующие на жидкость, должны находиться в равновесии. Найдем силы, действующие на данную жидкость.

Если p_1 —среднее давление во входном сечении, то общее давление на весь выделенный нами объем жидкости справа от входного сечения выразится произведением $p_1 F$, причем давление направлено параллельно оси трубы. Точно так же, если среднее давление в выходном сечении равно p_2 , то давление на наш объем жидкости слева окажется равным $p_2 F$. Вес движущейся по трубопроводу жидкости $G = \gamma F l$, где l — длина трубопровода. Сила трения со стороны стенок трубопровода $T = \tau \chi l$, где χ — смоченный периметр трубопровода, а τ — напряжение силы трения на единицу поверхности стенки трубопровода. Условие равновесия проекций всех этих сил на направление оси трубы будет

$$p_1 F + \gamma F l \sin \alpha - p_2 F - \tau \chi l = 0,$$

или

$$p_1 F - p_2 F + G \sin \alpha - \tau \chi l = 0. \quad (a)$$

Имея в виду, что $\sin \alpha = \frac{z_1 - z_2}{l}$ (где z_1 и z_2 — геодезические высоты обоих сечений), после деления всех членов уравнения (a) на γF имеем

$$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 - \frac{\tau}{\gamma} \cdot \frac{l}{R} = 0 \quad (б)$$

(так как $\frac{F}{\chi} = R$).

Сравнивая уравнение (б) с уравнением Бернулли (22), видим, что при $c_1 = c_2$ и $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$

$$h_f = h_l = \frac{\tau l}{\gamma R}.$$

Опытами установлено, что при вполне развитом турбулентном движении напряжение трения τ пропорционально плотности и квадрату скорости движения жидкости, именно

$$\tau = \frac{\lambda}{8} \rho c^2,$$

где λ — коэффициент пропорциональности.

Таким образом,

$$h_f = \frac{\lambda}{8} \cdot \frac{\rho}{\gamma} \cdot \frac{l}{R} c^2,$$

или, принимая во внимание, что

$$R = \frac{d}{4} \text{ и } \gamma = \rho g,$$

величина потери напора по длине трубопровода выразится формулой

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2g} \quad \text{м}, \quad (27)$$

где λ — коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода, носящий название коэффициента гидравлического сопротивления (безразмерная величина);

l — длина трубопровода в м;

d — диаметр трубопровода в м;

c — скорость движения жидкости в м/сек.

Для ламинарного движения

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}.$$

Коэффициент трения турбулентного движения определяется эмпирическими формулами.

Для гладких труб рекомендуется формула Конакова

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,8 \lg \text{Re} - 1,5,$$

справедливая при $100\,000 < \text{Re} < 5\,000\,000$.

Для шероховатых водопроводных труб рекомендуется формула акад. Н. Н. Павловского

$$\lambda = \frac{8g}{\left(\frac{1}{n} R^y\right)^2},$$

где $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$;

n — коэффициент шероховатости стенки трубы;

y — определяется из таблиц и графиков, как функция n и R , т. е. $y = f(n, R)$.

В гидравлическом справочнике акад. Н. Н. Павловского даны таблицы значений n для различных труб (стеклянных, латунных, деревянных, стальных, бетонных и т. д.). Там же даны таблицы и графики величины y для разных значений n и R .

Потери напора, связанные с местными сопротивлениями, вычисляются по универсальной формуле, определяющей потери, пропорциональные скоростному напору:

$$h_w = \sum \xi_m \frac{c^2}{2g}. \quad (27a)$$

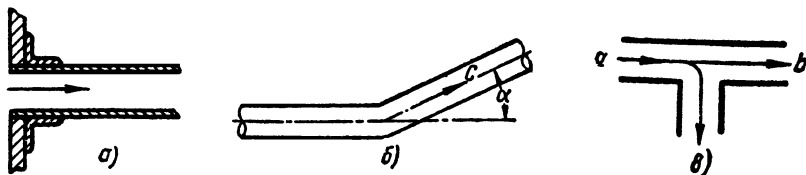
Здесь

$$\sum \xi_m = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \dots,$$

где ξ_1, ξ_2, ξ_3 и т. д. — опытные коэффициенты, характеризующие потерю напора от местных сопротивлений.

Коэффициенты местных сопротивлений (наиболее часто встречающиеся) имеют следующие значения:

- 1) вход в трубу (фиг. 24, а) $\xi_{вх} = 0,5$;
- 2) колено (фиг. 24, б);
при $\alpha = 60^\circ \quad 90^\circ \quad 120^\circ$
 $\xi_{кол} = 0,364 \quad 0,99 \quad 1,86$
- 3) тройник (фиг. 24, в) $\xi_{тр} = 2$;
- 4) сетка с обратным клапаном $\xi_c = 5 \div 10$;
- 5) выход $\xi_{вых} = 1$.

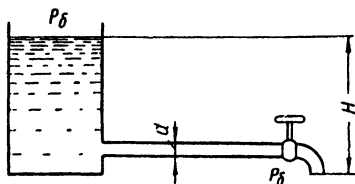


Фиг. 24. Потеря напора:

а — в патрубке; б — в колене; в — в тройнике.

Пример 4. Вода вытекает из сосуда через трубку с краном, напор $H = 5$ м, длина трубки $l = 10$ м, диаметр $d = 50$ мм. Определить скорость c вытекающей воды (фиг. 25), если для крана

$$\xi_{кр} = 5,47, \quad \lambda = 0,03.$$



Фиг. 25. Вытекание воды из крана.

Пьезометрическая высота $\frac{p}{\gamma}$ и геодезическая высота z по выходе воды из крана равны нулю, и весь напор H расходуется на создание скорости и преодоление сопротивления. По формуле (23в) получим

$$\frac{c^2}{2g} + h_f = H. \quad (a)$$

Общая потеря напора по формуле (26)

$$h_f = h_l + h_w. \quad (б)$$

Потеря напора на трение по длине трубы по формуле (27)

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2g}. \quad (в)$$

По формуле (27а)

$$h_w = \sum \xi_m \frac{c^2}{2g}.$$

Подставив формулы (в) и (б) в (а) и определяя c , получим

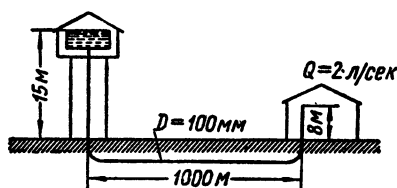
$$c = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi_m}}. \quad (a')$$

Местные сопротивления состоят из сопротивления при входе $\xi_{вх} = 0,5$, сопротивления крана $\xi_{кр} = 5,47$ и сопротивления при выходе $\xi_{вых} = 1$.

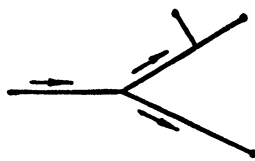
Подставив эти значения в формулу (а'), получим

$$c = \sqrt{\frac{2g5}{1 + 0,03 \frac{10}{0,05} + 0,5 + 5,47}} = \sqrt{\frac{19,6 \cdot 25}{12,97}} = \sqrt{7,56} = 2,75 \text{ м/сек.}$$

Гидравлический расчет простого водопровода. Водопроводом называется трубопровод, по которому транспортируется вода в пункты потребления.



Фиг. 26. Простой водопровод.



Фиг. 27. Разветвленный водопровод.

Водопроводы делятся на простые, состоящие из одной магистральной трубы (фиг. 26), и сложные — разветвленные (фиг. 27) и кольцевые.

При длинных водопроводах необходимо принимать во внимание только потери напора по длине, так как местные потери напора будут сравнительно невелики (менее 10% всех потерь), при расчете же коротких трубопроводов роль местных потерь значительно возрастает, и ими нельзя пренебречь. Расчет длинных водопроводных труб обычно ведется лишь с учетом потерь по длине, по формуле

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2g}$$

откуда

$$c^2 = 2g \frac{h_l}{l} \cdot \frac{d}{\lambda} \tag{6}$$

Для труб $d = 4R$, таким образом, формула (6) напишется в виде

$$c^2 = \frac{8g}{\lambda} R \frac{h_l}{l},$$

где $\frac{h_l}{l} = i$ [см. формулу (25)].

Если обозначить $\sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$ буквой C (коэффициент, введенный Шези), то формула (6) напишется в виде

$$c = C \sqrt{Ri} \tag{28}$$

Таким образом, расход Q можно выразить так:

$$Q = Fc = FC \sqrt{Ri}.$$

Обозначая $FC\sqrt{R}$ буквой k (так называемая расходная характеристика трубопровода), получим

$$Q = k \sqrt{l}, \quad (29)$$

или

$$Q = k \sqrt{\frac{h_l}{l}}, \quad (29a)$$

откуда

$$h_l = \frac{Q^2 l}{k^2}, \quad (30)$$

где h_l — потеря напора в м;

Q — расход в л/сек;

l — длина водопровода в м;

k — расходная характеристика в л/сек трубы, подбирается по специальным таблицам в зависимости от диаметра трубы и шероховатости стенок трубы.

Значения d и k^2 находятся по табл. 1*.

Таблица 1

d в мм	k^2 в л/сек	d в мм	k^2 в л/сек
125	12 170	400	5 716 000
150	31 950	500	16 733 000
200	146 190	600	44 240 000
250	476 000	800	205 230 000
300	1 247 000	1000	674 980 000

Пример 5. Определить ** расход воды Q в здании, удаленном от водонапорной башни (см. фиг. 26) на расстояние 1 км (уровень воды в водонапорной башне принимается постоянным), если даны диаметр водопровода $d = 150$ мм, высота уровня воды в водонапорной башне $h = 15$ м, высота подъема воды в здании $h_1 = 8$ м, длина водопровода $l = 1000$ м.

Пренебрегая выходной скоростью, можно считать, что располагаемый напор весь идет на преодоление сопротивлений, т. е.

$$h - h_1 = h_l,$$

тогда по формуле (29a) получим

$$Q = \sqrt{k^2 \frac{h - h_1}{l}} = \sqrt{31\,950 \frac{15 - 8}{1000}} = \sqrt{31\,950 \cdot 0,007} = \sqrt{220,95} = 14,87 \text{ л/сек};$$

$$Q \approx 15 \text{ л/сек.}$$

* Табл. 1 для чугунных труб, наиболее часто применяемых при прокладке водопроводов. Таблица составлена по формуле Н. Н. Павловского.

** При решении примера не приняты во внимание длины подъемной и спускной частей водопровода.

8. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЯ

Теоретическая скорость истечения невязкой (идеальной) жидкости. Если в дне сосуда сделать отверстие (фиг. 28), то, обозначив давление и скорость жидкости у свободной поверхности в сосуде в сечении *I* через p_1 и c_1 , а у выхода ее в сечении *II* через p_2 и c_2 , можно для этих сечений, в которых течение параллельноструйное, написать уравнение Бернулли

$$\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2. \quad (a)$$

Если за плоскость сравнения взять плоскость второго сечения, то $z_2 = 0$, а $z_1 = H$ (где H — величина напора при истечении жидкости).

Так как площадь сечения *I* намного превышает площадь сечения *II*, то скорость в сечении *I* можно пренебречь, т. е. принять ее равной нулю: $c_1 = 0$.

Принимая $c_2 = c_m$ и имея в виду, что $p_1 = p_2$, после подстановки этих значений в уравнение (a) получим

$$\frac{c_m^2}{2g} = H,$$

откуда

$$c_m = \sqrt{2gH}. \quad (31)$$

Это уравнение получено Торичелли в 1643 г.

Теоретический расход в этом случае определяется по формуле

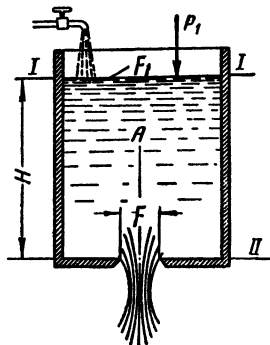
$$Q_m = F c_m = FV\sqrt{2gH}, \quad (32a)$$

где F — площадь сечения отверстия.

Истечение реальной жидкости через малое отверстие в тонкой стенке. При истечении жидкости через отверстие в тонкой стенке под некоторым постоянным напором H обычно различают:

- 1) истечение через малое отверстие (фиг. 29);
- 2) истечение через большое отверстие (фиг. 30).

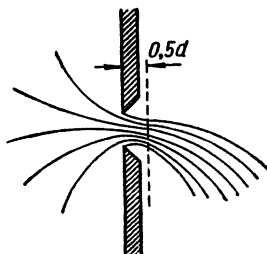
Малым называется отверстие такой величины, при которой скорости движения частиц жидкости в сечении практически одинаковы и напор H практически одинаков во всех точках в указанном сечении и по своей величине во много раз превосходит высоту (диаметр) отверстия ($\frac{H}{d} > 10$).



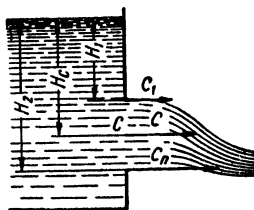
Фиг. 28. Истечение из отверстия в дне сосуда.

Отверстия больших размеров встречаются главным образом в гидротехнической практике и рассматриваются в специальных курсах. В настоящем курсе рассматриваются только малые отверстия.

Действительный расход реальной вязкой жидкости, вытекающей через малое отверстие, при постоянном напоре H будет меньше теоретического. Причиной этого явления служит прежде всего сжатие струй, обусловленное взаимным нажатием отдельных струек, движущихся к отверстию с разных сторон (см. фиг. 29), вследствие чего появляются радиальные составляющие скорости; некоторые



Фиг. 29. Истечение из отверстия в тонкой стенке.



Фиг. 30. Истечение из большого отверстия.

струйки должны менять свое направление под углом почти 90° ; струйки сопротивляются этому изменению направления движения, вследствие чего изгиб струй происходит не сразу, а постепенно. Поэтому струя, вытекающая из отверстия, оказывается несколько сжатой (наиболее сжатое сечение отмечено вертикальной пунктирной линией). Опыты показали, что при круглом отверстии такое сжатое сечение отстоит от внутренней стенки отверстия примерно на $0,5$ диаметра самого отверстия.

Таким образом, действительная площадь сечения струи по выходе из отверстия $F_{сж}$ будет меньше площади самого сечения F , т. е.

$$F_{сж} < F.$$

Отношение площади сечения струи $F_{сж}$ к площади сечения F данного отверстия в тонкой стенке называется коэффициентом сжатия струи и обозначается буквой ϵ , т. е.

$$\epsilon = \frac{F_{сж}}{F}, \text{ или } F_{сж} = \epsilon F, \quad (326)$$

где $\epsilon < 1$.

Величина ϵ определяется опытным путем для различных отверстий и напоров измерением площади живого сечения вытекающей струи. Величина коэффициента сжатия ϵ на основании теоретических исследований проф. Н. Е. Жуковского и опытных данных в среднем принимается равной $0,64$.

Гидравлические сопротивления на пути движения вытекающей жидкости вызывают уменьшение теоретической скорости истечения жидкости из отверстия, действительная скорость истечения c оказывается при выходе меньше теоретической c_m . При этом изменяется и форма вытекающей струи (происходит инверсия струи), вызываемая явлением поверхностного натяжения, проявляющегося при истечении струи через такое отверстие. Уменьшение скорости движения струи, т. е. $c < c_m$, учитывается коэффициентом скорости φ . Таким образом, действительная скорость истечения будет $c = \varphi c_m$, или на основании формулы (31)

$$c = \varphi \sqrt{2gH}. \quad (33)$$

Так как действительный расход жидкости $Q = cF_{сж}$
то

$$Q = F_{сж} \varphi \sqrt{2gH},$$

или

$$Q = \varepsilon \varphi F \sqrt{2gH}. \quad (34)$$

Произведение $\varepsilon \varphi$ обозначается буквой μ и называется коэффициентом расхода, т. е. $\varepsilon \varphi = \mu$, поэтому

$$Q = \mu F \sqrt{2gH}. \quad (34a)$$

Опытами установлено, что среднее значение φ равно 0,97. Отсюда $\mu = \varepsilon \varphi = 0,64 \cdot 0,97 = 0,62$, т. е.

$$Q = 0,62 F \sqrt{2gH} \quad \text{м}^3/\text{сек} \quad (\text{л}/\text{сек}). \quad (34б)$$

Установлено, что величина μ зависит от числа Рейнольдса.

Пример 9. Определить действительную скорость истечения и расход воды через круглое отверстие в стенке резервуара, если $F = 52 \text{ см}^2$, а напор $H = 9,7 \text{ м}$.

По формулам (33), (34a) и (34б) получим

$$c = \varphi \sqrt{2gH} = 0,97 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 9,7} = 13,4 \text{ м}/\text{сек};$$

$$Q = \mu F \sqrt{2gH} = 0,62 \cdot 0,0052 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 9,7} = 0,0445 \text{ м}^3/\text{сек} = 44,5 \text{ л}/\text{сек}.$$

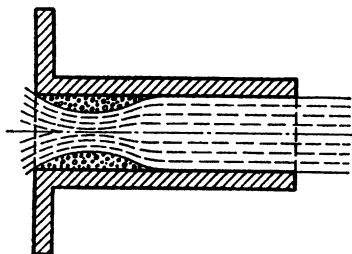
9. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ НАСАДКУ

В предыдущем параграфе было указано, что при истечении жидкости через отверстия в тонкой стенке коэффициент расхода μ в среднем равен 0,62. Для увеличения коэффициента расхода (следовательно, и для увеличения общего расхода), а также для увеличения

или уменьшения живой силы вытекающей струи, не прибегая к увеличению размеров отверстия, применяют специальные приспособления — насадки.

Насадкой называется короткая труба длиной $l = (3 \div 5) d$, плотно присоединенная к отверстию в стенке сосуда. Рассмотрим основные виды насадок.

Внешняя цилиндрическая насадка (фиг. 31). При протекании жидкости в насадке струя сжимается не в атмосфере, а в самой насадке. В области насадки, окружающей сжатое сечение струи, находится воздух, защемленный струей, который постепенно увлекается струей жидкости и уносится из насадки. Это явление вызывает понижение давления в области суженного сечения струи, вследствие чего увеличивается приток жидкости в насадку. Таким образом, расход жидкости, вытекающей из насадки, увеличивается. Опыты показали, что в такой внешней насадке сначала происходит обычное сжатие струи,



Фиг. 31. Внешняя насадка.

но у выхода из насадки сжатия уже нет и расход в данном случае будет равен

$$Q = \mu F \sqrt{2gH}.$$

Благодаря создавшимся условиям струя вытекает из насадки без сжатия, расширившись до своего первоначального сечения, ϵ становится равным 1 и $\mu = \phi 1 = \phi$. Многочисленные опыты, произведенные над истечением жидкости из внешней цилиндрической насадки (обычно длиной $l = 3 \div 4 d$), показали, что в этом случае $\mu = 0,82$. Следовательно, внешняя цилиндрическая насадка увеличивает расход жидкости по сравнению с отверстием в стенке в отношении $\frac{0,82}{0,62} = 1,32$ (на 32%).

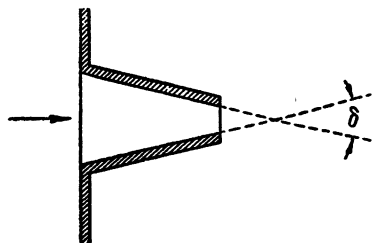
Вследствие расширения струи воды в насадке скорость истечения из цилиндрической внешней насадки меньше, чем в случае истечения через отверстие. Подсчеты показывают, что цилиндрическая насадка уменьшает скорость истечения из отверстия на 15,5%.

Коническая сходящаяся насадка (фиг. 32). Цилиндрическая насадка понижает, как мы видели, выходную скорость истечения по сравнению со скоростью струи, вытекающей из отверстия в тонкой стенке. Если необходимо увеличить не только расход, но и выходную скорость струи, то применяют суживающуюся коническую насадку.

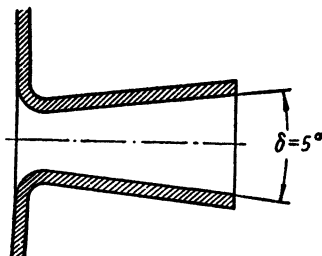
Опыты показали, что наибольшее значение ϕ получается при угле конусности $\delta = 13,4^\circ$, в этом случае $\phi = \mu = 0,95$.

Таким образом коническая сходящаяся насадка увеличивает как расход, так и кинетическую энергию (живую силу) вытекающей из насадки жидкости.

Примером применения сходящейся насадки может служить используемый в пожарном деле брандспойт, представляющий собой короткую трубу — ствол с конической насадкой. Для обеспечения параллельности выходных струй, т. е. для предотвращения их сжатия после выхода из насадки, брандспойт заканчивается короткой цилиндрической трубкой.



Фиг. 32. Коническая сходящаяся насадка.



Фиг. 33. Расходящаяся коническая насадка.

Коническая расходящаяся насадка. Чтобы увеличить расход и уменьшить скорость истечения жидкости при заданном напоре, отверстие снабжают наружной конической расходящейся насадкой (фиг. 33). Такая необходимость может быть обусловлена производственными требованиями, например, с целью замедлить выход смазочных масел, уменьшить скорость воды, чтобы предупредить размыв грунта, и т. п.

Опыты показали, что конически расходящаяся насадка с углом раствора 5° и длиной, равной девяти диаметрам горловины, имеет наибольшую пропускную способность.

ЗАДАЧИ

1. Определить расход воды Q , вытекающей из малого отверстия в дне сосуда, предполагая уровень воды в сосуде $h = 4$ м постоянным. Диаметр отверстия $d = 2$ дм ($\mu = 0,62$).

Ответ. $Q = 54,5$ л/сек.

2. Определить расход жидкости с помощью гидрометрической трубы, если даны $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 50$ мм, $h_1 = 1$ м, $h_2 = 0,5$ м.

Ответ. $Q = 6,3$ л/сек.

3. Определить диаметр чугунной водопроводной трубы длиной $l = 1$ км, подающей воду в количестве $Q = 25$ л/сек. Вода подается в здание на высоту 11 м. Высота уровня свободной поверхности воды в водонапорной башне 25 м, местность горизонтальная

Ответ. $d = 175$ мм.

4. Определить диаметр d круглого отверстия в боковой стенке бака, если величина напора $h = 1,5$ м, а расход $Q = 2$ л/сек.

Ответ. $d = 27,5$ мм.

5. Вода в напорном баке остается на постоянном уровне, причем $h = 4$ м, $F_1 = 100$ дм², $F_2 = 4$ дм². Найти расход через отверстие в стенке F_2 .

Ответ. $Q = 0,35$ м³/сек.

6. Найти расход Q и скорость c истечения воды через круглое отверстие, снабженное цилиндрической насадкой (диаметром $d = 2$ см), если глубина погружения отверстия под свободной поверхностью жидкости равна $2,3$ м ($\varphi = \mu = 0,82$).

Ответ. $c = 5,51$ м/сек; $Q = 1,73$ м³/сек.

ГЛАВА IV

НАСОСЫ

Насосами называются машины, служащие для всасывания и нагнетания жидкостей. Это всасывание и нагнетание осуществляются за счет механической энергии, получаемой насосом извне. Насосы применяются в промышленности, на транспорте, в коммунальном хозяйстве, в горном деле и т. п.

В настоящем курсе рассматриваются лишь наиболее распространенные типы насосов. В насосах, работающих по принципу вытеснения, жидкость вытесняется давлением поршня—поршневые насосы—или давлением вращающегося тела — ротационные насосы (крыльчатые, шестеренчатые). Другую группу составляют насосы, в которых жидкости сообщается кинетическая энергия, лишь в дальнейшем преобразуемая в потенциальную. К этому типу принадлежат лопастные насосы, подразделяющиеся на центробежные, винтовые и пропеллерные, с вращающимся на валу рабочим колесом с лопастями, и струйные насосы, получающие энергию от струи жидкости или пара.

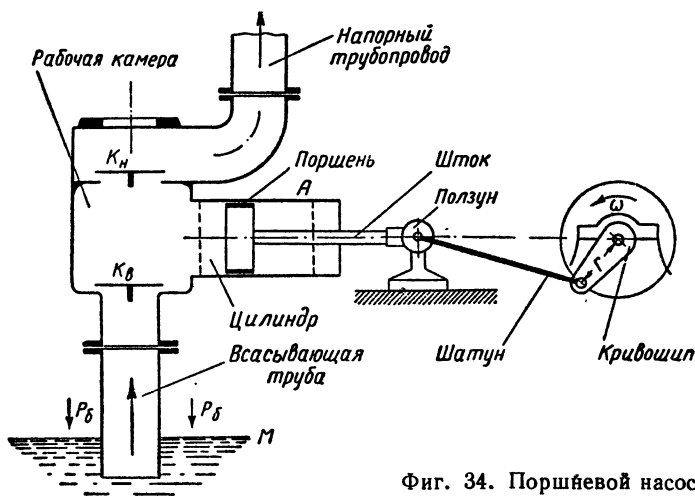
1. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Основными частями поршневого насоса (фиг. 34) являются рабочая камера и цилиндр с поршнем, насаженным на шток. Возвратно-поступательное движение поршня осуществляется при помощи шатунно-кривошипного механизма — ползуна, шатуна и кривошипа с пальцем; кривошип жестко связан с валом, вал приводится в движение двигателем. В рабочей камере имеется всасывающий клапан K_s и нагнетательный K_n . Жидкость подводится в рабочую камеру насоса по всасывающей трубе, из рабочей камеры жидкость направляется в нагнетательную трубу.

При движении поршня вправо в левой полости цилиндра образуется разрежение и жидкость под действием атмосферного давления p_0 поднимается по всасывающей трубе, открывает всасывающий

клапан и заполняет рабочую камеру насоса — происходит процесс всасывания жидкости в насос.

При обратном движении поршня клапан K_B под давлением, создаваемым поршнем в рабочей камере, закрывается, нагнетательный

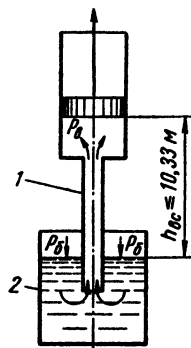


Фиг. 34. Поршневой насос.

клапан K_H под действием того же давления поднимается, и открывается доступ жидкости в нагнетательный трубопровод, а оттуда в приемный резервуар — происходит процесс нагнетания жидкости насосом в напорный трубопровод. Затем действие насоса повторяется.

Всасывающее действие насоса. Для пояснения всасывающего действия насоса рассмотрим простейшее устройство, состоящее из цилиндра с поршнем и трубой 1 (фиг. 35), погруженной нижним концом в сосуд 2 с водой. При поднятии поршня под ним образуется разреженное пространство, в связи с этим жидкость из сосуда под действием атмосферного давления устремится по всасывающей трубе 1 в цилиндр насоса. В идеальном случае жидкость будет подниматься по трубе до тех пор, пока ее столб не достигнет высоты, соответствующей атмосферному давлению $p_δ$. При дальнейшем подъеме поршня жидкость отделится от него и выше подниматься не будет.

Высота столба жидкости $h_{те}$, соответствующая атмосферному давлению, называется теоретической высотой всасывания. В действительности высота подъема воды будет значительно



Фиг. 35. Схема всасывающего действия насоса.

меньше. Это объясняется тем, что во всасывающей трубе насоса никогда не достигается абсолютное разрежение.

Кроме того, давление при входе воды во всасывающую трубу должно быть больше давления насыщенных паров всасываемой жидкости при данной температуре: если давление в трубе понизится до давления, соответствующего давлению пара при этой температуре, то наступает парообразование; жидкость в разреженном пространстве начинает выделять пары, упругость которых уменьшает интенсивность всасывания жидкости. Чем выше температура всасываемой жидкости, тем больше давление паров жидкости под поршнем в цилиндре и тем меньше высота всасывания.

Величина снижения высоты всасывания в связи с давлением образующихся на поверхности воды паров в зависимости от ее температуры приведена в табл. 2.

Таблица 2

Температура в °С	Снижение высоты подъема в м	Температура в °С	Снижение высоты подъема в м
10	0,12	70	3,2
20	0,24	80	4,8
30	0,43	90	7,1
50	1,3	100	10,3
60	2		

Из таблицы видно, что при давлении паров жидкости, большем давления в цилиндре, уровень жидкости в трубе резко снижается, так как жидкость начинает кипеть — выделять пары, которые давят на жидкость, жидкость отделяется от поршня, происходит отрыв струи от поршня, работа насоса прекращается. В связи с этим воду при температуре 100° силой атмосферного давления поднять нельзя; начиная с 70°, воду подводят к насосу под напором. В этом случае приходится помещать резервуар с горячей водой выше цилиндра насоса.

Высота подъема снижается потому, что часть напора, создаваемого атмосферным давлением, затрачивается на преодоление сопротивлений движению жидкости.

Вследствие всех вышеизложенных причин действительная высота всасывания $h_{вс}$ оказывается меньше теоретической. Установлено, что даже при наилучших условиях работы всасывающего трубопровода (т. е. при минимальном его сопротивлении и при достаточно холодной воде) высота всасывания воды обычно не превышает 6—7 м.

Полный напор насоса. Так же как и при всасывании, в процессе нагнетания жидкости на определенную высоту поршень преодолевает давление, соответствующее геодезической высоте поднятия жидкости, и сопротивление при движении воды в трубе.

Рассмотрим процессы всасывания и нагнетания совместно (фиг. 36).

Жидкость под действием атмосферного давления p_0 поступает через всасывающую трубу к насосу. Величина пониженного давления во всасывающей трубе перед насосом измеряется вакуумметром, давление в нагнетательной трубе измеряется манометром. Обозначим давление при входе в насос в сечении AA через p_A кг/м², при выходе в сечении BB через p_B ; расстояние по вертикали между сечениями AA и BB обозначим z , расстояние между уровнем жидкости в приемном колодце и в сечении AA — z_A , между тем же колодцем и сечением BB — z_B .

Приняв за плоскость сравнения уровень жидкости в колодце и применяя уравнение Бернулли, можно написать, что энергия движущейся жидкости в сечении AA будет равна $\mathcal{E}_A = \frac{c_A^2}{2g} + \frac{p_A}{\gamma} + z_A$, в сечении BB будет $\mathcal{E}_B = \frac{c_B^2}{2g} + \frac{p_B}{\gamma} + z_B$. Полный напор H_H представляет количество энергии, сообщенное насосом 1 кг перекачиваемой жидкости.

Этот напор можно найти как разность между величинами энергии жидкости в нагнетательном и всасывающем трубопроводах:

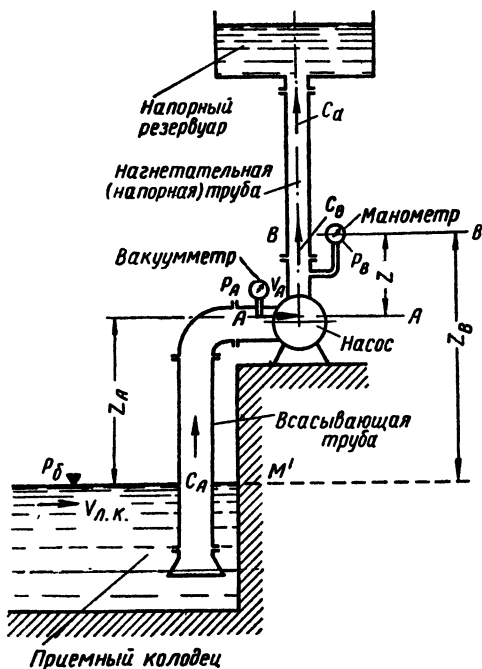
$$H_H = \mathcal{E}_B - \mathcal{E}_A = \frac{c_B^2 - c_A^2}{2g} + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + z_B - z_A$$

или, подставляя значение $z_B - z_A = z$, получим общую формулу полного напора для всех видов насосов

$$H_H = \frac{c_B^2 - c_A^2}{2g} + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + z.$$

Если принять во внимание, что давление во всасывающей трубе в сечении A в обычных условиях меньше атмосферного ($p_A = p_0 - p_{\text{вак}}$), а в сечении B больше атмосферного ($p_B = p_0 + p_{\text{ман}}$), то получим

$$H_H = \frac{c_B^2 - c_A^2}{2g} + \frac{p_{\text{ман}} + p_{\text{вак}}}{\gamma} + z,$$



Фиг. 36. Полная схема работы насоса.

где c_A и c_B — средние скорости в сечениях A и B в м/сек;

$\frac{P_{ман}}{\gamma}$ и $\frac{P_{вак}}{\gamma}$ — пьезометрические высоты в м.

Обозначая $\frac{P_{вак}}{\gamma} = h_{вак}$ и $\frac{P_{ман}}{\gamma} = h_{ман}$, имеем

$$H_n = \frac{c_B^2 - c_A^2}{2g} + h_{ман} + h_{вак} + z \quad (35)$$

Сумму показаний манометра $h_{ман}$, вакуумметра $h_{вак}$ и разность высот измерения давлений z называют манометрическим напором $H_{ман}$, т. е.

$$H_{ман} = h_{ман} + h_{вак} + z \quad (36)$$

следовательно,

$$H_n = H_{ман} + \frac{c_B^2 - c_A^2}{2g} \quad (37)$$

т. е. полный напор насоса складывается из манометрического напора и разности скоростных напоров в нагнетательном и всасывающем трубопроводах.

2. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ И ИХ ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Насосы простого действия. В рассмотренном насосе простого действия (см. фиг. 34) работает только одна сторона поршня. При движении поршня, например, слева направо жидкость всасывается, а при движении его в другую сторону (справа налево) нагнетается.

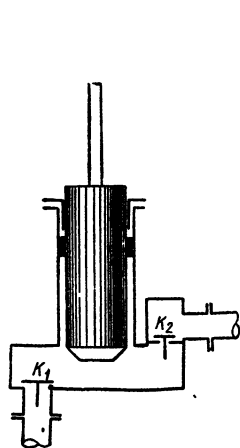
На фиг. 37 изображена схема скальчатого (плунжерного) насоса одинарного действия. Здесь вместо дискового поршня движется скалка. Скалка не касается стенок цилиндра, уплотнение достигается особым сальником.

На фиг. 38 изображен насос с проходным поршнем. В поршне этого насоса имеются отверстия, которые прикрываются нагнетательными клапанами K_2 , перемещающимися вместе с поршнем. При ходе поршня вверх клапаны закрыты под влиянием собственного веса и давления воды. В это же время всасывающий клапан K_1 открывается под влиянием разрежения, получающегося под поршнем, и вода по трубе l_1 устремляется в цилиндр. При ходе поршня вниз всасывающий клапан K_1 закрывается, клапаны K_2 открывают отверстия, через которые вода перетекает на другую сторону поршня. При следующем ходе поршня вверх клапаны повторяют описанные движения, а вода, перешедшая при втором движении в пространство над поршнем, вытесняется им в нагнетательную трубу l_2 . Такие насосы удобны для установки в тех случаях, когда цилиндр насоса

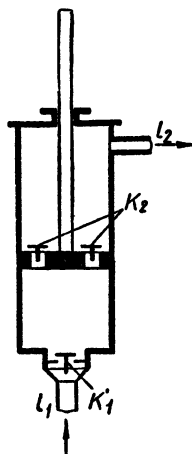
должен быть установлен на значительной глубине от поверхности земли и привод должен находиться наверху.

Одной из наиболее важных характеристик насоса является его производительность. *Производительностью насоса называется объем жидкости, подаваемой им в единицу времени.*

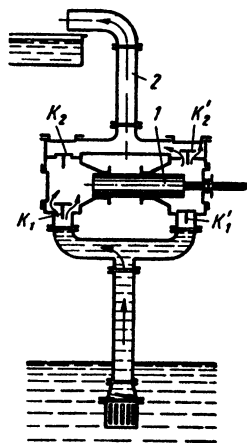
Жидкость, входя в цилиндр насоса, занимает там место, освобождаемое поршнем. Таким образом, если не учитывать утечек,



Фиг. 37. Скальчатый насос.



Фиг. 38. Насос с проходным поршнем.



Фиг. 39. Насос двойного действия.

теоретический объем жидкости, подаваемый насосом, равен объему, описанному поршнем.

Если обозначить через F площадь сечения поршня или плунжера, а через l — длину его хода, то объем, описанный поршнем, а значит и количество подаваемой жидкости за один ход, $V = Fl$; при n оборотах вала в минуту теоретическая производительность (расход) насоса

$$Q_m = \frac{Fln}{60} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (38)$$

где F — в м^2 ;

l — в м ;

Q_m — в $\text{м}^3/\text{сек}$.

Основным недостатком насосов простого действия является неравномерная подача ими жидкости.

Насосы двойного действия. Насос двойного действия всасывает и нагнетает обеими сторонами поршня 1 (фиг. 39). При движении поршня вправо клапан K_1 открыт, через него насос засасывает жидкость в левую рабочую камеру, клапан K_1' закрыт. Жидкость,

засосанная ранее в правую рабочую камеру насоса, через клапан K_2' поступает в нагнетательную трубу 2. Клапан K_2 в это время закрыт. При движении поршня влево всасывание жидкости будет происходить в правой рабочей камере, а нагнетание — в левой. Насос двойного действия .подает жидкость значительно равномернее, чем насос простого действия.

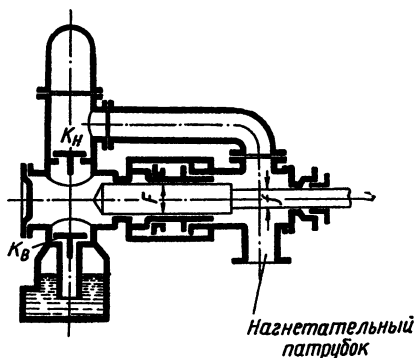
Если сохранить прежние обозначения, то теоретический объем жидкости, вытесняемый одной стороной поршня за один оборот, будет $V_1 = Fl$, а другой стороной поршня $V_2 = (F - f) l$, где f — площадь сечения штока.

Отсюда теоретическая производительность насоса за один оборот

$$V_n = V_1 + V_2 = Fl + (F - f) l = (2F - f) l,$$

его производительность за 1 сек. при n оборотах в минуту

$$Q_m = (2F - f) \frac{ln}{60} \text{ м}^3/\text{сек.} \quad (39)$$



Фиг. 40. Дифференциальный насос.

Дифференциальный насос (фиг. 40). В условиях установившейся работы дифференциального насоса при движении скалки слева направо в левую полость насоса засасывается жидкость в объеме Fl , а в правую полость нагнетается жидкость $V_1 = (F - f)l$. При обратном ходе скалки всасывания не будет, а через нагнетательный клапан K_n подается жидкость объема Fl ; в напорную трубу подача будет меньше Fl на величину освободившегося пространства в камере при ходе скалки влево $(F - f)l$. Следовательно, объем жидкости, нагнетаемой при ходе скалки влево

$$V_2 = Fl - (F - f) l = fl,$$

а суммарный объем за оба хода поршня будет

$$V = V_1 + V_2 = (F - f) l + fl = Fl,$$

т. е. такой же, как и у насоса простого действия. Преимущество рассматриваемого насоса перед насосом простого действия заключается в более равномерной подаче жидкости.

Производительность дифференциального насоса

$$Q_m = \frac{Fl \cdot n}{60} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Дифференциальный насос проще насоса двойного действия, так как он имеет не четыре, а два клапана.

3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Действительная производительность насоса оказывается меньше теоретической:

1) из-за несвоевременной посадки клапанов, вследствие чего засосанная насосом жидкость частично уходит обратно во всасывающую трубу;

2) из-за несвоевременного подъема всасывающих клапанов, вследствие чего засасывание происходит не на всем ходе поршня;

3) из-за неплотностей в клапанах, поршне, сальниках, фланцах и т. д.

Это уменьшение производительности сравнительно с теоретической учитывается объемным к. п. д. η_V , который изменяется от 0,98 до 0,80.

Таким образом, действительная производительность насоса

$$\boxed{Q_d = \eta_V Q_m} \quad (40)$$

4. ВОЗДУШНЫЕ КОЛПАКИ

Условие неразрывности движения жидкости для насоса может быть написано в виде

$$c_{вс} F_{вс} = c F_n \text{ и } c_{нз} F_{нз} = c F_n,$$

где $F_{вс}$ и $F_{нз}$ — площади сечений всасывающего и нагнетательного трубопроводов;

F_n — площадь сечения поршня;

$c_{вс}$ и $c_{нз}$ — скорости движения жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах;

c — скорость хода поршня.

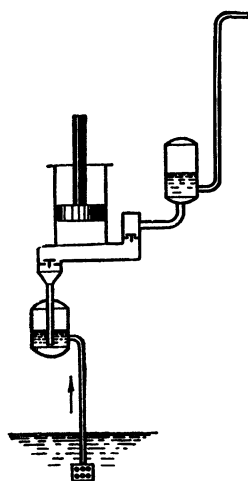
Из этих уравнений следует, что

$$c_{вс} = c \frac{F_n}{F_{вс}} \text{ и } c_{нз} = c \frac{F_n}{F_{нз}},$$

т. е. скорости $c_{вс}$ и $c_{нз}$ зависят от скорости хода поршня. Эти значения скоростей являются величинами переменными, так как переменна сама скорость хода поршня.

Неравномерность движения хода поршня сказывается и на неравномерности движения и подачи жидкости насосом. Поток жидкости в трубах будет периодически останавливаться, и для приведения его вновь в действие требуется известная затрата энергии, что, конечно, отразится на работе насоса, кроме того, при остановке столба жидкости будут возникать гидравлические удары в трубопроводе. Создающаяся, таким образом, неравномерность движения жидкости может быть в значительной мере устранена путем устройства специальных воздушных колпаков на всасывающем и нагне-

тательном трубопроводе (фиг. 41), назначение которых состоит как в смягчении гидравлических ударов в трубопроводе, так и в выравнивании скорости движения жидкости в насосе и создании равномерной подачи жидкости насосом.



Фиг. 41. Воздушные колпаки.

Воздушный колпак представляет собой замкнутый резервуар, заполненный частично воздухом, частично жидкостью. При наличии воздушных колпаков неравномерное движение жидкости будет наблюдаться на коротких участках трубопровода от всасывающего колпака до поршня в цилиндре насоса и от поршня до нагнетательного колпака. Затрачиваемая при этом энергия на ускорение движения короткого столба воды между цилиндром и колпаком значительно меньше той энергии, которая была бы затрачена при отсутствии воздушных колпаков на ускорение движения длинного столба жидкости во всей всасывающей или нагнетательной линии.

На фиг. 41 представлена схема насоса, снабженного воздушным колпаком как во всасывающем трубопроводе, так и в нагнетательном. В современных насосных установках колпаки устанавливаются всегда.

5. МОЩНОСТЬ, ПОТРЕБЛЯЕМАЯ НАСОСОМ, И ЕГО КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Мощность, потребляемая насосом. Полезная работа, развиваемая насосом в секунду при производительности Q м³/сек и полном напоре H , будет

$$L = \gamma QH \text{ кгм/сек.}$$

Переходя к мощности в лошадиных силах или киловаттах, будем иметь теоретическую мощность

$$N_n = \gamma \frac{QH}{75} \text{ л. с.}, \text{ или } N_n = \frac{\gamma QH}{102} \text{ квт.}$$

Действительная мощность, потребляемая насосом, превосходит теоретическую, так как часть энергии теряется на преодоление гидравлических сопротивлений при прохождении жидкости через насос и вследствие трения в механизме насоса.

Эти потери учитываются так называемым общим к. п. д. насоса η_n . Поэтому действительная мощность, потребляемая насосом,

$$N = \frac{N_m}{\eta_n} = \frac{\gamma QH}{75\eta_n} \text{ л. с.} \quad (41)$$

Эта формула действительна как для поршневых, так и для центробежных насосов.

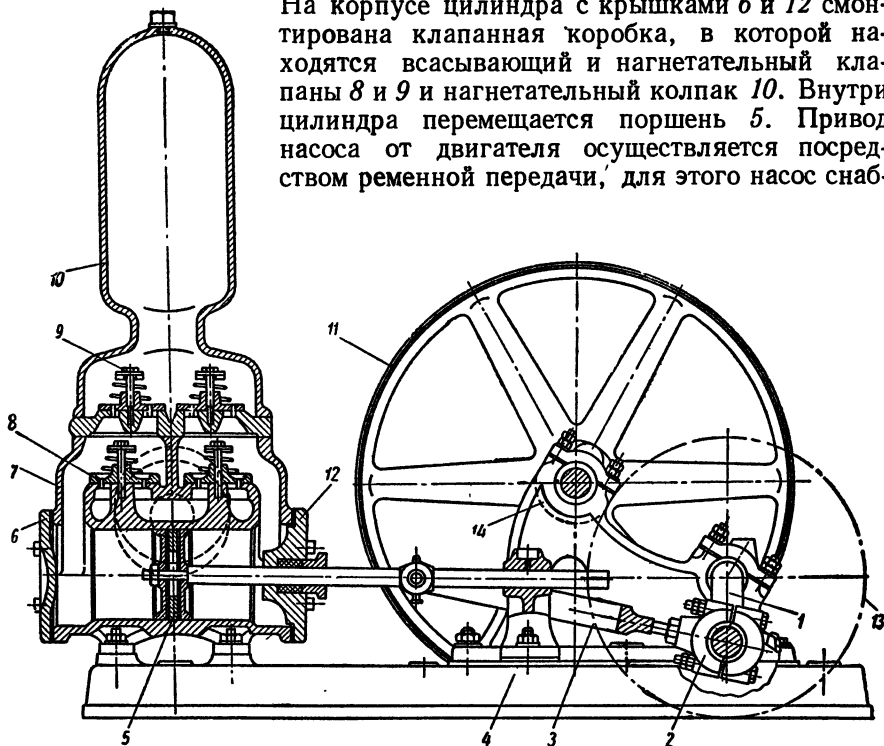
Для поршневых насосов $\eta_n = 0,6 \div 0,9$, для центробежных $\eta_n = 0,77 \div 0,88$.

При соединении насоса и двигателя посредством ременной или зубчатой передачи необходимо еще учитывать к. п. д. самой передачи.

6. ПРИМЕРЫ УСТРОЙСТВА ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Поршневой насос двойного действия. Корпус 7 цилиндра насоса (фиг. 42) вместе с приводным механизмом (шкив 11, шестерня 13, коленчатый вал 1, шатун 3 с головкой 2) монтируются на одной раме 4.

На корпусе цилиндра с крышками 6 и 12 смонтирована клапанная коробка, в которой находятся всасывающий и нагнетательный клапаны 8 и 9 и нагнетательный колпак 10. Внутри цилиндра перемещается поршень 5. Привод насоса от двигателя осуществляется посредством ременной передачи, для этого насос снаб-



Фиг. 42. Приводной поршневой насос двойного действия.

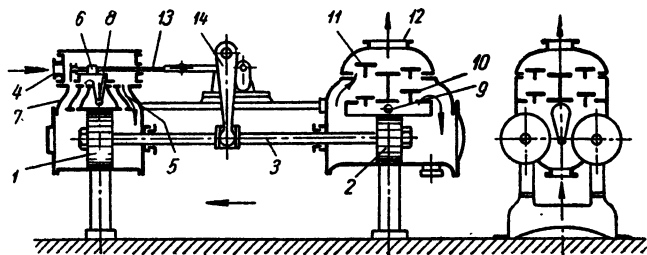
жен шкивом 11. Движение передается от шкива к поршню через зубчатую передачу 13—14, коленчатый вал, шатун и шток.

Производительность такого насоса составляет 5—15 м³/час, число ходов 30—50 в минуту. Насос создает давление до 3 атм.

Паровой поршневой насос. Паровые поршневые насосы изготовляются многими отечественными заводами. Насос состоит из

двух водяных цилиндров и двух паровых. Поршень 2 (фиг. 43) водяного и поршень 1 парового цилиндра посажены на общий шток 3.

На приведенной схеме показано положение, когда поршни перемещаются влево. Поршень 1 перемещается влево потому, что пар поступает через паровпускной патрубок 4 и канал 5 в паровой



Фиг. 43. Паровой поршневой насос.

цилиндр и давит на поршень 1. При этом отработавший (мятый) пар из левой половины цилиндра выходит через канал 7 под золотник 6 и далее через паровыпускное отверстие 8 в атмосферу.

Когда шток 3 перемещает поршень 2 влево, справа в водяном цилиндре происходит засасывание жидкости через всасывающее отверстие 9 и клапан 10. Одновременно через клапан 11 и патрубок 12 жидкость нагнетается в напорный трубопровод. Движение поршня насоса связано с движением штока золотника 13 через кривошип 14.

Насосы этого типа обычно создают давление 6—10 *ати*.

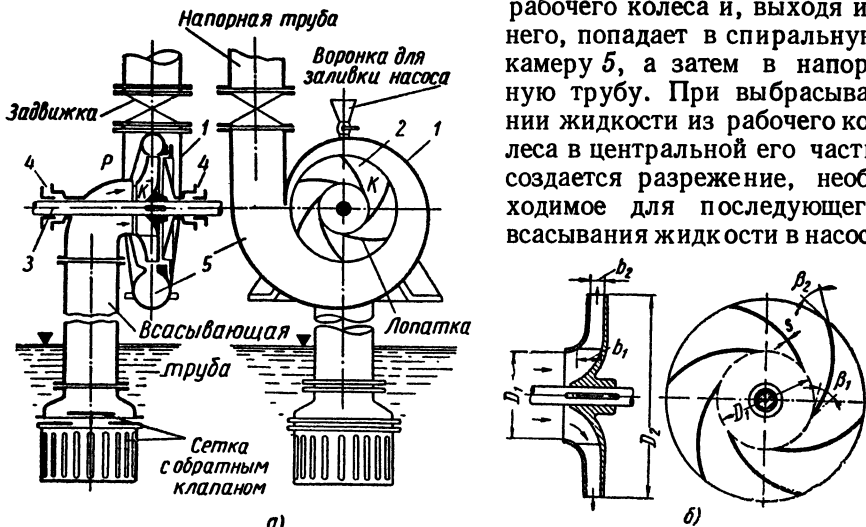
7. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Центробежные насосы принадлежат к наиболее распространенной группе насосов лопатного типа. Центробежный насос (фиг. 44) состоит из корпуса (кожуха) 1 насоса, рабочего колеса 2 с лопатками, вала 3, лежащего в подшипниках 4. К кожуху примыкают всасывающая и напорная трубы.

Рабочее колесо состоит из двух дисков: одного со втулкой для насадки на вал, другого — в форме широкого кольца; между этими двумя дисками расположены лопатки; между этими лопатками движется жидкость. Все колесо представляет собой отливку, изготовленную из чугуна или бронзы.

В центробежных насосах жидкость вступает по всасывающей трубе на лопатки рабочего диска в осевом направлении, затем перемещается в самом диске в радиальном направлении, т. е. движется от центра колеса к его периферии. Перед пуском насоса в работу всасывающая линия и рабочее колесо должны быть предварительно залиты жидкостью; залитая жидкость не вытекает из насоса благодаря наличию обратного клапана, установленного в нижней части всасывающей трубы (фиг. 44, а).

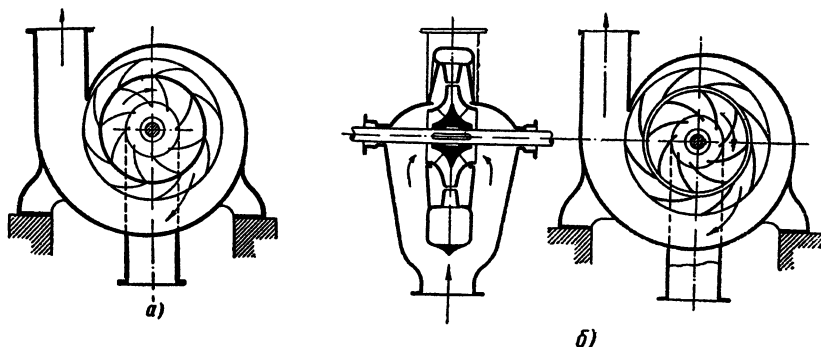
При вращении рабочего диска двигателем жидкость, находящаяся в пространстве между лопатками рабочего диска, отбрасывается вследствие возникновения центробежной силы к периферии рабочего колеса и, выходя из него, попадает в спиральную камеру 5, а затем в напорную трубу. При выбрасывании жидкости из рабочего колеса в центральной его части создается разрежение, необходимое для последующего всасывания жидкости в насос.



Фиг. 44. Схема устройства центробежного насоса:

а — насос; б — рабочее колесо.

В большинстве насосов вокруг рабочего диска располагается еще неподвижный направляющий аппарат — диффузор в виде диска с лопатками, загнутыми в сторону, противоположную направлению

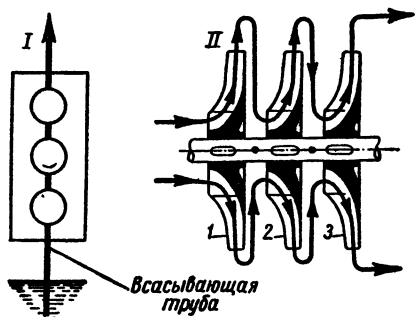


Фиг. 45. Схемы центробежного насоса:

а — с направляющим аппаратом; б — с двусторонним выпуском.

изгиба лопаток рабочего колеса (фиг. 45, а). Цель установки этого диффузора — уменьшить скорость струи, выходящей с лопаток рабочего диска в спиральную камеру насоса, и направить ее соответствующим образом. Уменьшение скорости движения струи

достигается путем расширения выходных сечений лопаток направляющего диска, тем самым часть кинетической энергии струи переходит в потенциальную энергию — энергию давления. Направляющий аппарат, уменьшая вихреобразование в насосе, повышает его к. п. д.



Фиг. 46. Схема многоступенчатого центробежного насоса.

Для увеличения производительности насоса иногда устраивают двусторонний рабочий диск, т. е. подвод жидкости к нему производится с двух сторон (фиг. 45, б).

Для получения высоких напоров необходима большая окружная скорость вращения рабочего колеса. При этом возникают большие напряжения в материале колеса и вследствие большой скорости

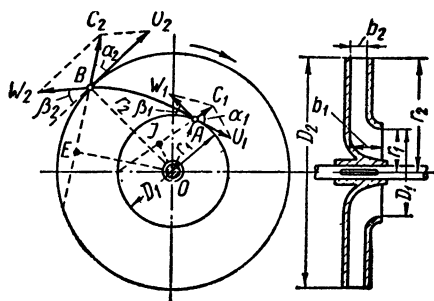
жидкости увеличиваются гидравлические сопротивления, поэтому обычно одним колесом создают напор не более 40—50 м.

Для получения больших напоров жидкость в насосе пропускается через несколько колес (на приведенной фиг. 46 колеса 1, 2 и 3), последовательно расположенных друг за другом и надетых на один вал (фиг. 46). Такой насос называется многоступенчатым. Создаваемый многоступенчатым насосом напор будет равен сумме напоров жидкости в последовательно расположенных дисках.

Для получения больших напоров жидкость в насосе пропускается через несколько колес (на приведенной фиг. 46 колеса 1, 2 и 3), последовательно расположенных друг за другом и надетых на один вал (фиг. 46). Такой насос называется многоступенчатым. Создаваемый многоступенчатым насосом напор будет равен сумме напоров жидкости в последовательно расположенных дисках.

8. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Перейдем к рассмотрению основного уравнения работы центробежного насоса. Допустим, что рабочее колесо насоса имеет бесконечно большое число лопаток. Это допущение позволяет нам рассматривать протекающий в насосе поток жидкости как совокупность элементарных струек. Предположим также, что трение в рабочем колесе насоса отсутствует. При вращении рабочего колеса частица жидкости перемещается по траектории AB из точки A (фиг. 47). В начальный момент эта частица жидкости находится в точке A и перемещается вместе с колесом с окружной скоростью u_1 , касательной к окружности диаметра D_1^* . Кроме скорости u_1 , обусловленной вращением самого диска, частица жидкости обладает при входе на лопатку скоростью w_1 , называемой относительной скоростью. Складывая по правилу параллелограмма обе скорости, получим абсолютную скорость c_1 при входе. Обозна-



Фиг. 47. Крыльчатка центробежного насоса.

* Все индексы 1 относятся к моменту входа жидкости на диск; индексы 2 — к моменту выхода.

чим угол, образованный абсолютной скоростью c_1 с окружной скоростью u_1 , через α_1 , а угол, образованный относительной скоростью w_1 с направлением окружной скорости, через β_1 (этот угол является в то же время углом наклона лопатки). Рассуждая аналогично относительно той же частицы жидкости, пришедшей в точку B , найдем скорость c_2 как геометрическую сумму скоростей u_2 и w_2 . Из механики известно, что приращение моментов количеств движения равно моменту внешних сил, вызывающих изменение движения, т. е.

$$L_2 - L_1 = M,$$

где L_1 — момент количества движения при входе на рабочее колесо;
 L_2 — момент количества движения при выходе с рабочего колеса;
 M — момент внешних сил, приложенных к валу насоса.

Предположим, что через площадь $\pi D_1 b_1$ протекает G кг/сек жидкости, где D_1 — диаметр входа в рабочее колесо, b_1 — ширина лопатки. Очевидно, что то же количество жидкости G кг/сек будет вытекать через площадь $\pi D_2 b_2$, где D_2 — внешний диаметр рабочего колеса, b_2 — ширина лопатки при выходе из рабочего колеса. Как известно из теоретической механики,

$$L_1 = m c_1 \rho_1 = \frac{G}{g} c_1 \rho_1;$$

$$L_2 = m c_2 \rho_2 = \frac{G}{g} c_2 \rho_2,$$

где $m = \frac{G}{g} = \frac{\gamma Q}{g}$ — масса жидкости, протекающей в единицу времени, а ρ_1 и ρ_2 — отрезки OJ и OE .

Тогда

$$L_2 - L_1 = \frac{G}{g} c_2 \rho_2 - \frac{G}{g} c_1 \rho_1,$$

или

$$M = \frac{G}{g} (c_2 \rho_2 - c_1 \rho_1).$$

Произведем преобразование полученного выражения. Замечая, что $\rho_1 = r_1 \cos \alpha_1$, а $\rho_2 = r_2 \cos \alpha_2$, и умножая обе части этих равенств на ω , где ω — угловая скорость, получим

$$M\omega = \frac{G}{g} (c_2 \omega r_2 \cos \alpha_2 - c_1 \omega r_1 \cos \alpha_1).$$

Так как $\omega r_2 = u_2$, $\omega r_1 = u_1$, $M\omega = GH_m$,

где H_m — теоретическая высота напора в m , то, делая подстановку и сокращая на G , получим основное уравнение центробежного насоса:

$$H_m = \frac{1}{g} (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1). \quad (42)$$

Имея в виду, что при равномерном движении диска должно соблюдаться условие безударного входа жидкости на лопатку, т. е. $\alpha_1 = 90^\circ$, имеем упрощенное уравнение центробежного насоса:

$$H_m = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}. \quad (43)$$

9. ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА ОБОРОТОВ НА РАБОТУ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКА

Современные центробежные насосы строятся как для малых, так и для больших напоров при различной производительности. Однако всякий насос, рассчитанный на подачу определенного количества Q жидкости при напоре H , может работать в условиях, отличных от расчетных. Изменяя число оборотов насоса, можно изменить как высоту напора его, так и количество подаваемой жидкости.

Теоретические и экспериментальные исследования работы центробежных насосов показывают, что *высота напора изменяется пропорционально квадрату числа оборотов*.

Если при первом режиме работы насоса высоту напора и число оборотов обозначить через H_1 и n_1 , а при измененном режиме соответственно H_2 и n_2 , то можно написать равенство

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{n_2^2}{n_1^2}. \quad (44)$$

При изменении числа оборотов изменяется и количество подаваемой жидкости, причем изменение производительности насоса пропорционально первой степени числа оборотов, т. е.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}. \quad (45)$$

Здесь Q_1 — производительность насоса при n_1 об/мин,
 Q_2 — производительность насоса при n_2 об/мин.

Практически производительность центробежного насоса проще регулировать не изменением числа оборотов, а путем большего или меньшего открытия задвижки на напорном трубопроводе. При таком регулировании одновременно изменяется и высота напора.

Мощность, потребляемая насосом, определится по формуле $N = \frac{\gamma Q H}{75 \tau_{\text{ж}}}$ л. с., следовательно, соотношение между мощностями при изменении условий работы насоса будет

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1 H_1}{Q_2 H_2}.$$

На основании выражений (44) и (45) получим

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1 H_1}{Q_2 H_2} = \frac{n_1 n_1^2}{n_2 n_2^2},$$

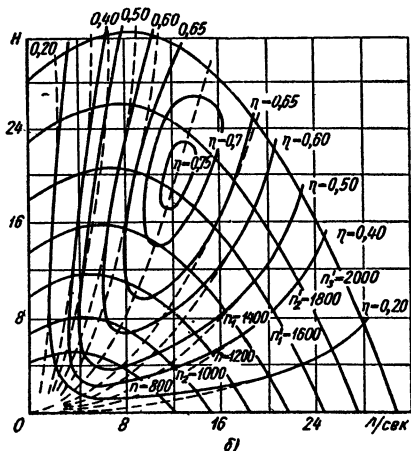
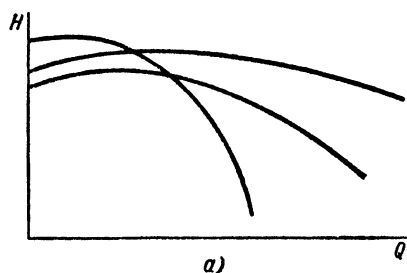
т. е.

$$\boxed{\frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}}. \quad (46)$$

Следовательно, мощность центробежного насоса изменяется пропорционально третьей степени числа оборотов.

Исследования показывают, что для всякого насоса наибольшее значение его коэффициента полезного действия получается только при определенной производительности Q и напоре H ; если насос будет работать с измененным режимом, то как при увеличении, так и при уменьшении числа оборотов его к. п. д. всегда будет меньше.

Для определения значений Q , N , H и η_k в зависимости от числа оборотов вала насоса обычно строят диаграммы, называемые характеристиками насоса. Главнейшей из них является зависимость



Фиг. 48. Характеристики центробежного насоса:

a — индивидуальная; *b* — универсальная.

$H = f(Q)$. Эта зависимость может быть получена путем замера Q и H при постоянном числе оборотов рабочего колеса насоса для различных положений регулирующей задвижки на напорном трубопроводе.

Характеристика $Q - H$ центробежных насосов для рабочих колес различной формы приведена на фиг. 48, *a*. Кроме характеристики $Q - H$, часто пользуются диаграммой, называемой универсальной характеристикой насоса. На этой диаграмме даны зависимости H , η_k и N от производительности насоса и числа оборотов рабочего колеса.

Универсальная характеристика одного из типов насосов приведена на фиг. 48, *b*. На этом графике имеются кривые чисел оборотов и линии одинаковых к. п. д. насоса. Каждая универсальная характеристика строится для определенного типа насосов. Из рассмотрения характеристики, приведенной на фиг. 48, *b*, можно видеть, например, что при $n = 1700$ об/мин $H = 20$ м и $Q = 14$ л/сек к. п. д. $\eta_k = 0,75$.

Максимальный к. п. д. соответствует только одной точке графика $Q — H$. Эта точка лежит на кривой нормального числа оборотов и соответствует значениям Q и H , по которым насос спроектирован и построен.

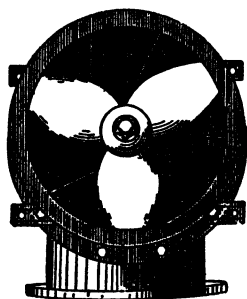
10. СРАВНЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ И ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Центробежные насосы при одинаковой производительности занимают меньшую площадь, чем поршневые, вес их значительно меньше. Центробежные насосы работают с большим числом оборотов и поэтому могут быть непосредственно присоединены к электродвигателю или паровой турбине. Кроме того, в центробежных насосах отсутствуют клапаны и другие детали, поэтому эксплуатация их проще и дешевле, чем поршневых.

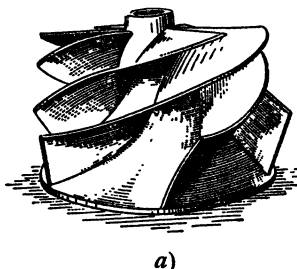
Центробежные насосы менее чувствительны к качеству перекачиваемой жидкости. Подача жидкости центробежными насосами непрерывна. Однако центробежные насосы до пуска в ход должны быть залиты перекачиваемой жидкостью. Высота напора жидкости в центробежном насосе зависит от числа его оборотов, поэтому при малой производительности и большом напоре предпочитают пользоваться поршневым насосом. Стоимость центробежного насоса небольшой производительности и большого напора значительно выше, чем поршневого. Поршневой насос имеет более высокий к. п. д., чем центробежный.

11. ПРОПЕЛЛЕРНЫЙ И ВИНТОВОЙ НАСОСЫ

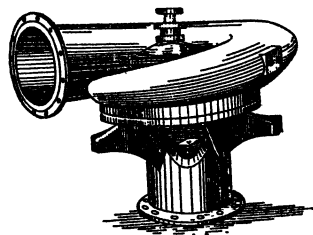
Пропеллерный насос показан на фиг. 49. Рабочий диск этого насоса состоит из трех лопастей, образующих пропеллер, чем и объясняется название насоса.



Фиг. 49. Пропеллерный насос.



а)



б)

Фиг. 50. Диагональный (винтовой) насос:
а — ротор; б — корпус.

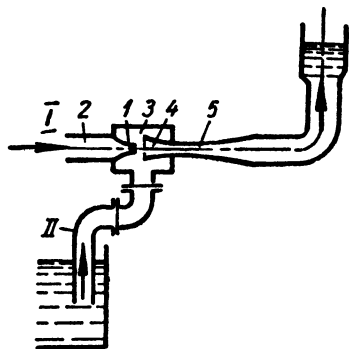
Диагональный, или винтовой, насос. На фиг. 50, а изображено рабочее колесо насоса, а на фиг. 50, б — его корпус. Винтовые насосы применяются для перекачки вязких жидкостей.

12. СТРУЙНЫЙ, ШЕСТЕРЕНЧАТЫЙ И КРЫЛЬЧАТЫЙ НАСОСЫ

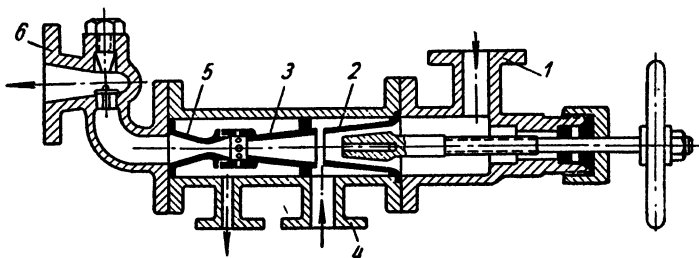
Струйный насос. Схема устройства струйного насоса приведена на фиг. 51. Вода под напором подводится через трубопровод 2 и через конически сходящуюся насадку 1 поступает с большой скоростью в расширенную смесительную камеру 3.

Давление в смесительной камере вследствие увеличения скорости понижается и оказывается меньшим атмосферного. Поэтому вода засасывается из питательного резервуара в смесительную камеру.

Переходя с большой скоростью из насадки 1 в насадку 4, вода увлекает механически частицы окружающей ее среды (газообразной или жидкой) и вместе с ними, сообщив им часть своей кинетической энергии, поступает с большой скоростью в узкое сечение диффузора 5. Продвигаясь далее по расширяющемуся каналу диффузора, смесь уменьшает свою скорость, за счет которой повышается напор до величины, обусловленной противодавлением в нагнетательной трубе. Величина к. п. д. такого насоса невелика — 15—30%.



Фиг. 51. Струйный насос.

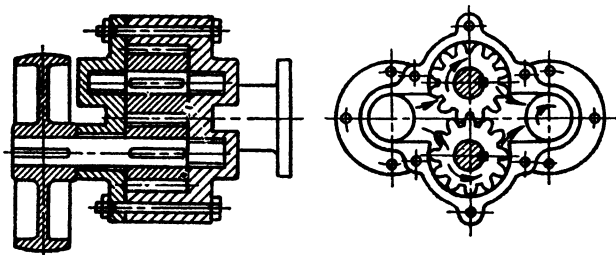


Фиг. 52. Пароводяной струйный насос.

По такому же принципу действует пароводяной струйный насос-инжектор (фиг. 52). Пар, входящий по патрубку 1, пройдя сходящуюся насадку 2, входит с большой скоростью и при пониженном давлении в смесительную насадку 3; при входе в эту смесительную насадку он подсасывает через патрубок 4 воду и увлекает ее за собой. Пар, входя в соприкосновение с водой, отдает часть своей кинетической энергии воде и конденсируется. В нагнетательной расширяющейся насадке 5 полученная большая скорость преобразуется в давление, с которым вода поступает к патрубку 6.

К. п. д. инжектора равен 10—15%.

Пароводяной насос получил большое применение на транспорте и в промышленности. Первым изобретателем парового инжектора был русский техник А. И. Шпаковский, получивший в 1868 г. патент на свое изобретение, после чего и начался массовый выпуск насосов этого типа.



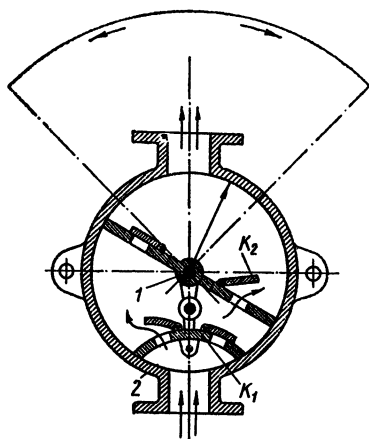
Фиг. 53. Шестеренчатый насос.

Шестеренчатый насос (фиг. 53) состоит из двух шестеренок, помещенных в общий кожух. Шестеренки вращаются в противоположных направлениях, одна из шестеренок — ведущая, другая — ведомая. Жидкость в этом насосе перемещается со всасывающей стороны в нагнетательную во впадинах между зубьями, движущимися вдоль стенок кожуха.

К. п. д. шестеренчатого насоса равен 0,6—0,8. Насосы этого типа при $n = 250 \div 400$ об/мин передают от 1 до 8 л жидкости в минуту.

Шестеренчатые насосы получили большое применение для подачи масла в систему смазки и для подачи охлаждающей воды на резец станка.

Крыльчатый насос. Устройство одного из часто применяемых ручных насосов с проходным поршнем — крыльчатого насоса приведено на фиг. 54. Крыло 1 качается вокруг оси внутри цилиндра 2 при помощи



Фиг. 54. Крыльчатый насос.

рукоятки. В крыле 1 имеются два нагнетательных клапана K_2 , в неподвижной диафрагме находятся всасывающие клапаны K_1 . Плоскость крыла вплотную прилегает к стенкам цилиндра. При повороте этого крыла в правую сторону между ним и неподвижной диафрагмой в левой нижней полости создается разрежение и происходит всасывание жидкости, в то же время в правой нижней полости создается повышенное давление, и жидкость нагнетается в

верхнюю полость цилиндра, откуда выходит через верхний патрубок. Расход Q описанного насоса равен 90 л/мин . Такие насосы создают напор $H = 30 \div 40 \text{ м}$ при $\eta_n = 0,8 \div 0,9$.

Пример 1. Определить мощность, потребляемую насосом производительностью $Q = 6,5 \text{ л/сек}$ воды, напор насоса $H = 31 \text{ м}$, к. п. д. насоса $\eta_n = 0,7$.

По формуле (36)

$$N_n = \frac{\gamma Q H}{75 \eta_n} \text{ л. с.}$$

находим

$$N_n = \frac{1000 \cdot 0,0065 \cdot 31}{75 \cdot 0,7} = 3,8 \text{ л. с.}$$

ГЛАВА V

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Поток жидкости обладает теоретической мощностью

$$N_m = \frac{\gamma Q H}{75} \text{ л. с.},$$

где Q — расход жидкости в $\text{м}^3/\text{сек}$;
 H — полный напор потока в м ;
 γ — удельный вес в кг/м^3 .

Мощность потока жидкости можно использовать для приведения в движение гидравлических двигателей. *Гидравлическим двигателем (турбиной) называется машина, преобразующая потенциальную и кинетическую энергию подводимого к нему потока воды в механическую работу.*

Использование водяной энергии началось в России еще в глубокой древности. Упоминание о водяных мельницах можно встретить в документах, относящихся к XIII в. Сколько их было и в течение скольких тысячелетий они существовали до этого, точных сведений пока не имеется. Уже в XVI в. в России получили широкое распространение так называемые мутовчатые мельницы (фиг. 55), являющиеся прообразом гидравлической турбины. Такая мутовчатая мельница представляет собой колесо, вращающееся под действием падающей на него струи воды и приводящее в движение жернова.

В 1833 г. на Урале русским изобретателем Игнатием Сафоновым была создана гидравлическая реактивная турбина¹, к. п. д. которой достигал 0,7 (чрезвычайно высокий для техники того времени).

¹ Принцип работы реактивной турбины дан ниже.

Почин Сафонова сделал нашу страну одной из первых в мире по времени применения водяной турбины.

Активный принцип — действие динамическим давлением свободной струи. Рассмотрим действие вытекающей из насадки струи воды на стоящее перед ней тело (фиг. 56).



Фиг. 55. Мутовчатая мельница.

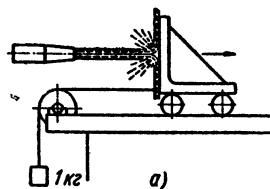
На верхней схеме (фиг. 56, а) струя воды падает на плоскую стенку: в этом случае кинетическая энергия струи переходит частично в работу перемещения стенки, а частично затрачивается на образование вихрей, нагревание жидкости и пр. Во втором случае (фиг. 56, б) для увеличения доли кинетической энергии, переходящей в полезную работу, поверхности стенки придана такая форма, при которой струя вступает на нее плавно, без удара. С этой целью поверхности, воспринимающей струю, придана форма, при которой струя совершает поворот и уходит с поверхности в направлении, обратном первоначальному движению струи. При повороте струи проявляются центробежные силы, вызывающие перемещение стенки.

Такое воздействие струи на поверхность называется активным, и турбины, работающие на основе такого принципа, называются активными. В активных турбинах перемещение рабочих поверхностей осуществляется только за счет кинетической энергии струи.

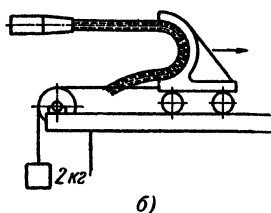
Реактивный принцип — действие напором. Наполним сосуд (фиг. 57) жидкостью и в одной из стенок его сделаем отверстие, чем уменьшим поверхность стенки, а следовательно, уменьшим и боковое давление жидкости на эту стенку, давление же на противоположную стенку останется прежним, поэтому сосуд будет двигаться в сторону, противоположную направлению истечения струи жидкости.

Существование такого давления можно показать, взяв стеклянную трубку, изогнутую под углом (фиг. 58), и соединив ее при помощи резиновой трубки 1 с водопроводным краном 2. Как только пустим воду, мы увидим, что трубка отклонится в сторону, противоположную вытеканию струи. Сила, вызывающая в первом случае

движение сосуда, а во втором — отклонение трубки, называется реактивной силой. Воздействие этой силы на поверхность называется реактивным, а турбины, работающие по этому принципу, — реактивными турбинами.

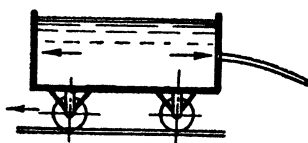


а)

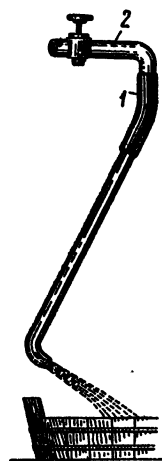


б)

Фиг. 56. Активный принцип действия воды.



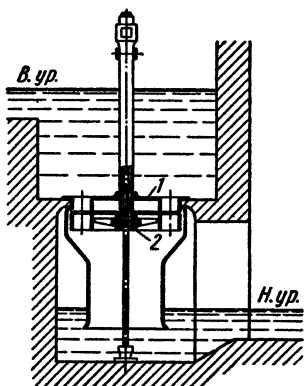
Фиг. 57. Реактивный принцип действия воды.



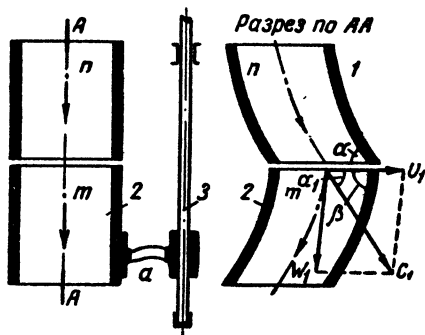
Фиг. 58. Реакция вытекающей струи.

2. УСТРОЙСТВО ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБИН

Основными частями гидравлической турбины (фиг. 59) являются неподвижный направляющий воду аппарат 1 и рабочее колесо 2.



Фиг. 59. Статор и ротор гидравлической турбины.



Фиг. 60. Направляющий аппарат гидравлической турбины (схема).

Направляющий аппарат представляет собой неподвижное кольцо с изогнутыми лопатками 1 (фиг. 60). Его назначение — распределение, надлежащее направление потока воды, поступающей на рабочее колесо турбины, и регулирование мощности турбины.

Рабочее колесо, укрепленное на валу 3 турбины, представляет собой подвижное кольцо с изогнутыми лопатками 2. Рабочее колесо воспринимает энергию потока воды и преобразует ее в механическую энергию вращения вала турбины.

Для уяснения работы турбины представим себе два канала прямоугольного сечения — неподвижный n и подвижный m , расположенные один над другим, причем оси у обоих каналов изогнуты в противоположных направлениях (разрез по А—А). Вода выходит из неподвижного канала со скоростью c_1 в направлении, определяемом углом α_1 .

При вступлении воды на лопатки рабочего колеса 2 скорость c_1 разлагается на окружную скорость \bar{u}_1 и на относительную скорость \bar{w}_1 .

Движение воды в направлении скорости \bar{u}_1 обуславливает наличие давления на стенку канала. Это давление вызывает вращение подвижного канала m вокруг оси жестко связанного с ним вала 3 турбины. Составляющая w_1 скорости дает скорость перемещения воды по каналу m .

В рассмотренной турбине вода движется вдоль оси турбины, поэтому она называется осевой.

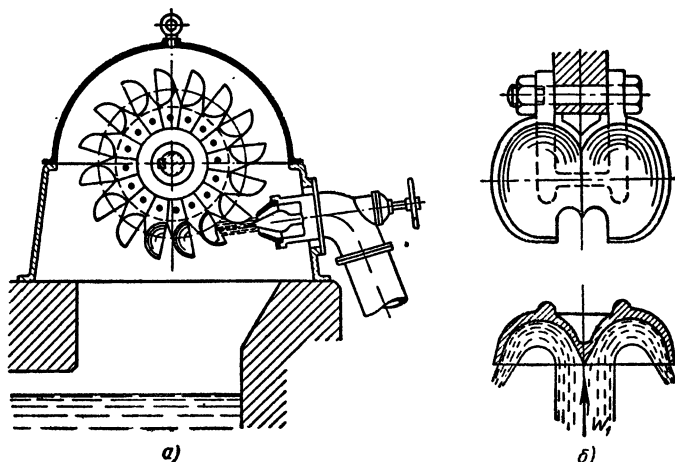
Каналы направляющего аппарата и рабочего колеса турбины могут быть расположены не только вертикально, но и горизонтально (см. фиг. 62). В этом случае вода движется по радиусу, поэтому такая турбина носит название радиальной (с наружным подводом воды).

Активная турбина. Одним из наиболее распространенных типов гидравлических турбин активного действия является получившая большое применение в сельском хозяйстве и промышленности тангенциальная турбина, приведенная на фиг. 61, а. Наружный обод диска представляет собой ряд лопаток в форме ковшей (фиг. 61, б), выступающее по середине ковша ребро разделяет струю воды, поступающую из насадки, на струи, стекающие с края ковша в направлении, противоположном первоначальному. Все колесо заключено в металлический кожух.

В рассмотренной турбине (Пельтона) вода бьет по направлению касательной к круговому пути ковшей, поэтому такие турбины называются **т а н г е н ц и а л ь н ы м и**. Тангенциальная турбина для своей работы использует сравнительно небольшое количество воды, но зато требует очень значительного напора.

Реактивная турбина. Если подвижные каналы рабочего колеса сделать суживающимися, то образуется внутренний подпор, давление в зонах перехода воды из направляющего аппарата на рабочее колесо становится выше, чем в окружающих зонах, соприкасающихся с рабочим диском (фиг. 62). Следовательно, в реактивной турбине в направляющем аппарате не весь напор воды превращается в кинетическую энергию, а частично используется и на рабочем колесе турбины. Реактивные турбины иначе называют турбинами с подпором воды.

Так как вода входит на лопатки рабочего колеса с некоторой скоростью и так как эти лопатки изогнуты, то, кроме реактивной силы, на них будет действовать и активная сила, т. е., строго говоря, такая турбина является активно-реактивной.



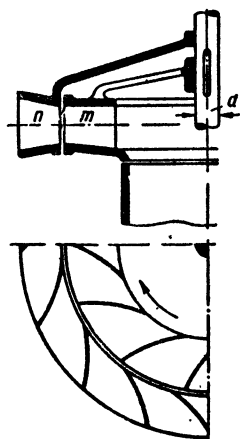
Фиг. 61. Турбина Пельтона:

a — турбина; *б* — ковш.

Впервые идея создания реактивного гидравлического двигателя была высказана академиком Петербургской академии наук Л. Эйлером. Ввиду того что Эйлер только нарисовал свой направляющий аппарат, но не построил его, а вывод изложил в недоступной для техников того времени математической форме, его турбина была осуществлена лишь через столетия.

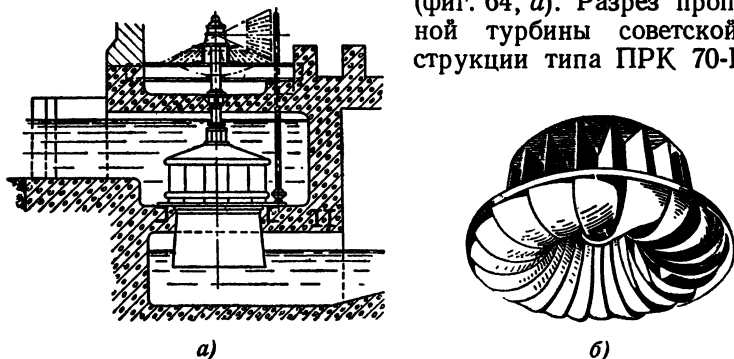
Реактивные турбины, имея в рабочем аппарате давление, превышающее давление окружающей среды, работают при низких⁵ уровнях воды. Отрицательной стороной работы реактивных турбин является необходимость наличия для их нормальной работы большого количества воды.

Рассмотренная выше реактивная турбина (Френсиса) получила большое распространение. Схема установки турбины показана на фиг. 63, *a*, фотография рабочего колеса турбины показана на фиг. 63, *б*. При низком напоре турбина Френсиса делает малое число оборотов, тем меньше, чем меньше напор. Опыты по увеличению числа оборотов привели конструкторов к созданию рабочего колеса с двумя-



Фиг. 62. Схема гидравлической реактивной турбины.

четырьмя большими лопатками. Схема такой турбины (системы Каплана) дана на фиг. 64, б. Наиболее удобным, обтекаемым оказалось рабочее колесо, имеющее форму пропеллера или гребного винта (фиг. 64, а). Разрез пропеллерной турбины советской конструкции типа ПРК 70-ВО-60*

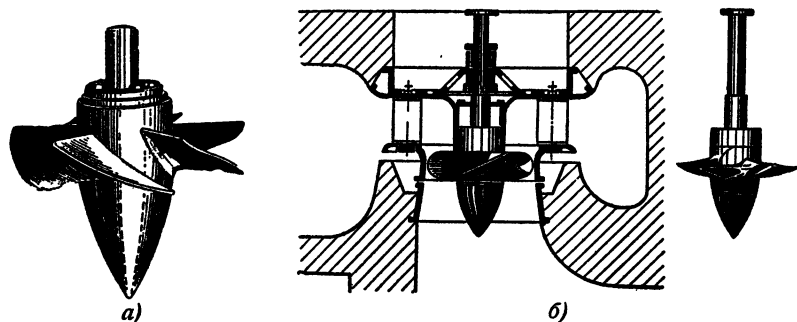


Фиг. 63. Турбина Фрэнсиса:

а — общий вид; б — ротор.

дан на фиг. 65. Область применения пропеллерных турбин — малонапорные установки (H до 20 м), с большим количеством воды.

Мощность и к. п. д. гидравлических турбин. Сопротивление частей турбины протеканию жидкости и механическое трение ее движущихся частиц составляют потери энергии. Отношение мощ-



Фиг. 64. Турбина Каплана:

а — пропеллерное колесо; б — схема установки.

ности, действительно получаемой на валу гидравлического двигателя, к его теоретической мощности называется эффективным к. п. д. двигателя и обозначается буквой η_e :

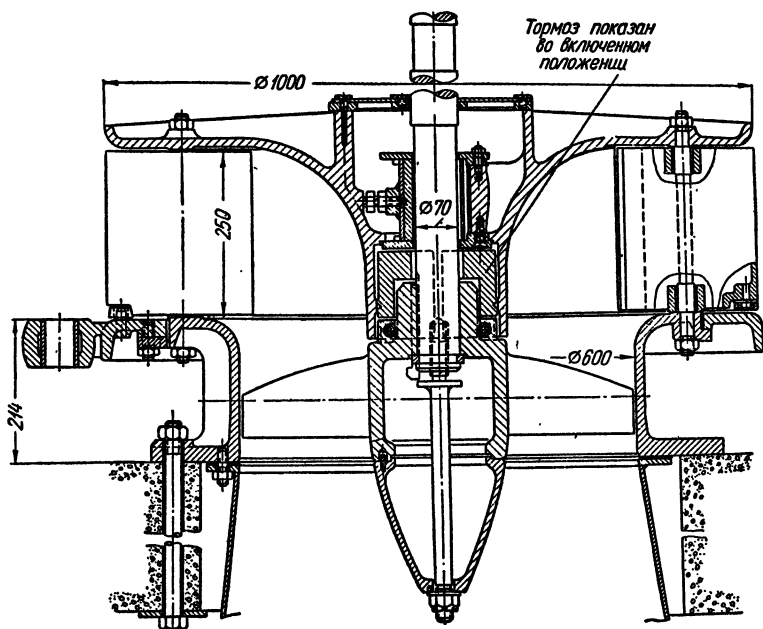
$$\eta_e = \frac{N_e}{N_m}, \quad (47a)$$

* Пропеллерная по типу Каплана № 70, вертикальная, открытая, с рабочим колесом диаметром 60 см.

откуда эффективная мощность двигателя равна

$$N_e = \eta_e \frac{\gamma Q H}{75} \text{ л. с.}, \quad (476)$$

где η_e обычно колеблется в пределах 0,90—0,93.



Фиг. 65. Пропеллерная турбина системы Капрана марки ПРК-70-ВО-60.

Нашими заводами выпускаются гидравлические турбины различных типов, работающие в СССР на многочисленных гидросиловых установках.

Примером маломощной низконапорной турбины может служить турбина марки ПРК 70-ВО-60 мощностью $N_e = 3,8 \div 62,5 \text{ кВт}$, $n = 250 \div 670 \text{ об/мин}$.

Очень мощные гидравлические турбины создаются советскими специалистами для новых крупнейших гидроэлектростанций. Гидротурбины, предназначенные для Куйбышевской и Сталинградской гидроэлектростанций, имеют мощность 126 000 кВт при нормальном расчетном напоре 22,5 м. Таких турбин еще никогда и нигде в мире не создавалось.

3. ГИДРОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СООРУЖЕНИЯ

Первая в мире гидросиловая установка с центральным двигателем, приведшим в движение всю систему рабочих механизмов предприятия, была создана К. Д. Фроловым в 1763—1765 гг. на Змеиногорском руднике (Алтай).

Гидросиловые установки, получившие в последнее время большое распространение, особенно в СССР, используют энергию воды, покоящейся или протекающей по поверхности земли. Как известно из курса гидравлики, полный напор движущегося потока воды H определяется скоростью движения (скоростным напором $\frac{c^2}{2g}$), пьезометри-



Фиг. 66. Схема напорной гидроэлектростанции.

ческой высотой $\frac{p}{\gamma}$ и местоположением водяного запаса — геодезической высотой z . Ввиду того что обычно первые два слагаемых в условиях течения больших рек и при наличии больших водных объемов сравнительно невелики, прибегают к увеличению третьего слагаемого — геодезической высоты. В связи с этим приходится прибегать к постройке плотин на реках и строительству водохранилищ в горах. Как можно видеть на фиг. 66 вода из напорного бассейна через решетку 2 и пусковой затвор 1 подводится по напорному трубопроводу 3 к турбине 4, расположенной в здании гидросиловой станции. Пройдя турбину, вода поступает в водоотводящее русло.

Гидроэлектрические станции. *Гидроэлектрической станцией называется гидросиловая установка в которой механическая энергия потока воды превращается в электрическую энергию. Это превращение осуществляется в приводимых в движение водяными турбинами генераторах электрического тока.*

Вопрос использования энергии воды для приведения в движение гидротурбин с целью получения электроэнергии был впервые поставлен в 1876 г. русским инженером Ф. А. Пироцким, выступившим в печати со статьей «О передаче работы воды, как двигателя, на всякое расстояние», ему же принадлежат и первые опыты в этом направлении в 1876—1880 гг.

Великие вожди большевистской партии и советского государства В. И. Ленин и И. В. Сталин с первых же дней существования советской власти выделили важнейшее, ведущее звено в народном хозяйстве, которое наиболее эффективно и в кратчайшее время смогло вывести нашу страну из экономической разрухи. Таким ведущим звеном, как известно, явилась электрификация. При этом исключительно большое значение придавалось использованию водной энергии — гидроэнергетике.

В мае 1918 г., принимая решение об организации Управления по сооружениям водного хозяйства, Совет Народных Комиссаров РСФСР по инициативе В. И. Ленина утвердил план гидротехнического строительства. В этом плане на первом месте стояло сооружение крупнейших по масштабу и вместе с тем впервые возводимых в нашей стране гидроэлектростанций — Волховской, Свирьской, Кондопожской, Днепровской.

В качестве примера приведем описание первенца советского гидростроительства — Волховской гидроэлектрической станции.

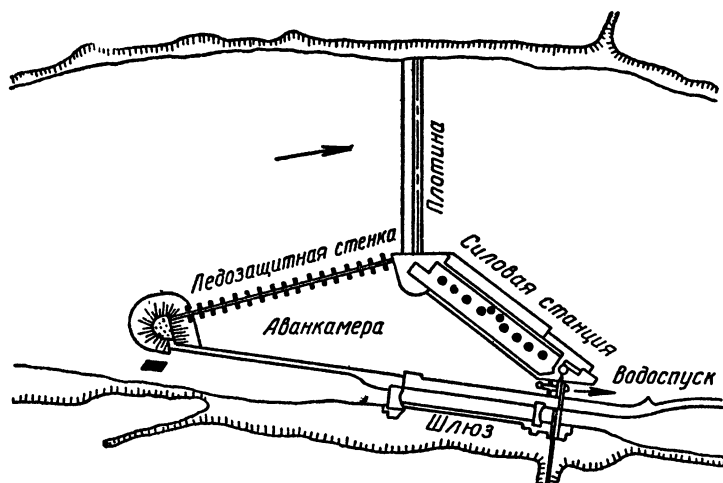
Волховская ГЭС расположена на р. Волхов. Выбор места станции был обусловлен порогами. Сооружением плотины был создан средний напор 10,5 м, что дало возможность, кроме использования водной энергии, затопить пороги и улучшить судоходные условия реки. К плотине, перегораживающей реку, примыкают здание гидросиловой станции (фиг. 67) и ледозащитная стенка, образующие совместно с водораздельной стенкой аванкамеру. Ледозащитная стенка, защищает аванкамеру от попадания в нее льда из реки во время ледохода. Шлюз служит для пропуска судов и сплава леса. Для спуска избытков воды и льда, образующегося в аванкамере, служит водоспуск, расположенный между зданием станции и шлюзом. Вода из реки через подводные арки ледозащитной стенки попадает в аванкамеру, а затем к турбинам.

Турбины вращают генераторы. Турбина и генератор составляют вместе агрегат, называемый турбогенератором. В здании станции установлено восемь главных агрегатов мощностью по 11 500 л. с. и два вспомогательных по 1000 *квт* с вертикальными турбинами Фрэнсиса.

Диаметр рабочего колеса основной турбины 5,03 м, вес его 39 т, число оборотов n равно 75 в минуту. Генераторы производят переменный ток напряжением 10 000 в, который, пройдя распределительное устройство и трансформаторы, повышающие напряжение с 10 000 до 120 000 в, поступает в линию передачи. Выработка станции в среднем 225 млн. *квт-ч* энергии в год.

Решающее значение для развития гидроэнергостроительства имел план ГОЭЛРО. Из 30 электростанций, намеченных к постройке и выполненных по этому плану, девять было гидроэлектрических.

Законом о пятилетнем плане восстановления и развития народного хозяйства нашей страны на 1946—1950 гг. было намечено: «Развернуть строительство гидроэлектростанций, обеспечив всемерное повышение удельного веса гидроэлектроэнергии в выработке электроэнергии по народному хозяйству. Ввести в действие за пятилетие гидроэлектростанций на общую мощность в 2300 тыс. киловатт».



Фиг. 67. План Волховской гидроэлектростанции.

За время этой пятилетки были восстановлены все разрушенные во время войны гидроэлектростанции. Была восстановлена Днепроовская гидроэлектростанция имени Ленина. Кроме того, были построены и полностью введены в действие новые гидроэлектростанции — Щербакoвская, Нивская № 3, Фархадская, Храмская, Сухумская, Краснополянская, Широковская и др. Были осуществлены большие строительные работы по Верхне-Свирьской, Усть-Каменогорской, Гюмушской, Цимлянской, Нивской № 1, Маткожненской и другим гидроэлектростанциям. Широко развернуто строительство Горьковской гидроэлектростанции на Волге и Молотовской гидроэлектростанции на Каме. В пятой пятилетке в соответствии с директивами XIX съезда партии продолжается осуществление широкого строительства гидроэлектрических станций.

Ярчайшим выражением внимания нашей партии и правительства к дальнейшему усилению энергетической базы народного хозяйства нашей Родины являются исторические решения Совета Министров СССР о строительстве Куйбышевской, Сталинградской и Каховской электростанций и судоходного канала Волга — Дон.

Куйбышевская гидроэлектростанция будет иметь мощность около 2 млн. *квт* — вырабатывать около 10 млрд. *квт-ч* электроэнергии в средний по водности год.

Сталинградская гидроэлектростанция будет иметь мощность не менее 1 700 000 *квт* с выработкой электроэнергии около 10 млрд. *квт-ч* в средний по водности год.

Каховская гидроэлектростанция на Днепре, в районе Каховки, будет иметь мощность 250 000 *квт* и вырабатывать около 1,2 млрд. *квт-ч* электроэнергии в средний по водности год.

Уже открыт¹ и эксплуатируется судоходный Волго-Донской канал имени В. И. Ленина, соединивший Волгу с Доном в районе от Сталинграда до Калача на Дону. Длина этого канала 101 км.

С окончанием строительства мощность новых гидроэлектростанций достигнет 4 220 000 *квт*, а годовая выработка электроэнергии превысит 22 млрд. *квт-ч*. Эта выработка электроэнергии более чем в 10 раз превзойдет выработку всех электростанций дореволюционной России.

Новые гидростанции будут вырабатывать самую дешевую в мире электроэнергию и дадут возможность сэкономить около 50 млн. *т* топлива в год.

Создание гигантских сооружений на Волге и Днепре является наглядным доказательством дальнейшего мощного расцвета экономики и культуры нашей Родины и неуклонного подъема материального благосостояния трудящихся.

¹ 27 июля 1952 г.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА
И ТЕОРИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

1. ТЕПЛОВАЯ ЭНЕРГИЯ

Каждое тело, как известно из физики, состоит из молекул и атомов. Эти мельчайшие частицы связаны между собой силами взаимного притяжения и находятся в непрерывном и беспорядочном движении. Силы взаимного притяжения зависят от расстояния между этими частицами. В твердых телах эти расстояния настолько малы, что силы сцепления оказываются в состоянии удержать движущиеся частицы около каких-то средних положений. В газообразных телах расстояния между молекулами значительно больше и силы притяжения между ними настолько незначительны, что практически почти не влияют на движение молекул.

С точки зрения молекулярно-кинетической теории *тепловая энергия тела есть суммарная энергия молекулярного и внутри-молекулярного беспорядочного движения*. Это беспорядочное движение тесно связано с температурой вещества: чем выше скорость движения молекул данного вещества, тем больше степень нагрева тела, тем выше его температура. Так как при одной и той же температуре вещества отдельные молекулы движутся с разными скоростями и обладают неодинаковой кинетической энергией, то температура является мерой средней кинетической энергии поступательного движения молекул. Средняя кинетическая энергия движущихся молекул не поддается простому непосредственному измерению, температура же может быть определена сравнительно просто.

При соприкосновении двух тел с разной температурой теплота передается от более нагретого тела к менее нагретому.

Температура более нагретого тела уменьшается, а менее нагретого увеличивается. Переход тепла прекращается при установлении одинаковой температуры обоих тел.

Таким образом, *тепло является одной из форм передачи энергии*.

Объяснение тепловых явлений на основе движения отдельных частиц тела впервые дал великий русский ученый М. В. Ломоносов, заложивший основы современной кинетической теории вещества.

Представления М. В. Ломоносова значительно опередили воззрения его современников, большинство которых считало, что

теплота представляет собой некоторую невидимую невесомую жидкость — «теплород», перетекающую от более нагретого тела к менее нагретому. Иностранные ученые пришли к ломоносовскому пониманию природы тепла на столетие позднее.

2. ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Технической термодинамикой называется наука, изучающая свойства тепловой энергии и законы превращения тепла в механическую энергию.

В технической термодинамике устанавливаются принципы наиболее экономичных способов преобразования теплоты в работу, осуществляемые при помощи машин-двигателей. Техническая термодинамика дает теоретические основы для ряда специальных курсов — паровых котлов, тепловых двигателей и т. п.

Осуществление процесса преобразования тепла в механическую энергию невозможно без наличия вещества — носителя энергии, называемого рабочим телом. В технике в качестве рабочих тел обычно используются газы и пары. Поэтому в технической термодинамике изучаются также свойства этих рабочих тел.

3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Свойства рабочих тел зависят от их состояния. Состояние рабочего тела характеризуется величинами, которые называются *параметрами* состояния. В технической термодинамике основными параметрами являются температура, давление и удельный объем.

Для измерения температур могут быть использованы различные свойства тел, изменение которых зависит непосредственно от температуры. К числу таких свойств относится в первую очередь способность тел увеличивать свой объем при повышении температуры. На использовании этого свойства основано действие жидкостных и газовых термометров.

Градуировка термометров может быть произведена различными способами.

В настоящее время температура кипения воды при нормальном атмосферном давлении (760 мм рт. ст.) принимается равной 100° , а температура таяния льда 0° . Так называемая международная температурная шкала основана на шести постоянных точках, в числе которых находятся точки 0 и 100° . Эта шкала является практическим осуществлением термодинамической 100 -градусной шкалы, принцип которой состоит в ее универсальности, независимости от индивидуальных свойств тех или иных веществ. Температура по международной шкале обозначается буквой t со знаком $^{\circ}\text{C}$ (буква C принадлежит русскому слову «стоградусный» или латинскому «centum», что значит «сто»). Так, например, для обозначения 20° по

этой шкале пишут $t = 20^\circ \text{C}$, а для обозначения температуры 30° ниже нуля пишут $t = -30^\circ \text{C}$.

Градуированные по международной шкале газовые термометры практически имеют равномерные деления. Такие газы, как гелий, могут быть использованы для измерения весьма низких температур.

Практически наиболее часто применяются жидкостные термометры — ртутные (до температуры -39°) или спиртовые (до температуры -114°). Следует заметить, что температурное расширение жидкостей не пропорционально изменению температуры по международной шкале, поэтому жидкостные термометры, градуированные по этой шкале, имеют неравномерные деления.

Некоторое время применялась шкала Цельсия ($^\circ\text{C}$), в которой расстояние между точками 0 и 100° жидкостного термометра делится на 100 равных частей. Показания термометра Цельсия отличаются от международной шкалы для всех температур, кроме 0 и 100° .

В Англии и США температуру измеряют по шкале Фаренгейта, обозначаемой $^\circ\text{F}$. По этой шкале точка таяния льда $+32^\circ \text{F}$, а точка кипения воды при нормальном давлении $+212^\circ \text{F}$. Пересчет градусов со шкалы Фаренгейта на 100-градусную производится по следующей формуле:

$$t^\circ \text{C} = \frac{5}{9} (t^\circ \text{F} - 32^\circ).$$

В термодинамике преимущественное применение имеет абсолютная шкала температур (шкала Кельвина). В этой шкале расстояние между точками плавления льда и кипения воды при нормальном давлении также разделено на 100 частей, как и в 100-градусной шкале, но ноль (абсолютный ноль температуры) лежит на 273 (точнее 273,16) деления ниже точки плавления льда. Понятие о высшей степени холода — абсолютном нуле — было дано М. В. Ломоносовым задолго до того, как идея об абсолютном нуле была признана мировой наукой.

Температура, измеренная по абсолютной шкале (абсолютная температура), обозначается буквой T , а число градусов сопровождается знаками $^\circ\text{K}$. Так, например, пишут $T = 290^\circ \text{K}$. При этом

$$T = t^\circ + 273^\circ. \quad (1)$$

Очевидно, что 0° по абсолютной шкале соответствует -273°C (точнее, $-273,16^\circ \text{C}$), а 0° по 100-градусной шкале соответствует $+273^\circ \text{K}$ (точнее, $+273,16^\circ \text{K}$).

Основные понятия о давлении и удельном объеме даны в разделе «Гидравлика».

Давлением (точнее, удельным давлением) называется сила, с которой газ давит на единицу поверхности, например, стенки. Давление газообразного тела есть результат ударов беспорядочно движущихся молекул тела.

Основная единица давления, применяемая в технической термодинамике, есть 1 кг/см^2 (особого названия эта единица не имеет). В теплотехнике единицей для измерения давлений служит 1 кг/см^2 . Эта единица называется технической атмосферой и обозначается *ат*.

Так как в 1 м^2 содержится $10\,000 \text{ см}^2$, то, следовательно, давление, измеренное в кг/м^2 , выражается числом в 10^4 раз большим, чем число технических атмосфер.

По ГОСТ давление обозначается буквой *p* независимо от принятых единиц измерения, но в необходимых случаях приходится прибегать к различным обозначениям.

Если давление в кг/м^2 обозначить через p' , а то же давление в кг/см^2 — через p'' , то связь между ними по предыдущему будет

$$p' = 10^4 p'', \text{ или } p'' = \frac{p'}{10^4}.$$

Давление как параметр состояния газа называется абсолютным давлением (оно измеряется от абсолютного нуля давлений) и может быть обозначено $p_{\text{абс}}$. Если абсолютное давление газа в каком-либо баллоне составляет 17 кг/см^2 , то это можно записать таким образом: $p = 17 \text{ кг/см}^2$ абс., или сокращенно $p = 17 \text{ ата}$, где *ата* обозначает абсолютное давление в кг/см^2 .

Однако большинство приборов для измерения давлений показывает не абсолютное давление, а разность между ним и окружающим атмосферным давлением. Эта разность называется избыточным или манометрическим давлением и может обозначаться $p_{\text{ман}}$. Если манометр показывает 16 кг/см^2 , это записывают так: $p = 16 \text{ кг/см}^2$ изб., или сокращенно $p = 16 \text{ ати}$, где знак *ати* обозначает избыточное давление в кг/см^2 .

Обозначая показание барометра через p_b (абсолютное давление атмосферного воздуха), можем написать:

$$p_{\text{абс}} = p_b + p_{\text{ман}}.$$

В тех случаях, когда давление в баллоне меньше окружающего, измеряют разность между окружающим и внутренним давлениями. Эта разность называется разрежением (вакуумом) и может быть обозначена $p_{\text{вак}}$. Абсолютное давление внутри баллона в этом случае будет

$$p_{\text{абс}} = p_b - p_{\text{вак}}.$$

Небольшие давления часто измеряются столбом жидкости, например, ртути, воды и пр. Так, барометрическое давление обычно измеряется в *мм* ртутного столба. Как известно, нормальное барометрическое давление уравнивается столбом ртути в 760 мм при 0° С . Зная удельный вес ртути, нетрудно вычислить, что давление, создаваемое этим столбом у его основания, будет равно $1,0332 \text{ кг/см}^2$. Это давление называют иногда физической

атмосферой и обозначают $Aт$. Техническая атмосфера меньше физической, соответственно высота ртутного столба, уравновешивающего давление 1 кг/см^2 , будет $735,6 \text{ мм рт. ст.}$ при 0°С .

Малые разности давлений часто измеряются водяным столбом (например, потеря давления между двумя точками газохода парового котла). Высота водяного столба в $13,595$ раза больше высоты ртутного столба. Легко показать, что 1 мм водяного столба соответствует разности давлений 1 кг/м^2 .

При наличии температуры $t_0 = 0^\circ \text{С}$ и давления $p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$ говорят, что рабочее тело находится в термодинамических «нормальных условиях».

Удельным объемом вещества v называется объем единицы веса; он равен частному от деления объема тела $V \text{ м}^3$ на его вес $G \text{ кг}$. Таким образом,

$$\boxed{v = \frac{V}{G}} \quad \text{м}^3/\text{кг}. \quad (1)$$

Иначе удельный объем есть объем, занимаемый 1 кг вещества.

Удельный объем при нормальных условиях можно обозначить через v_0 (при $t_0 = 0^\circ \text{С}$ и $p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$). Если полный объем, занимаемый рабочим телом при 0°С и 760 мм рт. ст. , обозначить через V_0 , то

$$v_0 = \frac{V_0}{G} \quad \text{нм}^3/\text{кг}.$$

Знак нм^3 показывает, что данное число кубических метров измерено при нормальных условиях. Для кислорода, например, $v_0 = 0,700 \text{ нм}^3/\text{кг}$, для азота $v_0 \approx 0,8 \text{ нм}^3/\text{кг}$.

Обратная удельному объему величина носит название удельного веса и обозначается через γ . Таким образом,

$$\boxed{\gamma = \frac{G}{V}} \quad \text{кг/нм}^3. \quad (1a)$$

Очевидно, что

$$v\gamma = 1; \quad v = \frac{1}{\gamma}; \quad \gamma = \frac{1}{v}.$$

При нормальных условиях

$$\gamma_0 = \frac{G}{V_0} \quad \text{кг/нм}^3.$$

Для атмосферного воздуха, например, $\gamma_0 = 1,293 \text{ кг/нм}^3$, следовательно,

$$v_0 = \frac{1}{\gamma_0} = \frac{1}{1,293} = 0,774 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Пример 1. Манометр на паровом котле показывает давление 16 кг/см^2 . Атмосферное давление по барометру равно 760 мм рт. ст. при 0° . Определить абсолютное давление пара в кг/см^2

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{в}} + P_{\text{жид}}$$

Подставляя значения, имеем

$$P_{абс} = \frac{770}{735,0} + 16 = 1,047 + 16 = 17,047 \text{ кг/см}^2.$$

Если бы барометрическое давление было принято за 1 *ата*, то результат получился бы равным

$$P_{абс} = 1 + 16 = 17 \text{ ата.}$$

Ошибка составит

$$17,047 - 17 = 0,047 \text{ ат, или } \frac{0,047}{17,047} = 0,27\%$$

что вполне допустимо.

Следовательно, барометрическое давление в данном случае (при большом давлении) можно было не измерять.

Пример 2. Ртутный вакуумметр показывает разрежение 700 мм рт. ст. при 0° С, барометрическое давление 770 мм рт. ст. при той же температуре. Определить абсолютное давление.

По формуле (11а)

$$P_{абс} = P_b - P_{вак} = 770 - 700 = 70 \text{ мм рт. ст.,}$$

т. е.

$$P_{абс} = \frac{70}{735,6} = 0,095 \text{ кг/см}^2.$$

Если принять барометрическое давление равным 1 *ата*, то получим

$$P_{абс} = 1 - \frac{700}{735,6} = 1 - 0,95 = 0,05 \text{ ата.}$$

Абсолютная ошибка составляет

$$0,095 - 0,05 = 0,045 \text{ ата,}$$

или

$$\frac{0,045}{0,095} 100 = 47,5\%$$

что совершенно недопустимо.

Следовательно, при измерении малых давлений обязательно должно измеряться и барометрическое давление.

ГЛАВА I

ГАЗОВЫЕ ЗАКОНЫ

1. ИДЕАЛЬНЫЙ ГАЗ

Идеальным называется газ, в природе не существующий, состоящий из абсолютно упругих молекул, между которыми не действуют силы взаимного притяжения, а объем, занимаемый молекулами, исчезающе мал по сравнению с объемом газа.

Объемом газа называют пространство, в котором перемещаются молекулы, составляющие данный газ.

Действительно существующие газы называются реальными газами. Молекулы реального газа имеют определенный объем и обладают силами притяжения.

Все законы, которые рассматриваются в этой главе, относятся, строго говоря, к идеальным газам. К реальным газам они применяются приближенно, так как в обычных условиях объем молекул ничтожен по сравнению с объемом газа, также весьма незначительны и силы, действующие между молекулами.

Из физики известны для идеальных газов законы Бойля-Мариотта и Гей-Люссака.

Сущность закона Бойля-Мариотта состоит в том, что *при неизменной температуре произведение давления газа на его объем есть величина постоянная*, поэтому для 1 кг газа можно написать

$$\boxed{pv = \text{const}} . \quad (2)$$

Если, например, при $t = \text{const}$ давление увеличится в 3 раза, то объем газа в 3 раза уменьшится.

Закон Гей-Люссака говорит о том, что *при неизменном давлении объем газа изменяется прямо пропорционально абсолютной температуре*, поэтому для 1 кг газа

$$\boxed{\frac{v}{T} = \text{const}} . \quad (3)$$

2. ЗАКОН АВОГАДРО

По закону Авогадро *все газы при одинаковых давлениях и температурах в равных объемах содержат одно и то же число молекул*.

Пусть в двух закрытых сосудах равного объема 1 м³ содержатся два газа при одинаковых температурах и давлениях. Положим, что число молекул газа в каждом из этих сосудов равно M . Вес газа в первом сосуде γ_1 кг/м³, во втором γ_2 кг/м³ (удельные веса газов).

Молекулярные веса газов обозначаются через μ_1 и μ_2 . Очевидно, что

$$\gamma_1 = \mu_1 M \quad \text{и} \quad \gamma_2 = \mu_2 M.$$

Разделив эти равенства одно на другое, получим

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{\mu_1}{\mu_2},$$

т. е. *удельные веса газов при одинаковых давлениях и температурах пропорциональны их молекулярным весам*. Иначе $\gamma_1 \mu_2 = \gamma_2 \mu_1$. Так как $\gamma_1 = \frac{1}{v_1}$ и $\gamma_2 = \frac{1}{v_2}$, следовательно,

$$\frac{\mu_1}{v_2} = \frac{\mu_2}{v_1},$$

откуда

$$\mu_1 v_1 = \mu_2 v_2.$$

В общем виде получаем

$$\boxed{\mu v = \text{const}}, \quad (4)$$

т. е. произведение μv при одинаковых давлениях и температурах одинаково для всех газов.

Для выяснения смысла этого уравнения введем понятие о килограмм-молекуле, часто встречающееся в теплотехнических расчетах.

Килограмм-молекулой, или сокращенно молем (также кгмолем) называется такое количество газа, вес которого в килограммах численно равен его молекулярному весу. Так как молекулярный вес азота равен 28, следовательно, моль азота весит 28 кг, моль кислорода 32 кг, моль водорода 2 кг и т. д. Если удельный объем газа v м³/кг умножить на число килограммов, равное молекулярному весу μ , то в результате умножения получится объем моля μv .

Обозначая μv через V_μ , получим из уравнения (4)

$$\boxed{V_\mu = \text{const}}, \quad (5)$$

т. е. объем моля при одинаковых давлении и температуре является для всех газов одинаковым. Так, например, для азота, имеющего удельный объем при 0° и 760 мм рт. ст. $v_0 = 0,8$ нм³/кг, объем моля

$$V_{0\mu} = \mu v_0 = 28 \cdot 0,8 = 22,4 \text{ нм}^3.$$

Следовательно, для всех газов объем моля при нормальных условиях (т. е. 760 мм рт. ст. и 0°) равен 22,4 нм³:

$$V_{0\mu} = \mu v_0 = 22,4 \text{ нм}^3. \quad (6)$$

Руководствуясь полученным результатом, можно выразить удельный объем и удельный вес любого газа при нормальных условиях через молекулярные веса следующим образом:

$$\boxed{v_0 = \frac{22,4}{\mu} \frac{\text{нм}^3}{\text{кг}}}; \quad (6a)$$

$$\boxed{\gamma_0 = \frac{1}{v_0} = \frac{\mu}{22,4} \text{ кг/нм}^3}. \quad (6b)$$

Пример 1. Определить удельный объем кислорода при нормальных условиях. По выражению (6a)

$$v_0 = \frac{22,4}{\mu} = \frac{22,4}{32} = 0,7 \text{ нм}^3/\text{кг}$$

3. УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ДЛЯ ГАЗОВ

Уравнение состояния, или характеристическое уравнение, устанавливает связь между тремя основными параметрами состояния газа: v , p и T .

Пусть 1 кг газа должен перейти из начального состояния с параметрами p_1 , v_1 и T_1 в конечное состояние с параметрами p_2 , v_2 и T_2 .

Пусть это изменение состояния газа сначала происходит при постоянной температуре T_1 , пока давление не достигнет значения p_2 . Объем v' , занимаемый газом при температуре T_1 и давлении p_2 , можем подсчитать по закону Бойля-Мариотта

$$p_1 v_1 = p_2 v',$$

откуда

$$v' = v_1 \frac{p_1}{p_2}. \quad (a)$$

Дальнейшее изменение состояния пусть идет при неизменном давлении p_2 до достижения температуры T_2 . По закону Гей-Люссака находим связь между v' и v_2 :

$$\frac{v'}{T_1} = \frac{v_2}{T_2},$$

откуда

$$v' = v_2 \frac{T_1}{T_2}. \quad (б)$$

В равенствах (а) и (б) левые их части равны, значит равны и правые, т. е.

$$v_1 \frac{p_1}{p_2} = v_2 \frac{T_1}{T_2},$$

откуда

$$\boxed{\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}}. \quad (7)$$

За конечное состояние можно принять любое третье. Результат получится аналогичный:

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_3 v_3}{T_3}$$

и т. д. Иными словами, для любого состояния данного газа отношение произведения давления на удельный объем к абсолютной температуре является величиной постоянной:

$$\boxed{\frac{pv}{T} = \text{const}}. \quad (7a)$$

Эта постоянная обозначается буквой R и называется характеристической (или удельной) газовой постоянной. Поэтому

$$\boxed{\frac{pv}{T} = R} \quad (8)$$

или иначе

$$\boxed{pv = RT} \quad (9)$$

В этих уравнениях:

p — давление газа в $\text{кг}/\text{м}^2$;
 v — удельный объем газа в $\text{м}^3/\text{кг}$;
 T — абсолютная температура в $^\circ\text{K}$.

Равенство (9) называется уравнением состояния идеального газа, или характеристическим уравнением, написанным для 1 кг газа.

Размерность газовой постоянной R $\text{кгм}/\text{кг град}$, что видно из формулы (8) при принятых размерностях давления, удельного объема и абсолютной температуры. Килограмм в числителе и килограмм в знаменателе не следует сокращать, так как первый является мерой силы, а второй — мерой количества вещества.

При помощи уравнения состояния можно по двум известным параметрам найти третий, беря газовую постоянную из табл. VI приложения.

Умножая правую и левую части уравнения (9) на вес газа G и принимая во внимание, что $vG = V$, получим

$$pvG = GRT,$$

или

$$\boxed{pV = GRT} ; \quad (10)$$

здесь V — полный объем газа в м^3 ;
 G — вес газа в кг .

Это — уравнение состояния для любого количества газа.

При помощи уравнения (10) просто находится вес любого количества газа по известным p , V , T и R :

$$\boxed{G = \frac{pV}{RT}} . \quad (10a)$$

Умножив обе части уравнения (9) на молекулярный вес μ и заменяя $v\mu = V_\mu$ (объем моля), получим

$$pv\mu = \mu RT; \quad \boxed{pV_\mu = \mu RT} . \quad (11)$$

Это — уравнение состояния для 1 моля.

Уравнение состояния для 1 моля газа было установлено Д. И. Менделеевым.

Произведение μR может быть определено, зная, что при нормальных условиях $V_\mu = 22,4 \text{ м}^3$.

По уравнению (11)

$$\mu R = \frac{p_0 V_\mu}{T_0} = \frac{10\,332 \cdot 22,4}{273} = 848 \text{ кгм/моль град.} \quad (11a)$$

Величина $\mu R = 848$ называется универсальной газовой постоянной.

Из формулы (11) получаем

$$\boxed{pV_\mu = 848T} \quad (12)$$

где p — абсолютное давление в кг/м^2 ;

V_μ — объем 1 моля в $\text{м}^3/\text{моль}$.

Из уравнения (11a) получим

$$\boxed{R = \frac{848}{\mu}} \quad (13)$$

Уравнение (13) очень удобно для определения характеристической газовой постоянной по молекулярному весу газа.

В практике теплотехнических расчетов часто приходится объем газа пересчитывать на новые заданные параметры.

Этот пересчет, называемый приведением объема газа к новым условиям, часто применяется для перехода к термодинамическим нормальным условиям (0° и 760 мм рт. ст.). По уравнению (10)

$$\boxed{V_0 = V \frac{p}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T}} \quad (14)$$

4. ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗОВЫХ ЗАКОНОВ К РЕАЛЬНЫМ ГАЗАМ

М. В. Ломоносов первым пришел к выводу, что закон Бойля-Мариотта в применении к реальным газам не точен.

Для действительных газов не точны и прочие приведенные выше законы, однако в теплотехнике эти законы обычно применяются и к реальным газам. При больших давлениях расстояния между молекулами становятся настолько малыми, что начинают заметно проявляться силы притяжения между ними, и поэтому результаты, получаемые на основании уравнения состояния, могут значительно отличаться от истинных. В более точных расчетах пользуются специальными уравнениями состояния для реальных газов.

Пример 1. Определить характеристическую газовую постоянную метана (CH_4).

Так как для метана $\mu = 12 + 4 = 16$ кг, то по уравнению (13)

$$R = \frac{848}{\mu} = \frac{848}{16} = 53 \text{ кгм/кг·град.}$$

Пример 2. В баллоне емкостью 16 л содержится кислород при давлении по манометру 60 *ати* и температуре 18°. Определить вес кислорода G .

Характеристическая газовая постоянная кислорода

$$R = \frac{848}{\mu} = \frac{848}{32} = 26,5 \frac{\text{кгм}}{\text{кг·град}}.$$

Следовательно, по уравнению (10а)

$$G = \frac{pV}{RT} = \frac{(60 + 1) 10^4 \cdot 0,016}{26,5 (273 + 18)} = 1,265 \text{ кг.}$$

Пример 3. Газ при 2,5 *ати* и 40° занимает объем $V = 4,5$ м³. Каким будет его объем при нормальных условиях?

Так как $p_0 = 1,0332$ *ата*, $T_0 = 273^\circ \text{K}$, $p = 2,5 + 1 = 3,5$ *ата*, $T = 273 + 40 = 313^\circ \text{K}$, $V = 4,5$ м³, то по формуле (14)

$$V_0 = V \frac{pT_0}{p_0T} = 4,5 \frac{3,5 \cdot 273}{1,0332 \cdot 313} = 13,3 \text{ м}^3.$$

ЗАДАЧИ

1. Какой объем занимают 5 кг кислорода при 100° и 3,5 *ата*?
 Ответ. 1,413 м³.
2. Какой объем имеет 1 моль газа при давлении 10 *ата* и температуре 120°?
 Ответ. 2,41 м³.
3. Газ объемом 0,4 м³ и давлением 1 *ати* сжимается при постоянной температуре до давления 4 *ати*. Каков будет его конечный объем?
 Ответ. 0,16 м³.
4. Каков будет удельный объем метана при 0° и давлении 720 мм рт. ст., если при той же температуре и 760 мм рт. ст. он равен 1,394 м³/кг?
 Ответ. 1,47 м³/кг.
5. 0,5 м³ кислорода весит 0,655 кг при 15° и 1 *ата*. Каков будет удельный вес кислорода при том же давлении и 150°?
 Ответ. 0,893 кг/м³.
6. Удельный вес воздуха $\gamma_0 = 1,293$ кг/м³ при 0° и 760 мм рт. ст. Каков он при 125° и том же давлении?
 Ответ. 0,89 кг/м³.
7. В цилиндре диаметром 50 см содержится под движущимся без трения поршнем 0,2 м³ газа при 18°. На сколько метров переместится поршень, если газ нагреть при неизменном давлении до 200°?
 Ответ. 0,639 м.
8. Определить удельный вес воздуха при 20° и давлении 100 *ата* ($R_0 = 29,27$ кгм/кг·град).
 Ответ. 11,63 кг/м³.
9. Манометр, установленный на 20-литровом баллоне с углекислым газом CO_2 , показывает давление 100 *ати*, температура газа 15°. По израсходованию некоторого количества газа давление оказалось равным 76 *ати* и температура 18°. Определить вес израсходованного углекислого газа.
 Ответ. 0,94 кг.

ГЛАВА II

ГАЗОВЫЕ СМЕСИ

1. ПОНЯТИЕ О ГАЗОВОЙ СМЕСИ

Очень часто рабочим телом является газовая смесь, состоящая из нескольких отдельных газов, называемых компонентами смеси. Газовой смесью является воздух, состоящий в основном из азота и кислорода. Газовые смеси могут быть получены как в результате смешивания разных газов, так и в результате химических реакций, например, горения различных топлив.

При отсутствии химической реакции можно считать, что каждый входящий в смесь газ ведет себя так, как будто не существует других газов, составляющих данную смесь. Молекулы каждого отдельного газа перемещаются в полном объеме смеси, его температура равна температуре смеси.

Каждый газ в смеси следует своему уравнению состояния, из которого может быть получено его собственное давление при температуре смеси и ее объеме; это собственное давление отдельного газа в смеси называется *парциальным*.

Если каким-нибудь путем удалить кислород из воздуха, заполняющего герметически закрытый сосуд, то на стенки этого сосуда будет действовать лишь парциальное давление оставшегося в сосуде азота. Давление газа на стенки сосуда есть результат ударов молекул этого газа. Поэтому парциальное давление является результатом ударов молекул какого-либо одного газа, входящего в смесь.

Если составные части смеси, изолировав их, привести к общему давлению смеси (при той же температуре), то объемы каждого компонента называются *парциальными объемами*.

2. ЗАКОН ДАЛЬТОНА

Давление, испытываемое стенками сосуда от находящейся в нем смеси газов, будет результатом ударов молекул всех газов, составляющих эту смесь. При отсутствии химических реакций *давление смеси газов равно сумме парциальных давлений газов, составляющих смесь*. Это положение называют законом Дальтона.

Обозначая давление газовой смеси p , а парциальные давления компонентов $p_1, p_2, p_3, p_4, \dots, p_n$, имеем

$$p = p_1 + p_2 + \dots + p_n. \quad (15)$$

3. ВЕСОВОЙ И ОБЪЕМНЫЙ СОСТАВЫ СМЕСИ

Свойства смеси определяются свойствами отдельных газов, составляющих смесь, и количественным соотношением между ними, которое может быть задано по весу или объему. Можно задать весовой

состав смеси весом в кг каждого газа. Если веса отдельных газов $G_1, G_2, G_3, \dots, G_n$, то общий вес смеси

$$\boxed{G = G_1 + G_2 + G_3 + \dots + G_n} . \quad (16)$$

Практически часто удобнее давать состав в весовых долях. Весовой долей называется отношение веса отдельного газа к весу смеси.

Обозначая весовые доли через g_1, g_2, \dots, g_n , будем иметь

$$g_1 = \frac{G_1}{G}; \quad g_2 = \frac{G_2}{G}; \quad \dots; \quad g_n = \frac{G_n}{G} .$$

Нетрудно видеть, что

$$\boxed{g_1 + g_2 + g_3 + \dots + g_n = 1} . \quad (17)$$

Возьмем смесь, содержащую 38,4 кг N_2 и 11,6 кг O_2 ; тогда весовые доли азота и кислорода будут

$$g_{N_2} = \frac{G_{N_2}}{G} = \frac{38,4}{50} = 0,768; \quad g_{O_2} = \frac{G_{O_2}}{G} = \frac{11,6}{50} = 0,232$$

(весовой состав воздуха), а сумма

$$g_{N_2} + g_{O_2} = 0,768 + 0,232 = 1 .$$

Объемный состав газовой смеси можно задать объемами в m^3 отдельных газов при одинаковых давлениях и температурах. В действительности газы, составляющие смесь, имеют при одинаковом объеме и температуре различные давления. Следовательно, для задания смеси по объему необходимо предварительно привести их объемы к общему давлению смеси при той же температуре.

Если при парциальном давлении p_1 газ занимает объем смеси V , то объем этого газа, приведенный к давлению смеси p (парциальный объем)

$$V_1 = V \frac{p_1}{p} .$$

Аналогично для второго газа

$$V_2 = V \frac{p_2}{p}$$

и т. д.

Суммируя парциальные объемы, получим

$$V_1 + V_2 + \dots + V_n = V \frac{p_1 + p_2 + \dots + p_n}{p} .$$

Так как по закону Дальтона $p_1 + p_2 + \dots + p_n = p$, то

$$\boxed{V_1 + V_2 + \dots + V_n = V} , \quad (18)$$

т. е. сумма парциальных объемов всех компонентов равна общему объему газовой смеси.

Объемной долей компонента называется отношение его парциального объема ко всему объему газовой смеси.

Если эти объемные доли обозначить через r_1, r_2, \dots, r_n , то

$$\boxed{r_1 = \frac{V_1}{V}; r_2 = \frac{V_2}{V}; \dots; r_n = \frac{V_n}{V}}, \quad (19)$$

поэтому сумма

$$\boxed{r_1 + r_2 + \dots + r_n = \frac{V_1 + V_2 + \dots + V_n}{V} = 1}. \quad (19a)$$

Из формул, написанных при выводе уравнения (18), парциальные давления могут быть выражены так:

$$p_1 = p \frac{V_1}{V}; p_2 = p \frac{V_2}{V}; \dots; p_n = p \frac{V_n}{V},$$

т. е. иначе

$$p_1 = pr_1; p_2 = pr_2; \dots; p_n = pr_n. \quad (20)$$

Парциальное давление каждого газа, входящего в смесь, равно общему давлению газовой смеси, умноженному на соответствующую объемную долю этого газа.

4. УДЕЛЬНЫЙ ВЕС И УДЕЛЬНЫЙ ОБЪЕМ СМЕСИ

Уравнение (16) можно написать иначе, имея в виду, что

$$G = \gamma V; G_1 = \gamma_1 V_1; G_2 = \gamma_2 V_2; \dots; G_n = \gamma_n V_n,$$

а именно

$$\gamma V = \gamma_1 V_1 + \gamma_2 V_2 + \dots + \gamma_n V_n, \quad (20a)$$

где

γ — удельный вес смеси в $\text{кг}/\text{м}^3$;

V — объем смеси в м^3 ;

$\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n$ — удельные веса каждого газа, входящего в смесь, при температуре и давлении смеси в $\text{кг}/\text{м}^3$;

V_1, V_2, \dots, V_n — парциальные объемы этих газов в м^3 .

Разделив обе части формулы (20a) на V , имеем

$$\gamma = \gamma_1 \frac{V_1}{V} + \gamma_2 \frac{V_2}{V} + \dots + \gamma_n \frac{V_n}{V},$$

иначе

$$\boxed{\gamma = \gamma_1 r_1 + \gamma_2 r_2 + \dots + \gamma_n r_n}, \quad (21)$$

т. е. удельный вес смеси равен сумме произведений удельных весов отдельных газов, взятых при одинаковых условиях (например, при давлении и температуре смеси), на их объемные доли.

Аналогично, уравнение (18) можно представить так:

$$v_1 G_1 + v_2 G_2 + \dots + v_n G_n = v G,$$

где v_1, v_2, \dots, v_n — удельные объемы каждого газа при температуре и давлении смеси.

Делением на G находим

$$v = v_1 g_1 + v_2 g_2 + \dots + v_n g_n. \quad (21a)$$

5. ГАЗОВАЯ ПОСТОЯННАЯ СМЕСИ

Из уравнения состояния, написанного в форме $R = \frac{pv}{T}$, видно, что при не изменяющихся p и T характеристическая газовая постоянная пропорциональна удельному объему. Так, например, при нормальных термодинамических условиях ($p_0 = 10\,332 \text{ кг/м}^2$ и $T_0 = 273^\circ \text{ К}$) имеем

$$R = \frac{10\,332}{273} v_0 = 37,85 v_0. \quad (21б)$$

Выше для удельного объема газовой смеси была выведена формула (21a):

$$v = v_1 g_1 + v_2 g_2 + \dots + v_n g_n.$$

Заменяя здесь удельные объемы через газовые постоянные

$$v = R \frac{T}{p}; \quad v_1 = R_1 \frac{T}{p}; \quad v_2 = R_2 \frac{T}{p}; \quad \dots; \quad v_n = R_n \frac{T}{p},$$

где T и p — параметры смеси, находим после сокращения на $\frac{T}{p}$

$$R = R_1 g_1 + R_2 g_2 + \dots + R_n g_n. \quad (22)$$

Таким образом, газовая постоянная смеси равняется сумме произведений газовых постоянных отдельных газов на их весовые доли в смеси.

Отсюда следует, что R смеси заключается между значениями R составных частей. Так, например, для воздуха, принимая его состоящим только из кислорода и азота, получим

$$\begin{aligned} R &= R_{O_2} g_{O_2} + R_{N_2} g_{N_2} = 26,5 \cdot 0,232 + 30,2 \cdot 0,768 = \\ &= 6,15 + 23,19 = 29,34. \end{aligned}$$

Если же вместе с азотом рассматривать прочие постоянные составные части воздуха (аргон и др.), снижая за счет этого газовую постоянную атмосферного азота до $R_{N_2} = 30,1$ (вместо 30,2), то будем иметь

$$R = 26,5 \cdot 0,232 + 30,1 \cdot 0,768 = 6,15 + 23,12 = 29,27.$$

Тот же результат (точный) получается по удельному весу воздуха $\gamma_0 = 1,293$ кг/нм³, если применить формулу (21б)

$$R = 37,85v_0 = \frac{37,85}{\gamma_0} = \frac{37,85}{1,293} = 29,27 \text{ кгм/кг} \cdot \text{град.}$$

6. КАЖУЩИЙСЯ МОЛЕКУЛЯРНЫЙ ВЕС

Для чистых газов справедливы формулы объема моля при нормальных условиях (6)

$$\mu v_0 = 22,4 \text{ нм}^3/\text{моль}$$

и универсальной газовой постоянной (11а)

$$\mu R = 848 \text{ кгм/моль.}$$

Подставляя в эти формулы удельный объем v_0 или газовую постоянную R газовой смеси, мы можем найти для этой смеси величину

$$\mu = \frac{22,4}{v_0} \quad \text{или} \quad \mu = \frac{848}{R}.$$

Эта величина μ носит название кажущегося или среднего молекулярного веса смеси (численное значение его представляет некоторую среднюю из молекулярных весов компонентов смеси).

Кажущийся молекулярный вес смеси может быть легко вычислен по молекулярным весам компонентов и по объемному составу смеси. Возьмем формулу (21):

$$\gamma = \gamma_1 r_1 + \gamma_2 r_2 + \dots + \gamma_n r_n.$$

Полагая здесь удельные веса отнесенными к нормальным условиям (0° и 760 мм рт. ст.) и заменяя их по уравнению (6б)

$$\gamma_0 = \frac{1}{v_0} = \frac{\mu}{22,4}; \quad \gamma_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{\mu_1}{22,4}$$

и т. д., получим по сокращении на $\frac{1}{22,4}$

$$\mu = \mu_1 r_1 + \mu_2 r_2 + \dots + \mu_n r_n. \quad (23)$$

Кажущийся молекулярный вес смеси равен сумме произведений молекулярных весов отдельных газов на их объемные доли в смеси.

Так, например, для воздуха, принимая его состоящим лишь из 21% O₂ и 79% N₂ по объему, найдем:

$$\mu = \mu_{O_2} r_{O_2} + \mu_{N_2} r_{N_2} = 32 \cdot 0,21 + 28,02 \cdot 0,79 = 6,72 + 22,14 = 28,86.$$

Правильнее было бы в данном примере учесть примесь аргона к азоту, что можно сделать, принимая для атмосферного азота $\mu_{аз} = 28,15$. При этом получим

$$\mu = 32 \cdot 0,21 + 28,15 \cdot 0,79 = 6,72 + 22,24 = 28,96.$$

Тот же результат (точный) найдем для воздуха по $\gamma_0 = 1,293$, применяя уравнение (5):

$$\mu = \frac{22,4}{v_0} = 22,4 \gamma_0 = 22,4 \cdot 1,293 = 28,96.$$

Выше были приведены формулы для нахождения γ , v , R и μ газовой смеси по соответствующим величинам отдельных компонентов. В каждом отдельном случае непосредственно применяется лишь одна из этих формул, т. е. для нахождения какой-либо одной из перечисленных величин; прочие три величины вычисляются по найденной при помощи формул для чистых газов. Так, например, если начать с определения кажущегося молекулярного веса смеси μ , то дальше могут быть подсчитаны

$$\gamma_0 = \frac{\mu}{22,4}; \quad v_0 = \frac{1}{\gamma_0} \left(\text{или} \frac{22,4}{\mu} \right);$$

$$R = \frac{848}{\mu} \left(\text{или} \frac{37,85}{\gamma_0} = 37,85 v_0 \right).$$

7. СОТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ОБЪЕМНЫМИ И ВЕСОВЫМИ ДОЛЯМИ

Формулы соотношений весовых и объемных долей позволяют по числовым значениям одних определять другие.

Приведем без вывода формулу для перехода от объемных долей к весовым

$$\boxed{g_n = r_n \frac{v}{v_n}}; \quad (24)$$

отсюда обратно

$$\boxed{r_n = g_n \frac{v_n}{v}}. \quad (25)$$

Отношение удельных объемов может быть здесь заменено отношением газовых постоянных или обратным отношением удельных или молекулярных весов.

Пример 1. Воздух по объему состоит из 21 части кислорода и 79 частей азота (пренебрегая остальными составляющими). Определить парциальные давления p_{O_2} и p_{N_2} при $p = 1,0332 \text{ ага}$.

Решение. Из уравнения (20) $p_n = pr_n$ имеем

$$p_{O_2} = 1,0332 \cdot 0,21 = 0,217 \text{ ага},$$

$$p_{N_2} = 1,0332 \cdot 0,79 = 0,816 \text{ ага}.$$

Пример 2. Пересчитать объемный состав воздуха на весовой.
Дано: $r_{O_2} = 0,21$, $r_{N_2} = 0,79$, $\mu = 29$ (приближенно).

Определить g_{O_2} и g_{N_2} .

Решение. Из преобразованного уравнения (24)

$$g_{O_2} = \frac{\mu_{O_2}}{\mu} r_{O_2} = \frac{32}{29} 0,21 = 0,232;$$

$$g_{N_2} = \frac{\mu_{N_2}}{\mu} r_{N_2} = \frac{28}{29} 0,79 = 0,768$$

(иначе $g_{N_2} = 1 - 0,232 = 0,768$).

ЗАДАЧИ

1. Для газовой смеси, состоящей из 5 кг кислорода O_2 , 3 кг азота N_2 и 2 кг углекислого газа CO_2 , определить кажущийся молекулярный вес и газовую постоянную.

Ответ. $\mu = 32,4$ и $R = 26,2$ кгм/кг·град.

2. Объемный состав смеси газов: 11 частей CO_2 , 7 частей O_2 и 82 части N_2 . Определить кажущийся молекулярный вес, газовую постоянную, весовые доли, парциальные давления и удельный вес при 15° и 1 *ата*.

Ответ. $\mu = 30,04$; $R = 28,2$; $g_{CO_2} = 0,1606$; $g_{O_2} = 0,0744$;
 $g_{N_2} = 0,765$; $p_{CO_2} = 0,11$ *ата*; $p_{O_2} = 0,07$ *ата*;
 $p_{N_2} = 0,82$ *ата* и $\gamma_{см} = 1,234$ кг/м³.

3. Смесь газов имеет следующий объемный состав: $H_2 = 30/0$, $CO = 260/0$, $CO_2 = 110/0$, $N_2 = 600/0$. Определить вес 80 м³ этого газа при 15° и 1 *ата*.

Ответ. ~ 95 кг.

ГЛАВА III

ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС. РАВНОВЕСНЫЙ И РЕАЛЬНЫЙ ПРОЦЕССЫ

Получение механической энергии от газа всегда связано с его переходом через непрерывный ряд состояний.

Изменение состояния газа происходит вследствие его взаимодействия с окружающей средой, которое может заключаться:

1) в подводе тепла к газу от какого-либо другого тела (теплотдатчика) или в отводе тепла от газа другому телу (теплоприемнику);

2) в преодолении газом внешних сил и совершении им работы расширения (или сжатия газа внешними силами с затратой работы извне).

Например, если к какому-либо газу, помещенному в цилиндре с подвижным поршнем, подводить тепло, то этот газ будет расширяться и силой своего давления преодолевать приложенное к поршню

постоянное внешнее усилие, совершая при этом работу. В этом примере подвод тепла и совершение работы сопровождаются изменением температуры газа и его объема при постоянном давлении.

Изменение состояния газа называется **термодинамическим процессом**.

Если газ переходит от одного состояния к другому, находясь в цилиндре с быстро движущимся поршнем, то в действительности в каждый отдельный момент в массе газа, лежащей ближе к поршню, давление будет отличаться от давления в более отдаленной от поршня части (при расширении газа давление у поршня будет ниже, чем в остальном объеме), следовательно, не будет равновесного состояния газа.

Не будет равновесного состояния и при конечной разности температур между газом и источником тепла. В месте подвода тепла температура газа будет выше, чем в остальных точках.

Чтобы иметь возможность пользоваться уравнием состояния, нужно предположить, что процесс состоит из непрерывного ряда равновесных состояний. Для этого процесс должен протекать бесконечно медленно, температуры отдатчика и приемника тепла при взаимодействии с газом могут отличаться от температуры газа лишь на бесконечно малую величину, а давление внешней среды должно быть бесконечно близко к давлению газа. Каждое промежуточное состояние газа отражает борьбу между воздействием внешней среды и противодействием внутренних процессов. Внешние воздействия стремятся нарушить равновесное состояние, внутренние процессы тут же восстанавливают его. При бесконечно медленном течении процесса всякое состояние будет лишь в ничтожной степени отличаться от равновесного. Все элементы массы газа, испытывающие такой процесс, будут характеризоваться бесконечно близкими давлениями и температурами.

Бесконечно медленные процессы, при которых газ по всей массе характеризуется бесконечно близкими давлениями и температурами, называются равновесными.

В действительности теплообмен между источниками тепла и рабочим телом осуществляется вследствие наличия конечной разности температур, точно так же конечна и разность давлений между телом и средой. Поэтому все реальные, т. е. действительно происходящие, процессы неравновесны.

Однако действительные процессы нередко можно условно принимать за равновесные, допуская при этом некоторую неточность.

В дальнейшем изучаются равновесные процессы.

Предположим, что с рабочим телом происходит процесс, в результате которого это тело из первоначального состояния переходит в какое-то другое конечное состояние. Назовем этот процесс **прямым**. Процесс, в котором рабочее тело проходит через те же промежуточные состояния, но в обратной последовательности, называется **обратным**.

Очевидно, что все характеристики обратного процесса противоположны характеристикам прямого процесса: если в прямом процессе мы имеем расширение газа с подводом тепла, то в обратном будем иметь сжатие газа с отводом тепла и т. п.

В результате последовательного совершения прямого и обратного процессов рабочее тело возвращается в свое первоначальное состояние. Но нельзя того же сказать об окружающей среде (источниках тепла).

Для возможности перехода от прямого процесса тела к обратному в реальных условиях требуются конечные изменения (температуры, давления) в окружающей внешней среде. Лишь в предельном случае (равновесных процессов) для перехода от прямого процесса к обратному таких изменений во внешней среде не требуется (точнее, необходимы лишь бесконечно малые изменения).

Следовательно, если прямой и обратный процессы являются равновесными, то в результате их последовательного совершения не только рабочее тело, но и окружающая его среда возвращаются в первоначальное состояние.

Процессы, которые могут протекать как в прямом, так и в обратном направлениях так, что при возвращении рабочего тела в первоначальное состояние окружающая среда также возвращается в исходное состояние, называются обратимыми.

Из сказанного выше следует, что *равновесные процессы всегда обратимы, а реальные процессы необратимы.*

2. ГРАФИЧЕСКОЕ ИЗОБРАЖЕНИЕ ПРОЦЕССА В v - p -КООРДИНАТАХ

При изучении равновесных процессов большое удобство представляет графический метод, позволяющий решать ряд вопросов термодинамики без математических вычислений и дающий наглядное представление об изменении параметров газа.

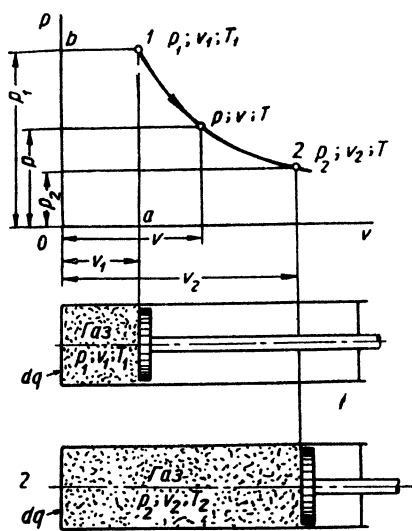
Неравновесные процессы не могут быть изображены на диаграммах потому, что они представляют собой ряд состояний, которые нельзя охарактеризовать параметрами, общими для всей массы газа.

Для графического изображения процессов пользуются двухосной системой координат, обычно V - p -координатами, в которых по оси абсцисс откладывают объемы V в m^3 , а по оси ординат — давления p в $кг/м^2$. Для 1 $кг$ газа вместо объема V m^3 откладывают удельный объем v $m^3/кг$ (фиг. 1).

Рассмотрим какое-либо равновесное изменение состояния газа, изобразив его в v - p -диаграмме. Предположим, что 1 $кг$ газа заключен в цилиндр, плотно закрытый свободно перемещающимся поршнем. Допустим, что вследствие бесконечно медленного подвода тепла ($dq > 0$) при бесконечно медленном уменьшении внешнего давления на поршень газ равномерно расширяется.

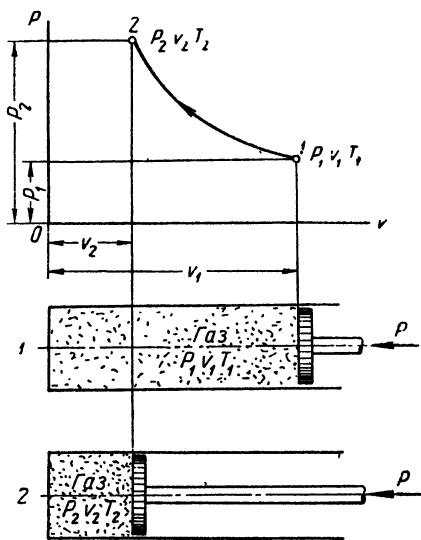
Пусть начальное состояние газа характеризуется абсолютным давлением p_1 и удельным объемом v_1 при температуре T_1 . Это равновесное состояние изображается в v - p -координатах точкой, для нахо-

ждения которой по оси абсцисс отложим отрезок Oa , соответствующий значению объема газа v_1^* , а по оси ординат отложим отрезок Ob , характеризующий в каком-либо масштабе начальное давление газа p_1 . В конце отложенных отрезков восставляем перпендикуляры к осям координат. Пересечение их даст точку 1 , характеризующую состояние газа в начальный момент процесса.



Фиг. 1. Графическое изображение процесса расширения в vp -координатах:

1 — начальное состояние; 2 — конечное состояние.



Фиг. 2. Графическое изображение процесса сжатия в vp -координатах:

1 — начальное состояние; 2 — конечное состояние.

Если давление газа p_1 превзойдет на бесконечно малую величину давление внешней среды, то поршень под действием разности давлений будет двигаться слева направо, объем газа будет увеличиваться, газ будет расширяться. Нанося на диаграмме точки, соответствующие промежуточным состояниям газа, получаем кривую 1—2, изображающую изменение давления газа в зависимости от изменения его объема. Объем, соответствующий конечному положению поршня, изобразится отрезком v_2 , этому объему соответствует новое давление p_2 .

Таким образом, строя точки начального, промежуточных и конечного состояний, можно получить всю линию процесса в данной системе координат.

* Масштаб объема выберем таким, чтобы отрезок Oa равнялся длине той части объема цилиндра, в которой первоначально находился газ.

Используя уравнение состояния газа $pV = RT$, можно по известным изменениям объема и давления судить и об изменении температуры. Для каждого состояния газа температура $T = \frac{pV}{R}$.

На фиг. 1 показана линия процесса расширения. Если давление газа p_1 на бесконечно малую величину меньше давления внешней среды p , то под действием этой разности давлений поршень перемещается влево (фиг. 2); при этом объем газа уменьшается (газ сжимается). Построенная уже известным способом кривая процесса представляет собой в этом случае линию сжатия газа.

В рассмотренных на фиг. 1 и 2 процессах мы видели, что при расширении давление падало, а при сжатии давление возрастало. Но не исключены случаи, когда в процессе расширения давление остается постоянным или возрастает. Независимо от изменения давления процесс расширения газа характеризуется увеличением объема, процесс сжатия — уменьшением объема.

3. АБСОЛЮТНАЯ РАБОТА РАСШИРЕНИЯ ИЛИ СЖАТИЯ ГАЗА

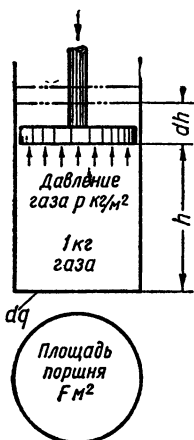
В процессах с увеличением объема газ, расширяясь, совершает работу, называемую работой расширения (преодолевая силы давления внешней среды и пр.).

В случае уменьшения объема внешние силы будут преодолевать силу упругости газа. Работа, затраченная при этом на сжатие внешней средой, называется работой сжатия.

Для вывода формулы работы расширения или сжатия газа предположим, что 1 кг газа заключен в цилиндр, плотно закрытый свободно перемещающимся поршнем (фиг. 3). Допустим, что в силу каких-либо причин газ расширился (например, в результате подвода бесконечно малого количества тепла dq) и поршень прошел путь, равный dh . В этом процессе давление газа преодолело внешние силы, газом была совершена бесконечно малая работа dl .

Примем, что при изменении объема давление газа не изменилось, тогда совершенная работа dl может быть измерена произведением силы давления газа на путь поршня dh . Суммарное давление газа на поршень равно удельному давлению p кг/м² (давление на 1 м² поршня), умноженному на площадь поршня F , т. е. pF кг. Следовательно, работа расширения 1 кг газа равна

$$dl = pFdh.$$



Фиг. 3. Иллюстрация к выводу формулы работы.

Произведение Fdh есть бесконечно малое приращение удельного объема. Заменяя в выражении работы dl множитель Fdh через $d\sigma$, имеем

$$dl = p d\sigma \quad \text{кгм/кг.} \quad (26)$$

Это же выражение работы остается справедливым при бесконечно малом изменении p .

Интегрируя в пределах изменения удельного объема от σ_1 до σ_2 , получаем формулу работы расширения 1 кг газа при переменном давлении p :

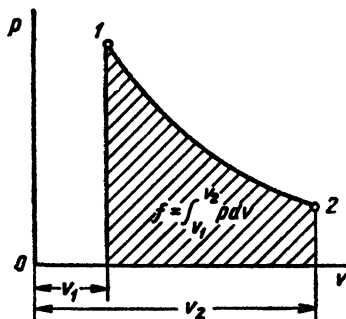
$$l = \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} p d\sigma \quad \text{кгм/кг.} \quad (27)$$

Работу расширения любого количества газа получим путем умножения работы 1 кг газа на вес газа G кг, т. е.

$$L = lG \quad \text{кгм.} \quad (27a)$$

Полную работу можно также получить, заменив в выражении (27) удельный объем σ м³/кг полным объемом газа V м³, т. е.

$$L = \int_{V_1}^{V_2} p dV \quad \text{кгм.} \quad (276)$$



Фиг. 4. Графическое изображение работы в pv -координатах.

Сравнивая формулу работы (27) с выражением площади в pv -координатах $f = \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} p d\sigma$ (фиг. 4), заключаем, что работа в pv -координатах изображается площадью, ограниченной кривой процесса, ординатами давления в начале и в конце процесса и осью абсцисс (заштрихованная площадь на фиг. 4). Поэтому pv (или Vp)-координаты часто называют рабочими координатами.

Из уравнения (26) видно, что при расширении работа газа положительна, так как $d\sigma > 0$, а при сжатии отрицательна, так как $d\sigma < 0$.

В процессах, протекающих без изменения объема, работа расширения не производится, так как $d\sigma = 0$.

Из изложенного выше вытекает, что величина работы зависит от характера изменения состояния газа, т. е. от самого процесса.

В процессе постоянного давления давление p как постоянную величину можно вынести за знак интеграла, что дает

$$l = p(v_2 - v_1) \text{ кгм/кг}, \quad (28)$$

где p — неизменное давление в процессе в кг/м^2 ;
 v_1 — удельный объем газа в начале процесса в $\text{м}^3/\text{кг}$;
 v_2 — удельный объем газа в конце процесса в $\text{м}^3/\text{кг}$.

Уравнение (28) можно переписать и так:

$$l = p(v_2 - v_1) = pv_2 - pv_1 = RT_2 - RT_1 = R(T_2 - T_1) \text{ кгм/кг},$$

т. е. иначе

$$\boxed{l = R(T_2 - T_1)} \text{ кгм/кг}. \quad (28a)$$

Формулы (28) и (28a) определяют работу l кг газа при $p = \text{const}$.
 Для G кг газа при $p = \text{const}$ из уравнения (28)

$$L = Gp(v_2 - v_1) = p(Gv_2 - Gv_1) \text{ кгм},$$

но

$$Gv_2 = V_2 \text{ м}^3 \text{ и } Gv_1 = V_1 \text{ м}^3,$$

следовательно,

$$L = p(V_2 - V_1) \text{ кгм}, \quad (29)$$

или из уравнения (28a)

$$L = GR(T_2 - T_1) \text{ кгм}. \quad (29a)$$

Уравнение (29a) объясняет физический смысл газовой постоянной. Из этого уравнения при $T_2 - T_1 = 1^\circ$ и $G = 1$ кг получаем $R = l$ кгм/кг·град, т. е. *газовая постоянная — это работа расширения 1 кг газа при повышении его температуры на 1° в процессе с неизменным давлением.*

4. ЕДИНИЦА ИЗМЕРЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА ТЕПЛОТЫ

Теплота есть одна из форм передачи энергии (как и работа), поэтому она может быть измерена любой единицей измерения количества энергии, например, килограммометром, килоджоулем, эргом. Однако практически удобнее пользоваться единицей, называемой килокалорией (ккал), или большой калорией.

За 1 ккал принимают количество теплоты, необходимое для нагревания 1 кг химически чистой воды на 1° .

Употребляемая в физике малая калория в 1000 раз меньше килокалории.

Установлено, что количество тепла, необходимое для нагревания определенного количества воды на 1° при разных температурах, различно. Это обстоятельство заставляет дополнять опреде-

ление калории указанием интервала температур, в котором происходит нагревание воды.

*Одна ккал равна количеству теплоты, потребному для нагревания массы воды в один килограмм от 19,5 до 20,5° при нормальном атмосферном давлении*¹ (так называемая 20-градусная калория).

5. ВНУТРЕННЯЯ ЭНЕРГИЯ ГАЗА

Как известно, молекулы, из которых состоит газ, находятся в непрерывном движении. С этим движением молекул связано понятие о температуре. Часть энергии газа, обусловленная скоростью движения молекул и их массой, называется внутренней кинетической энергией газа.

Между молекулами реального газа действуют силы притяжения. Вследствие этого реальный газ обладает не только внутренней кинетической энергией, но еще и внутренней потенциальной энергией, которая обусловлена силами притяжения молекул. Чем дальше молекулы друг от друга, тем больше внутренняя потенциальная энергия газа. Таким образом, при расширении газа его внутренняя потенциальная энергия увеличивается.

Сумму внутренней кинетической и потенциальной энергии называют внутренней энергией газа и обозначают буквой U ккал, когда она относится к любому количеству газа, и u ккал/кг для 1 кг.

Определенным объемом и давлению газа (т. е. состоянию газа) соответствует определенная внутренняя энергия газа. Эту мысль выражают словами: внутренняя энергия есть функция состояния тела.

В идеальном газе силы между молекулами отсутствуют, поэтому его внутренняя потенциальная энергия равна нулю. Следовательно, *внутренняя энергия идеального газа состоит только из внутренней кинетической энергии, определяемой лишь температурой газа.*

6. ПРИНЦИП ЭКВИВАЛЕНТНОСТИ ТЕПЛОТЫ И РАБОТЫ

Выше указывалось на возможность перехода теплоты в механическую работу и обратно. Некоторые способы превращения механической работы в теплоту известны с древних времен. Еще первобытные люди добывали огонь трением сухих кусков дерева друг о друга. Создание паровых машин, дающих механическую энергию за счет теплоты сжигаемого топлива, доказало практически возможность обратного превращения — теплоты в работу.

В результате ряда наблюдений и постановки тщательных опытов учеными было установлено, что 1 ккал теплоты в случае полного перехода в работу дает 427 кж работы и, наоборот, 1 кж работы, переходя полностью в теплоту, дает 1/427 ккал тепла. Следует

¹ Ранее калория определялась как количество теплоты, необходимое для нагревания 1 кг воды от 14,5 до 15,5°.

заметить, что возможность полного превращения теплоты в работу имеет существенные ограничения.

Эквивалентность теплоты и работы равносильна пропорциональности количеств, измеряющих их величину, поэтому можно написать, что

$$\boxed{Q = AL} \text{ ккал,} \quad (30)$$

где Q — количество полученного тепла в *ккал*;

L — работа, превращенная в это тепло, в *кгм*;

A — постоянный коэффициент, определяющий, скольким килокалориям эквивалентен 1 *кгм*.

Коэффициент A называется **тепловым** (термическим) **эквивалентом единицы работы** и равен

$$\boxed{A = \frac{1}{427}} \text{ ккал/кгм.}$$

Величина, обратная тепловому эквиваленту, а именно $\frac{1}{A} = 427 \text{ кгм/ккал}$, называется **механическим эквивалентом единицы теплоты** и показывает, сколько килограммометров работы можно получить за счет 1 *ккал*.

Выражение (30) для 1 *кг* рабочего тела примет вид

$$\boxed{q = Al} \text{ ккал/кг,} \quad (30a)$$

где q — значение теплоты в *ккал/кг*;

l — значение работы в *кгм/кг*.

В технике для измерения количества механической и электрической энергии применяются более крупные единицы работы: **силочас** — работа одной лошадиной силы в час (*л. с. ч.*) и **киловатт-час** (*квт-ч*).

Важно знать тепловые эквиваленты этих единиц работы. Так как мощность 1 *л. с.* равна 75 *кгм/сек*, то 1 силочас составляет: $75 \cdot 3600 = 270\,000 \text{ кгм}$. Поэтому, основываясь на уравнении (30), имеем

$$Q = Al = \frac{270\,000}{427} = 632 \text{ ккал,} \quad (30б)$$

т. е. 1 силочас эквивалентен 632 *ккал*.

Так как 1 *квт* = 1,36 *л. с.*, то работа 1 *квт-ч* эквивалентна $632 \cdot 1,36 = 860 \text{ ккал}$.

7. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Величайшей важности закон сохранения вещества и энергии был впервые высказан М. В. Ломоносовым, который в середине XVIII в. писал: «Все перемены, в Nature случающиеся: такого суть состояния, что сколько чего у одного тела отнимается, столько

присовокупится к другому. Так, ежели где убудет несколько материи, то умножится в другом месте. . . Сей всеобщей естественный закон простирается и в самые правила движения. . . ».

Глубочайшее содержание этого закона природы, усмотренного Ломоносовым, раскрывалось постепенно и продолжает раскрываться в историческом процессе развития науки о природе.

Законы сохранения вещества и энергии приобрели большое значение в теплотехнике, электротехнике, строительной механике, химической технологии. Закон сохранения энергии гласит, что *энергия не может исчезать или возникать вновь, но может лишь менять свой вид или передаваться от одного тела к другому*. Этот закон сделался основой расчетов в области энергетики.

В применении к тепловым процессам закон сохранения энергии как частный случай, касающийся только теплоты и работы, получил наименование первого закона термодинамики.

Сущность этого закона легко выразить при наличии подвода теплоты к газу, совершении им работы и приращении его внутренней энергии: *подведенное к газу тепло идет на увеличение внутренней энергии и на совершение внешней работы*.

Основываясь на принципе эквивалентности тепла и работы, мы можем написать для бесконечно малого процесса с 1 кг газа уравнение баланса энергии в виде

$$dq = du + Adl \text{ ккал/кг}; \quad (31)$$

здесь dq — бесконечно малое количество тепла, подведенное к газу, в ккал/кг;

du — бесконечно малое изменение внутренней энергии газа в ккал/кг;

dl — бесконечно малое количество работы газа в кгм/кг.

Это уравнение называют *основным уравнением термодинамики* или уравнением первого закона термодинамики.

Для конечного процесса с 1 кг газа уравнение первого закона термодинамики примет вид

$$\boxed{q = u_2 - u_1 + Al} \text{ ккал/кг}. \quad (32)$$

Для любого количества газа

$$\boxed{Q = U_2 - U_1 + AL} \text{ ккал}. \quad (32a)$$

В этих формулах q и Q — участвующее тепло в процессе, u_1 и U_1 — внутренняя энергия газа в начале процесса, u_2 и U_2 — в конце процесса, l и L — внешняя работа за весь процесс.

Формула (30) может быть получена из формулы (32a) при $U_2 = U_1$, т. е. если внутренняя энергия в рассматриваемом про-

цессе не изменяется либо в конце процесса принимает первоначальное значение.

Внутренняя энергия тела U , как уже отмечалось, есть функция состояния тела. Как определенная форма движения молекул она присуща телу и тогда, когда оно не претерпевает никаких изменений своего состояния. Совершение же работы и подвод (или отвод) тепла могут иметь место лишь при изменении состояния тела. Количество подведенного тепла Q и количество работы L зависят от условий изменения состояния тела, т. е. от вида процесса. Поэтому работу и участвующее тепло называют функциями процесса.

В наиболее общем случае уравнение, выражающее закон сохранения энергии, должно учитывать также изменение внешней кинетической энергии тела, изменение химической энергии тела и пр.

ГЛАВА IV

УДЕЛЬНАЯ ТЕПЛОЕМКОСТЬ

1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Удельной теплоемкостью, или теплоемкостью вещества, называется количество тепла, необходимое для нагревания¹ единицы количества вещества на 1° в каком-либо процессе, например, при постоянном объеме или при постоянном давлении.

В зависимости от выбранной единицы количества газа различают теплоемкость весовую, объемную и мольную.

Если единицей количества газа выбран 1 кг, то теплоемкость называется весовой. Весовая теплоемкость обозначается c ккал/кг·град и может быть определена по формуле

$$c = \frac{q}{t_2 - t_1} \quad \text{ккал/кг} \cdot \text{град}, \quad (33)$$

где q — количество тепла, пошедшее для нагревания 1 кг газа в ккал/кг;

t_1 и t_2 — начальная и конечная температуры газа в $^\circ\text{C}$.

Весовая теплоемкость при постоянном объеме обозначается c_v , а при постоянном давлении c_p ккал/кг·град.

Если единицей количества газа выбран 1 нм³, то теплоемкость называется объемной (через нм³ обозначается 1 м³ газа при 0° и 760 мм рт. ст.) и может быть обозначена c' ккал/нм³·град.

¹ В дальнейшем все рассуждения в этой главе относятся к случаям подвода тепла, но полученные выводы справедливы и для случая отвода тепла.

Объемная теплоемкость

$$c' = \frac{Q}{t_2 - t_1} \text{ ккал/нм}^3 \cdot \text{град}, \quad (34)$$

где Q — количество тепла, пошедшее для нагревания 1 нм³ газа, в ккал/нм³.

Мольной называется теплоемкость 1 моля вещества. Мольная теплоемкость обозначается c_μ :

$$c_\mu = \frac{Q}{M(t_2 - t_1)} \text{ ккал/моль} \cdot \text{град}, \quad (35)$$

где M — количество молей газа;

Q — соответствующее количество затраченного тепла.

2. СВЯЗЬ МЕЖДУ ВЕСОВОЙ, МОЛЬНОЙ И ОБЪЕМНОЙ ТЕПЛОЕМКОСТЯМИ

Приводим формулы для пересчетов весовой теплоемкости в мольную или объемную и обратно.

Весовую теплоемкость c по мольной c_μ найдем, зная, что в 1 моле содержится μ кг, поэтому весовая теплоемкость в μ раз меньше мольной, т. е.

$$\boxed{c = \frac{c_\mu}{\mu}} \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}. \quad (36)$$

Весовую теплоемкость c по объемной c' находим, зная, что в 1 нм³ содержится γ_0 кг. Следовательно, весовая теплоемкость в γ_0 раз меньше объемной:

$$c = \frac{c'}{\gamma_0} = c'v_0 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}, \quad (36a)$$

где γ_0 — удельный вес газа при нормальных термодинамических условиях в кг/нм³;

v_0 — удельный объем при нормальных условиях в нм³/кг.

Объемная теплоемкость по мольной определяется так:

$$\boxed{c' = \frac{c_\mu}{22,4}} \text{ ккал/нм}^3 \cdot \text{град}, \quad (37)$$

потому что в 1 моле при нормальных условиях содержится 22,4 нм³ газа.

3. ТЕПЛОЕМКОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОМ ОБЪЕМЕ И ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

Теплоемкость вещества зависит от вида процесса. Эта зависимость в особенности существенна для газа.

В теплотехнических расчетах наиболее важное значение имеют:

- 1) нагревание или охлаждение при неизменном объеме (изохорный процесс);
- 2) нагревание или охлаждение при неизменном давлении (изобарный процесс).

В связи с этим следует различать теплоемкости: изохорную (при постоянном объеме) и изобарную (при постоянном давлении).

Условия нагревания отмечаются специальными значками (индексами) у обозначений теплоемкости: v — при неизменном объеме и p — при неизменном давлении.

Обозначения различных видов теплоемкости приведены в табл. 1.

Фиг. 5. Практическое осуществление нагревания при $v = \text{const}$.

Нагревание при постоянном объеме практически осуществляется путем подвода тепла к газу, находящемуся в закрытом сосуде (фиг. 5). В этом случае подведенное к 1 кг газа тепло

$$q = q_v = c_v (t_2 - t_1),$$

работа расширения газа $l = 0$ и, следовательно, по первому закону термодинамики все подводимое тепло идет на повышение внутренней энергии газа ($u_2 - u_1$) с повышением его температуры от t_1 до t_2 , т. е.

$$u_2 - u_1 = c_v (t_2 - t_1). \quad (38)$$

Обозначения теплоемкостей

Таблица 1

Теплоемкость	Изохорная (при постоянном объеме $v = \text{const}$)	Изобарная (при постоянном давлении $p = \text{const}$)
Весовая	c_v	c_p
Мольная	$c_{m,v}$	$c_{m,p}$
Объемная	c'_v	c'_p

Известно, что одной и той же температуре идеального газа всегда соответствует одно и то же значение внутренней энергии. Поэтому формула (38), определяющая изменение внутренней энергии в изохорном процессе, относится к

к любому процессу, в котором температура газа изменяется от t_1 до t_2 .

Нагревание при постоянном давлении можно получить, подводя тепло к газу, помещенному в цилиндр, закрытый подвижным поршнем с постоянной нагрузкой. В этом случае за счет подведенного тепла газ будет не только нагреваться, но и расширяться и, поднимая поршень вверх, совершать работу. Подводимое к 1 кг газа тепло

$$q = q_p = c_p (t_2 - t_1) \quad (38a)$$

будет расходоваться частично на увеличение внутренней энергии газа в количестве $u_2 - u_1 = c_v (t_2 - t_1)$, частично на совершение работы расширения в количестве $AR (t_2 - t_1)$. Поэтому уравнение тепла (32) напишется так:

$$c_p (t_2 - t_1) = c_v (t_2 - t_1) + AR (t_2 - t_1).$$

Следовательно, по сокращении на $(t_2 - t_1)$ получим связь между весовыми теплоемкостями при постоянном давлении и при постоянном объеме в виде формулы

$$c_p = c_v + AR, \quad (39)$$

где $A = \frac{1}{427}$ — термический эквивалент работы в ккал/кгм;

R — характеристическая постоянная для данного газа в кгм/кг·град.

Если уравнение (39) умножить на молекулярный вес μ и учесть, что $\mu c_p = c_{\mu p}$; $\mu c_v = c_{\mu v}$ и $\mu AR = \frac{848}{427} = 1,986$, то получим связь между мольными теплоемкостями в виде

$$c_{\mu p} = c_{\mu v} + 1,986 \quad \text{ккал/моль·град.} \quad (39a)$$

Наконец, деля уравнение (39) на объем 1 моля при нормальных условиях, равный $22,4 \text{ нм}^3$, получим связь между объемными теплоемкостями:

$$c'_p = c'_v + 0,0886 \quad \text{ккал/нм}^3 \cdot \text{град.} \quad (39b)$$

В формулах технической термодинамики часто применяется отношение изобарной и изохорной теплоемкостей, обозначаемое буквой k :

$$k = \frac{c_p}{c_v}. \quad (40)$$

Для одноатомных газов $k = 1,667 = \frac{5}{3}$, для двухатомных $k = 1,4 = \frac{7}{5}$ (при невысоких температурах), для трехатомных (приблизленно) $k = 1,285 = \frac{9}{7}$.

Пользуясь отношением k , найдем формулы для вычисления c_p и c_v . Для этого в уравнение (39) подставим $c_p = kc_v$ по формуле (40), что дает $kc_v = c_v + AR$, откуда весовая изохорная теплоемкость

$$c_v = \frac{AR}{k-1} \text{ ккал/кг} \cdot \text{град.} \quad (41)$$

Соответственно весовая изобарная теплоемкость

$$c_p = \frac{k}{k-1} AR \text{ ккал/кг} \cdot \text{град.} \quad (41a)$$

Далее могут быть получены еще более простые формулы для мольных и объемных теплоемкостей (см. § 5).

4. ИСТИННАЯ И СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМКОСТИ

Опытами установлено, что теплоемкость газа зависит от температур, при которых осуществляется нагревание. При этом каждой температуре газа соответствует своя теплоемкость, называемая истинной.

Истинная теплоемкость газа увеличивается вместе с увеличением температуры. Например, для нагреваний на 1° при постоянном давлении 1 моля воздуха потребуются для 0° 6,96 ккал/моль·град (истинная изобарная мольная теплоемкость воздуха при 0°), для 1000° — 8,20 ккал/моль·град и т. д.

Характер зависимости истинной теплоемкости от температуры может быть выражен графически кривой в tc -координатах (фиг. 6).

Не допуская большой ошибки, можно криволинейную зависимость истинной теплоемкости от температуры заменять в определенных интервалах прямолинейной, как показано на фиг. 7. Из аналитической геометрии известно, что уравнение наклонной прямой в tc -координатах может быть написано в виде

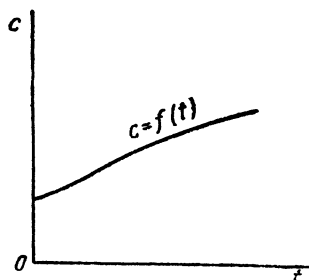
$$\boxed{c = c_0 + at} \text{ ккал/кг} \cdot \text{град,} \quad (42)$$

где c_0 — истинная теплоемкость при 0° ;

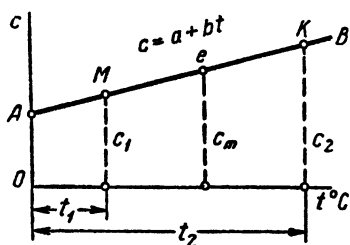
a — постоянный коэффициент, дающий приращение теплоемкости на 1° повышения температуры.

Это выражение является простейшей общей аналитической зависимостью истинной теплоемкости от температуры.

Определение количества тепла, необходимого для нагревания газа при переменной теплоемкости, удобно производить, пользуясь понятием о средней теплоемкости, обозначаемой c_m .



Фиг. 6. Характер зависимости истинной теплоемкости от температуры в tc -координатах.



Фиг. 7. Прямолинейная зависимость истинной теплоемкости от температуры в tc -координатах.

Если на нагревание 1 кг газа от t_1 до t_2° С затрачивается q ккал тепла, то средняя теплоемкость

$$c_m = \frac{q}{t_2 - t_1} \quad \text{ккал/кг} \cdot \text{град}. \quad (42a)$$

Очевидно, что формулы (33) — (35) содержат средние теплоемкости.

По приближенному уравнению (42) истинной теплоемкости

$$c = c_0 + at$$

легко найти соответствующее уравнение для средней теплоемкости в температурном интервале $t_1 - t_2^\circ$ С. Так как по формуле (42) истинная теплоемкость при температуре t_1 равна $c_1 = c_0 + at_1$, а при температуре t_2 равна $c_2 = c_0 + at_2$, то средняя теплоемкость в интервале температур $t_1 - t_2^\circ$ С будет

$$c_m = \frac{c_1 + c_2}{2} = \frac{(c_0 + at_1) + (c_0 + at_2)}{2} = c_0 + \frac{a}{2} (t_1 + t_2).$$

Итак,

$$c_m = c_0 + \frac{a}{2} (t_1 + t_2) \quad \text{ккал/кг} \cdot \text{град}. \quad (43)$$

Вместо значка m у средней теплоемкости лучше указывать пределы температуры. Так, среднюю весовую теплоемкость в пределах $t_1 - t_2^\circ$ С обозначают $c|_{t_1}^{t_2}$, среднюю объемную и мольную соответственно $c'|_{t_1}^{t_2}$ и $c_\mu|_{t_1}^{t_2}$.

Часто средняя теплоемкость c_m вычисляется от 0 до t° С. Полагая в формуле (43) $t_1 = 0$ и $t_2 = t^\circ$ С, получим

$$c_m = c_0 + \frac{a}{2} t. \quad (43a)$$

По сравнению с формулой (42) истинной теплоемкости изменение коснулось лишь второго коэффициента, который равен $\frac{a}{2}$, вместо a .

Справедливо и обратное заключение: если известна двухчленная формула средней теплоемкости от 0 до t° С, то для получения из нее формулы истинной теплоемкости необходимо удвоить коэффициент члена, содержащего t .

В точных подсчетах принимаются более сложные уравнения для истинной теплоемкости (с тремя и более членами в правой части) или вместо уравнений пользуются графиками и справочными таблицами.

Среднюю теплоемкость можно представить [см. формулу (42a)] в виде

$$c_m = \frac{\Delta q}{\Delta t},$$

где Δq — тепло, пошедшее для нагревания 1 кг газа на Δt° С, в ккал/кг.

Истинная теплоемкость есть предел, к которому стремится средняя при $\Delta t \rightarrow 0$, поэтому

$$c = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta q}{\Delta t},$$

или

$$\boxed{c = \frac{dq}{dt}}, \quad (44)$$

откуда

$$\boxed{dq = c dt}. \quad (44a)$$

Поэтому конечное количество тепла для нагревания 1 кг вещества от t_1° до t_2° найдется путем интегрирования:

$$\boxed{q = \int_{t_1}^{t_2} c dt} \quad \text{ккал/кг.} \quad (45)$$

То же количество тепла через среднюю теплоемкость может быть выражено из уравнения (42a) в таком виде:

$$\boxed{q = c_m (t_2 - t_1)}. \quad (45a)$$

5. СПРАВОЧНЫЕ ФОРМУЛЫ ТЕПЛОЕМКОСТЕЙ ГАЗОВ

Для практических целей обычно требуются объемные или мольные средние теплоемкости газов от 0 до $t^\circ \text{C}$. Эти данные приводятся в виде графиков, таблиц и формул.

По формуле (41) изохорная весовая теплоемкость

$$c_v = \frac{AR}{k-1}.$$

Умножая обе части на молекулярный вес μ и помня, что по формуле (36) $\mu c_v = c_{\mu v}$, а по формуле (11а) $\mu R = 848$, находим:

$$c_{\mu v} = \frac{1,986}{k-1} \text{ ккал/моль} \cdot \text{град.} \quad (46)$$

Для всех одноатомных газов $k = 1,667$, для двухатомных $k = 1,4$ (при невысоких температурах) и для трехатомных (приближенно) $k = 1,285$. Следовательно, в формуле (46) для каждой из этих трех групп газов изохорные мольные теплоемкости $c_{\mu v}$ являются одинаковыми. То же относится к мольным изобарным теплоемкостям $c_{\mu p} = k c_{\mu v}$, также и к объемным теплоемкостям (изохорным и изобарным).

В табл. 2 приведены округленные значения мольных теплоемкостей.

Таблица 2

Значения мольных теплоемкостей

Атомность	Теплоемкость в ккал/моль·град	
	$c_{\mu v}$	$c_{\mu p}$
Одноатомный газ	3	5
Двухатомный "	5	7
Трех- и многоатомный газ	7	9

Общность мольных, а также объемных теплоемкостей в каждой группе газов (с одинаковой атомностью) существенно упрощает применение этих теплоемкостей для практических подсчетов. По точным данным эти теплоемкости различных двухатомных газов не вполне одинаковы.

По аналогии с формулой (43а) справочные формулы объемных средних теплоемкостей в простейшем случае имеют вид

$$c'_m = c'_0 + a_m t, \quad (47)$$

В табл. 3 приведены эмпирические формулы средних молярных изобарных теплоемкостей.

Таблица 3

Теплоемкости $c_{\nu p m}$ некоторых газов

Газ	Теплоемкость $c_{\nu p m}$ в ккал/моль·град
Азот	$6,92 + 0,613 \frac{t}{1000}$
Кислород	$7,06 + 0,813 \frac{t}{1000}$
Воздух	$6,949 + 0,576 \frac{t}{1000}$
Водяной пар	$7,855 + 1,3 \frac{t}{1000}$

В табл. VII—IX приложения приведены более точные данные средних изобарных теплоемкостей газов в пределах $0 - t^{\circ} \text{C}$.

Для перехода от изобарных к соответствующим изохорным теплоемкостям используются уравнения (39) и (39a).

6. ТЕПЛОЕМКОСТЬ СМЕСИ ГАЗОВ

Возьмем 1 кг смеси газов. Пусть g_1 — весовая доля первого газа смеси, g_2 — второго, ..., g_n — n -го газа. Весовые теплоемкости соответственно c_1, c_2, \dots, c_n ккал/кг·град.

Весовую теплоемкость смеси газов обозначим $c_{c.m}$ ккал/кг·град.

Так как весовая доля численно равна весу данного газа в 1 кг смеси, то количество тепла, пошедшее на нагревание на 1° каждого газа, для первого газа составляет $c_1 g_1$ ккал, для второго $c_2 g_2$ ккал и для n -го $c_n g_n$ ккал.

Для 1 кг смеси количество израсходованного тепла будет складываться из количеств тепла, пошедших на нагревание каждого газа:

$$c_{c.m} = c_1 g_1 + c_2 g_2 + \dots + c_n g_n \text{ ккал/кг·град.} \quad (48)$$

Взяв 1 н.м.³ смеси, получим аналогично, что объемная теплоемкость смеси

$$c'_{c.m} = c'_1 r_1 + c'_2 r_2 + \dots + c'_n r_n \text{ ккал/н.м.³·град.} \quad (48a)$$

Таковую же структуру имеет формула для молярной теплоемкости смеси.

7. КОЛИЧЕСТВО ТЕПЛА, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ НАГРЕВАНИЯ ГАЗА

Количество газа задано в килограммах. При переменной теплоемкости для подсчета количества тепла, необходимого для нагревания 1 кг газа, нужно пользоваться следующими формулами:

а) при применении эмпирических формул прямолинейной зависимости теплоемкости от температуры

$$q = c_m \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) \quad \text{ккал/кг}; \quad (49)$$

б) при применении таблиц средних от 0 до t° С теплоемкостей

$$q = c \Big|_0^{t_2} t_2 - c \Big|_0^{t_1} t_1 \quad \text{ккал/кг}, \quad (49a)$$

где $c \Big|_0^{t_1}$ и $c \Big|_0^{t_2}$ — средние весовые теплоемкости в пределах от 0 до t_2 и от 0 до t_1° С в ккал/кг·град.

Для G кг газа $Q = qG$ ккал.

Количество газа задано в н.м^3 . Если количество газа дано по объему V_0 в н.м^3 , то количество тепла подсчитывается по объемным теплоемкостям c' . Так, например, применяя формулы прямолинейной зависимости теплоемкостей от температуры, напишем для 1 н.м^3

$$q' = c' \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) \quad \text{ккал/н.м}^3, \quad (50)$$

и поэтому

$$Q = q' V_0 \quad \text{ккал}. \quad (50a)$$

Количество газа задано числом молей. Если количество газа дано числом молей M , то подсчет тепла проще производить по мольным теплоемкостям c_μ . Так, применяя таблицы средних теплоемкостей (от 0 до t° С), будем иметь для 1 моля

$$q_\mu = c_\mu \Big|_0^{t_2} t_2 - c_\mu \Big|_0^{t_1} t_1 \quad \text{ккал/моль}, \quad (51)$$

и поэтому

$$Q = q_\mu M. \quad (51a)$$

Нахождение количества необходимого тепла при помощи таблиц средних теплоемкостей в пределах от 0 до t° С является наиболее точным и простым.

Пример 1. Найти приближенные значения весовой теплоемкости c_p ккал/кг·град и объемной c'_v ккал/нм³·град азота при постоянном объеме, принимая ее не зависящей от температуры.

Для N₂ (двухатомный газ) по табл. 2 находим $c_{\mu v} = 5$ ккал/моль·град. Следовательно, согласно формулам (36) и (37)

$$c_{p N_2} = \frac{5}{28} = 0,1785 \text{ ккал/кг·град};$$

$$c'_{p N_2} = \frac{5}{22,4} = 0,224 \text{ ккал/нм}^3 \cdot \text{град}.$$

Пример 2. Определить, какое количество тепла нужно затратить, чтобы 6 м³ углекислого газа нагреть при постоянном давлении $p = 4$ ати от $t_1 = 5^\circ$ до $t_2 = 65^\circ$. Теплоемкость считать постоянной.

Воспользуемся уравнением

$$Q = G c_p (t_2 - t_1) \text{ ккал.}$$

Предварительно определив по уравнению состояния вес газа

$$G = \frac{pV}{RT} = \frac{(4 + 1) 10^4 \cdot 6}{\frac{848}{44} (273 + 5)}$$

находим

$$Q = 56 \frac{9}{44} (65 - 5) = 687 \text{ ккал.}$$

Проще решение провести в молях по формулам $Q = M c_{\mu p} (t_2 - t_1)$ ккал:

$$M = \frac{pV}{848T} = 1,27; Q = 1,27 \cdot 9 \cdot 60 = 686 \text{ ккал.}$$

Этот же пример можно решить, воспользовавшись объемной теплоемкостью:

$$Q = V_0 c'_p (t_2 - t_1) \text{ ккал,}$$

предварительно приведя данный объем газа к нормальным условиям.

Пример 3. Считая теплоемкость переменной величиной, определить по формулам табл. 3 средние весовую и объемную теплоемкости азота при постоянном объеме в пределах от $t_1 = 200^\circ$ до $t_2 = 800^\circ$:

$$c_p \Big|_{t_1}^{t_2} \text{ ккал/кг·град и } c'_v \Big|_{t_1}^{t_2} \text{ ккал/нм}^3 \cdot \text{град}.$$

Из табл. 3 для средней мольной теплоемкости азота при $p = \text{const}$ имеем уравнение

$$c_{\mu p m} = 6,92 + 0,613 \frac{t}{1000} \text{ ккал/моль·град}.$$

Следовательно, по уравнению (39а) при $v = \text{const}$

$$c_{\mu v m} = c_{\mu p m} - 1,986 = 4,934 + 0,613 \frac{t}{1000} \text{ ккал/моль·град}.$$

Для подсчета средней теплоемкости от t_1 до $t_2^\circ\text{C}$ следует в этой формуле t заменить суммой $(t_1 + t_2)$, что в заданных пределах температур дает

$$c_{\mu p} \Big|_{200}^{800} = 4,934 + 0,613 \frac{200 + 800}{1000} = 5,547 \text{ ккал/моль·град}.$$

Следовательно, согласно формулам (36) и (37)

$$c_{\mu p} = \frac{c_{\mu p}}{\mu} = \frac{5,547}{28} = 0,198 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град};$$

$$c'_p = \frac{c_{\mu p}}{22,4} = \frac{5,547}{22,4} = 0,249 \text{ ккал/л} \cdot \text{град}.$$

Пример 4. Найти количество тепла, которое необходимо подвести к 0,5 моля углекислого газа, чтобы при постоянном давлении нагреть его от $t_1 = 400^\circ$ до $t_2 = 1000^\circ$. При определении теплоемкости воспользоваться табл. VII приложения.

Количество тепла определится по формуле

$$Q = M \left(c_{\mu p} \int_0^{t_2} - c_{\mu p} \int_0^{t_1} \right).$$

По табл. VII средняя изобарная молярная теплоемкость CO_2

$$c_{\mu p} \int_0^{t_2} = c_{\mu p} \int_0^{1000} = 11,852 \text{ ккал/моль} \cdot \text{град};$$

$$c_{\mu p} \int_0^{t_1} = c_{\mu p} \int_0^{400} = 10,358 \text{ ккал/моль} \cdot \text{град}.$$

Подставляем значения:

$$Q = 0,5 (11,852 \cdot 1000 - 10,358 \cdot 400) = 3855 \text{ ккал}.$$

ЗАДАЧИ

1. Найти весовую теплоемкость кислорода при неизменном объеме, пренебрегая ее зависимостью от температуры.

О т в е т. $c_v = 0,156 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}.$

2. Требуется понизить температуру 2,5 кг водорода при постоянном давлении от $t_1 = 50^\circ$ до $t_2 = 10^\circ$. Определить количество тепла, которое при этом нужно отнять от газа. Теплоемкость принять постоянной (не зависящей от температуры).

О т в е т. $Q = 350 \text{ ккал}.$

3. Найти значения средних теплоемкостей $c_{\mu p}$ ккал/моль·град, c'_p ккал/л·град и c_p ккал/кг·град в пределах температур от $t_1 = 200^\circ$ до $t_2 = 600^\circ$ для азота, пользуясь табл. 2.

О т в е т. $c_{\mu p} = 7,41 \text{ ккал/моль} \cdot \text{град};$

$c'_p = 0,33 \text{ ккал/л} \cdot \text{град};$

$c_p = 0,264 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}.$

4. 0,12 м³ воздуха охлаждается при постоянном давлении, равном 5 ата, от 850 до 300°. Определить количество отнимаемого тепла от воздуха. При определении теплоемкости воспользоваться табл. 2.

О т в е т. $Q = 26,4 \text{ ккал}.$

5. Какое количество тепла нужно затратить, чтобы при неизменном давлении, равном 5 ата, нагреть 10 м³ кислорода от 100 до 1000°. При определении теплоемкости пользоваться табл. VII приложения.

О т в е т. $Q = 12 \text{ 700 ккал}.$

ГЛАВА V

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

1. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

В термодинамике в качестве основных процессов рассматриваются такие, в которых изменение параметров тела определяется простейшими условиями (например, постоянством объема тела $V = \text{const}$, постоянством давления $p = \text{const}$ и т. д.).

В действительных тепловых двигателях процессы протекают значительно сложнее. Однако изучение работы реальных двигателей можно приближенно исследовать с помощью основных термодинамических процессов.

В термодинамике рассматриваются следующие основные процессы:

- 1) изохорный (при неизменном объеме);
- 2) изобарный (при неизменном давлении);
- 3) изотермический (при неизменной температуре);
- 4) адиабатный (без теплообмена с окружающей средой).

2. ИЗОХОРНЫЙ ПРОЦЕСС

Понятие о процессе. Изохорным называется процесс, протекающий при сохранении постоянного объема тела.

Основное условие изохорного процесса:

$V = \text{const}$ при p переменном и T переменной.

Практически процессы, близкие к изохорным, могут протекать внутри герметически закрытого сосуда с газом (фиг. 8 и 9) вследствие теплообмена рабочего тела с окружающей средой.

При подводе тепла температура и давление газа увеличиваются, при отводе — уменьшаются.

Соотношение между параметрами. Из уравнения состояния для 1 кг газа $p\nu = RT$ при $\nu = \text{const}$ имеем

$$\boxed{\frac{p}{T} = \text{const}} \quad (52)$$

При переходе от состояния p_1, T_1 к состоянию p_2, T_2 при $\nu = \text{const}$ имеем

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$$

или

$$\boxed{\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}}, \quad (53)$$

т. е. в изохорном процессе давление данной массы газа изменяется прямо пропорционально абсолютной температуре.

Графическое изображение процесса. Линия, графически изображающая изохорный процесс в каких-либо координатах, называется *изохорой*. График изохорного процесса в vp -координатах при подводе тепла представлен на фиг. 8 (p и T растут).

На фиг. 9 приведено изображение изохорного процесса при отводе тепла (p и T падают).

Количество участвующего тепла. Количество подводимого тепла в изохорном процессе определяется формулой

$$q_v = c_v (t_2 - t_1) \cdot \text{ккал/кг}, \quad (54)$$

где c_v — весовая изохорная теплоемкость газа в $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$ (принимаемая в этой формуле за постоянную).

Работа. При неизменном объеме $dv = 0$, следовательно, по формуле (27)

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = 0.$$

Работа газа в изохорном процессе равна нулю.

Изменение внутренней энергии. Как было указано выше, в любом процессе с идеальным газом

$$u_2 - u_1 = c_v (t_2 - t_1). \quad (55)$$

В изохорном процессе

$$u_2 - u_1 = q_v,$$

т. е. подводимое извне тепло переходит целиком во внутреннюю энергию.

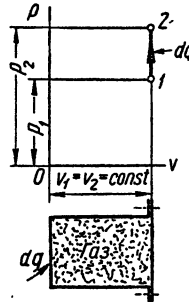
В бесконечно малом любом процессе

$$du = c_v dt. \quad (55a)$$

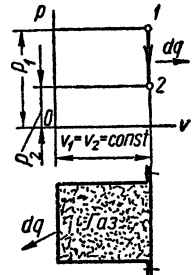
Используя выражения (55) и (55a), можно уравнение первого закона термодинамики в применении к идеальным газам написать так:

а) для бесконечно малого изменения состояния в любом процессе [из уравнения (31)]

$$\boxed{dq = c_v dt + Adl} \quad \text{ккал/кг}; \quad (56)$$



Фиг. 8. Изображение изохорного процесса в vp -координатах в случае подвода тепла.



Фиг. 9. Изображение изохорного процесса в vp -координатах в случае отвода тепла.

б) при конечном изменении состояния для любого процесса, принимая теплоемкость постоянной [из уравнения (32)],

$$q = c_v (t_2 - t_1) + Al \quad \text{ккал/кг.} \quad (56a)$$

Пример 1. 200 м³ воздуха нагреваются при постоянном объеме от 8 до 40°. Найти изменение внутренней энергии и конечное давление, если начальное давление воздуха 2 *ата*. Теплоемкость воздуха принять постоянной. Найти $U_2 - U_1$ и p_2 .

По табл. 2 находим весовую изохорную теплоемкость воздуха $c_v = 0,172 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$.

Для нагревания 1 кг воздуха потребуется тепла [см. формулу (54)]

$$q_v = c_v (t_2 - t_1) = 0,172 (40 - 8) = 5,5 \text{ ккал/кг.}$$

Так как в изохорном процессе $q_v = u_2 - u_1$, то изменение внутренней энергии 1 кг воздуха

$$u_2 - u_1 = 5,5 \text{ ккал/кг.}$$

Вес воздуха при $R_{\text{возд}} = 29,27$ (см. табл. IV приложения) равен

$$G = \frac{pV}{RT} = \frac{2 \cdot 10^4 \cdot 200}{29,27 \cdot 281} = 485,8 \text{ кг.}$$

Таким образом, полное изменение внутренней энергии воздуха

$$U_2 - U_1 = G (u_2 - u_1) = 485,8 \cdot 5,5 = 2673 \text{ ккал.}$$

В изохорном процессе конечное давление p_2 находится так:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1},$$

следовательно,

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} = 2 \frac{273 + 40}{273 + 8} = 2,22 \text{ ата.}$$

3. ИЗОБАРНЫЙ ПРОЦЕСС

Понятие о процессе. *Изобарным называется процесс, протекающий при сохранении постоянного давления.*

Основное условие изобарного процесса: $p = \text{const}$ при V переменном и T переменной.

Практически процесс, близкий к изобарному, может протекать в цилиндре, плотно закрытом подвижным поршнем с неизменной нагрузкой (см. фиг. 3). При подводе тепла к газу в таком цилиндре температура и объем газа увеличиваются, поршень поднимается. При отводе тепла температура и объем газа уменьшаются, поршень опускается. Абсолютное давление газа и в том, и в другом случае определяется весом поршня, груза и окружающим давлением.

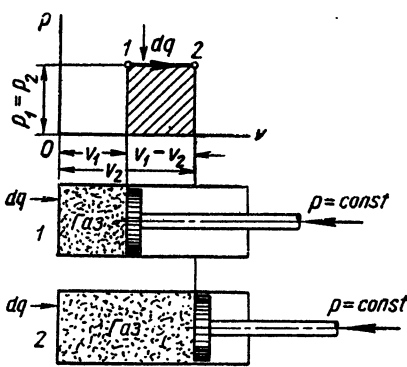
Соотношение между параметрами. Из уравнения состояния для 1 кг газа $pv = RT$ при $p = \text{const}$ имеем (закон Гей-Люссака).

$$\boxed{\frac{v}{T} = \text{const}}. \quad (57)$$

В изобарном процессе объем данной массы газа изменяется прямо пропорционально абсолютной температуре.

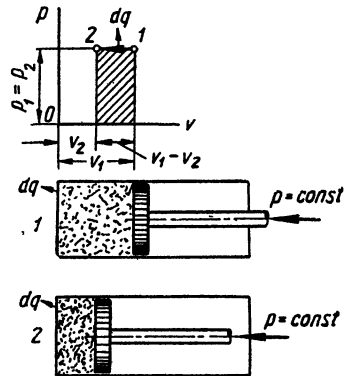
Графическое изображение. График изобарного процесса при подводе тепла в vp -координатах приведен на фиг. 10. Линия, изображающая в каких-либо координатах изобарный процесс, называется изобарой.

Объем 1 кг газа при подводе тепла увеличился от v_1 до v_2 , одновременно возросла и температура с T_1 до T_2 . Произведенная при расширении работа характеризуется заштрихованной площадью



Фиг. 10. Процесс изобарного расширения в vp -координатах:

1 — до подвода тепла; 2 — после подвода тепла.



Фиг. 11. Процесс изобарного сжатия в vp -координатах:

1 — до отвода тепла; 2 — после отвода тепла.

Графическое изображение процесса при изобарном отводе тепла представлено на фиг. 11. Объем газа в этом случае уменьшается одновременно с температурой.

Работа изменения объема. Формулы работы газа в изобарном процессе были выведены в § 3 главы III. Для 1 кг газа

$$l = p(v_2 - v_1) \frac{\text{кгм}}{\text{кг}} \quad (58)$$

или

$$l = R(t_2 - t_1) \text{ кгм/кг}. \quad (58a)$$

Для любого количества газа

$$L = p(V_2 - V_1) \text{ кгм} \quad (59)$$

или

$$L = GR(t_2 - t_1) \text{ кгм}. \quad (60)$$

Количество участвующего тепла. Количество подводимого или отводимого тепла для 1 кг газа в изобарном процессе подсчитывается по формуле

$$|q = c_p(t_2 - t_1)| \text{ ккал/кг}, \quad (61)$$

где c_p — весовая изобарная теплоемкость, принимаемая постоянной в $\text{ккал/кг}\cdot\text{град}$.

Пример 2. Пусть 0,5 кг воздуха при 3 ата и 35° в изобарном процессе совершили работу, равную 2850 кгм. Каковы будут конечные температура, объем и количество затраченного тепла? Теплоемкость $c_{p m} = 0,24 \text{ ккал/кг}\cdot\text{град}$.

Определить Q , t_2 и V_2 .

По уравнению (60)

$$L = GR(T_2 - T_1)$$

определяем конечную температуру T_2 :

$$T_2 = \frac{L}{GR} + T_1 = \frac{2850}{0,5 \cdot 29,27} + (273 + 35) = 503^\circ \text{K}; \quad t_2 = 230^\circ \text{C}.$$

Далее определяем конечный объем V_2 , пользуясь уравнением состояния

$$V_2 = \frac{GRT_2}{p} = \frac{0,5 \cdot 29,27 \cdot 503}{3 \cdot 10^4} = 0,246 \text{ м}^3.$$

Наконец, находим необходимое количество тепла:

$$Q = Gc_{p m}(T_2 - T_1) = 0,5 \cdot 0,24(503 - 308) = 23,4 \text{ ккал}.$$

4. ИЗОТЕРМИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС

Понятие о процессе. *Изотермическим называется процесс, протекающий при неизменяющейся температуре.*

Основное условие изотермического процесса $T = \text{const}$ при p переменном и v переменном.

В изотермическом процессе для идеального газа постоянная температура соответствует не изменяющейся внутренней энергии, что видно из уравнения $du = c_v dt$, которое при $dt = 0$ дает $du = 0$, откуда $u = \text{const}$.

В связи с этим уравнение первого закона термодинамики $dq = du + Adl$ для изотермического процесса примет вид (для 1 кг газа)

$$dq = Adl \quad (62)$$

или

$$q = Al \text{ ккал/кг}. \quad (62a)$$

Из последних уравнений заключаем: при изотермическом расширении ($dl > 0$) вся сообщаемая газу теплота превращается в работу расширения; при изотермическом сжатии ($dl < 0$) подводимая к газу энергия в виде механической работы сжатия отводится в виде тепла, т. е.

$$-Adl = -dq.$$

Практически близкий к изотермическому процесс можно получить при медленном сжатии воздуха поршнем в цилиндре с энергичным водяным охлаждением.

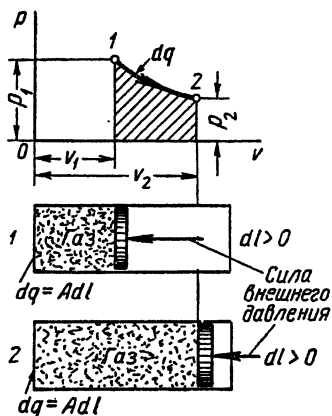
Соотношения между параметрами. Соотношение между объемом и давлением при изотермическом процессе устанавливается из уравнения состояния $p v = RT$, которое при $T = \text{const}$ дает (закон Бойля-Мариотта)

$$p v = \text{const} \quad (a)$$

Для изотермического процесса с начальными параметрами газа p_1, v_1 и конечными p_2, v_2 будем иметь

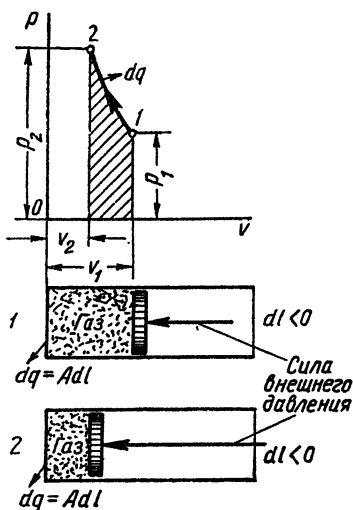
$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \quad (б)$$

Графическое изображение процесса. График изотермического



Фиг. 12. Изотермический процесс расширения в $p v$ -координатах:

1 — до подвода тепла; 2 — после подвода тепла.



Фиг. 13. Изотермический процесс сжатия в $p v$ -координатах:

1 — до отвода тепла; 2 — после отвода тепла.

процесса в $p v$ -координатах определяется уравнением изотермического процесса $p v = \text{const}$. Это — уравнение равнобочной гиперболы, имеющей оси координат v и p своими асимптотами¹. Линия, изображающая в каких-либо координатах изотермический процесс, называется изотермой.

На фиг. 12 представлен случай изотермического расширения. Объем газа увеличился во столько же раз, во сколько уменьшилось давление. Количество подводимого тепла q здесь должно быть эквивалентно совершаемой работе расширения l . На фиг. 13 приведен случай изотермического сжатия.

¹ В аналитической геометрии уравнение равнобочной гиперболы, приближающейся к осям x и y , как к асимптотам, дается в такой форме: $x y = m$. Очевидно, что это уравнение аналогично нашему $p v = \text{const}$.

Чем выше температура, тем больше значение постоянной величины в уравнении $p v = \text{const}$, поэтому изотермы более высоких температур располагаются дальше от осей координат (фиг. 14).

Работа изменения объема. Из общего уравнения работы (27) $l = \int_{v_1}^{v_2} p dv$ кгм/кг в применении к изотермическому процессу (при $p v = \text{const}$) можно вывести формулу

$$l = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} \quad \text{кгм/кг.} \quad (63)$$

Заменяя натуральные логарифмы десятичными¹, имеем

$$l = 2,3 p_1 v_1 \lg \frac{v_2}{v_1} \quad \text{кгм/кг.} \quad (63a)$$

Пользуясь уравнением (6), можно в этой формуле заменить отношение объемов $\frac{v_2}{v_1}$ обратным отношением давлений $\frac{p_1}{p_2}$.

Получим

$$l = 2,3 p_1 v_1 \lg \frac{p_1}{p_2} \quad \frac{\text{кгм}}{\text{кг}}. \quad (63б)$$

Кроме того, в этих формулах можно сделать замену:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = RT. \quad (63в)$$

Количество участвующего тепла. Количество тепла, подводимое при изотермическом расширении или отводимое при изотермическом сжатии, определяется из уравнения (62а), которое при подстановке l по уравнениям (63а) и (63в) дает

$$q = 2,3 ART \lg \frac{v_2}{v_1} \quad \text{ккал/кг.} \quad (64)$$

Пример 3 8 м³ воздуха при 0,9 ата и 20° подлежат сжатию до 8,1 ата при неизменяющейся температуре. Каковы будут конечный объем, совершенная работа и количество теплоты, подлежащее отведению?

Конечный объем определяем из уравнения состояния при $T = \text{const}$, откуда

$$V_2 = V_1 \frac{p_1}{p_2} = 8 \frac{0,9}{8,1} = 0,889 \text{ м}^3.$$

¹ Натуральный логарифм может быть заменен логарифмом с основанием 10 по равенству $\ln A = 2,3 \lg_{10} A$.

Работу изотермического процесса находим на основании формулы (636), которая для G кг газа дает

$$L = 2,3p_1V_1 \lg \frac{p_1^*}{p_2} = 2,3 \cdot 0,9 \cdot 10^4 \cdot 8 \lg \frac{0,9}{8,1} = -158\,200 \text{ кгм}$$

(работа сжатия).

Тепло, которое требуется подвести в изотермическом процессе, определится из выражения

$$Q = AL = \frac{1}{427} (-158\,200) = -370 \text{ ккал}$$

(тепло отводится).

5. АДИАБАТНЫЙ ПРОЦЕСС

Понятие о процессе. Адиабатным называется процесс, протекающий без теплообмена с окружающей средой. Отсутствие теплообмена с окружающей средой математически выразится условием $dq = 0$ и $q = 0$.

Параметры состояния v , p и T в адиабатном процессе являются переменными.

Для осуществления адиабатного процесса газ должен быть заключен в цилиндр с идеальной теплоизоляцией (фиг. 15). Такой изоляции в природе нет, поэтому осуществить идеальный адиабатный процесс нельзя. Практически процесс, близкий к адиабатному, можно получить, если проводить его очень быстро, так как в малое время тепло не успеет переходить от окружающей среды к рабочему телу или обратно (но такой процесс, конечно, не может быть равновесным).

Процессы сжатия и расширения в паровых машинах и двигателях внутреннего сгорания протекают очень быстро, поэтому в первом приближении их можно считать адиабатными.

Основное уравнение первого закона термодинамики $dq = du + Adl$ при подстановке $dq = 0$ дает для адиабатного процесса

$$du + Adl = 0, \quad (65)$$

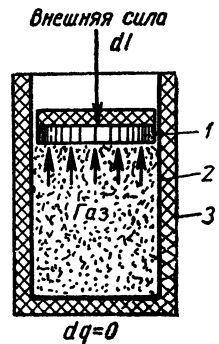
иначе

$$\overline{du = -Adl.} \quad (65a)$$

Для конечного процесса имеем

$$\overline{u_2 - u_1 = -Al.} \quad (66)$$

Из полученных уравнений вытекает, что в адиабатном процессе изменение внутренней энергии эквивалентно работе с обратным знаком. В адиабатном процессе работа расширения совершается за счет



Фиг. 15. Практическое осуществление процесса без теплообмена:

1 — поршень; 2 — цилиндр; 3 — тепловая изоляция.

убыли внутренней энергии, следовательно, и температура газа убывает ($u_2 < u_1$; $T_2 < T_1$). В адиабатном сжатии вся затрачиваемая внешними силами работа идет на увеличение внутренней энергии газа, вызывая повышение его температуры ($u_2 > u_1$; $T_2 > T_1$).

Соотношения между параметрами. В результате такого подвода или отвода энергии состояние газа, характеризуемое параметрами v , p и T , изменяется.

Из уравнения (65), применяя ряд преобразований, при $k = \text{const}$ можно вывести уравнение адиабаты в координатах v и T :

$$\boxed{Tv^{k-1} = \text{const}} \quad (67)$$

Для адиабатного процесса 1—2 получим

$$\boxed{T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}} \quad (67a)$$

Исключим T из уравнения (67) при помощи уравнения состояния

$$Tv^{k-1} = \frac{T}{v} v^k = \frac{p}{k} v^k = \text{const}$$

и окончательно, относя R к постоянной, получим уравнение адиабаты в обычных координатах v и p :

$$\boxed{pv^k = \text{const}} \quad (68)$$

где k — так называемый показатель адиабаты.

Полученное уравнение для процесса 1—2 примет вид

$$\boxed{p_1 v_1^k = p_2 v_2^k} \quad (68a)$$

Наконец, для получения уравнения адиабаты в параметрах p и T предварительно извлечем из обеих частей уравнения (67) корень степени k , далее применим уравнение состояния

$$p^{\frac{1}{k}} v = p^{\frac{1}{k}} \frac{RT}{p} = \frac{RT}{p^{\frac{k-1}{k}}} = \text{const}$$

и окончательно, относя R к постоянной, получаем уравнение адиабаты в координатах p и T :

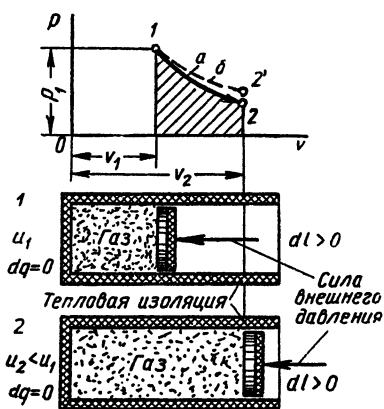
$$\boxed{\frac{T}{p^{\frac{k-1}{k}}} = \text{const}} \quad (69)$$

Для процесса 1—2 получаем уравнение

$$\frac{T_1}{p_1^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{T_2}{p_2^{\frac{k-1}{k}}} \quad (69a)$$

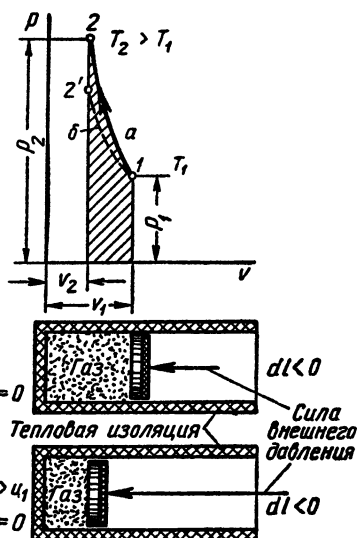
Из уравнений (67a), (68a) и (69a) могут быть найдены отношения $\frac{v_2}{v_1}$, $\frac{p_2}{p_1}$, $\frac{T_2}{T_1}$.

Графическое изображение адиабатного процесса. Зная уравнение адиабаты в $pv^k = \text{const}$ и одну из ее точек (либо величину const), можно построить адиабату по точкам. Адиабата расширения приведена на фиг. 16. В этом процессе с возрастанием объема



Фиг. 16. Адиабатный процесс расширения в pv -координатах:

a — адиабата; b — изотерма; 1 — до расширения; 2 — после расширения.



Фиг. 17. Адиабатный процесс сжатия в pv -координатах:

a — адиабата; b — изотерма; 1 — до сжатия; 2 — после сжатия.

газа падают давление и температура. Падение давления в адиабатном расширении идет быстрее, чем в изотермическом (пунктирная линия).

Когда газ адиабатно сжимается (фиг. 17), его давление и температура увеличиваются. Давление газа при адиабатном сжатии увеличивается быстрее, чем при изотермическом.

На фиг. 17 нанесена адиабата сжатия в сопоставлении с изотермой сжатия (изотерма нанесена пунктиром).

Работа изменения объема. Работу расширения при адиабатном процессе проще определить из уравнения первого закона термодинамики, дающего для адиабатного процесса [см. формулу (65a)]

$$-du = Adl,$$

откуда работа расширения

$$dl = -\frac{du}{A}.$$

Интегрируя это выражение, получаем

$$l = \frac{u_1 - u_2}{A} \text{ кгм/кг}. \quad (70)$$

Изменение внутренней энергии во всех процессах идеального газа определяется (при постоянной теплоемкости) по формуле (55)

$$u_2 - u_1 = c_v (t_2 - t_1) \text{ или } u_1 - u_2 = c_v (t_1 - t_2).$$

Следовательно, работа 1 кг газа в адиабатном процессе

$$l = \frac{c_v}{A} (t_1 - t_2) \text{ кгм/кг}. \quad (70a)$$

Здесь и дальше можно писать $T_1 - T_2$ вместо $t_1 - t_2$ и по уравнению (41) $\frac{R}{k-1}$ вместо $\frac{c_v}{A}$, поэтому

$$l = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{k-1}. \quad (70б)$$

Уравнение (70б) можно переписать так:

$$l = \frac{RT_1}{k-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right).$$

Подставив сюда по уравнению (69а)

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}},$$

имеем

$$l = \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \text{ или } l = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]. \quad (70в)$$

С помощью несложных преобразований вместо слагаемого $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ можно поставить $\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$.

При выборе расчетной формулы для определения работы в адиабатном процессе в каждом частном случае следует руководствоваться удобством вычислений.

Работа сжатия в процессе определяется по тем же формулам, что и работа расширения, но результат вычислений получается с отрицательным знаком, показывающим, что работа затрачивается средой, окружающей газ.

На графиках фиг. 16 и 17 работа адиабатного процесса изображена заштрихованной площадью. Из сравнения площадей на фиг. 16

видно, что работа адиабатного расширения меньше работы изотермического расширения при тех же начальных состояниях и конечных объемах. График фиг. 17 показывает, что при адиабатном сжатии, наоборот, работа адиабатного сжатия больше работы, затрачиваемой при изотермическом сжатии, при одинаковых начальных параметрах и конечных объемах.

Пример 4. 8 м³ воздуха адиабатно сжимаются от 0,9 *ата* и 20° до 8,1 *ата*. Определить конечный объем, конечную температуру и работу сжатия. Конечный объем определится с помощью уравнения адиабаты (68а), из которого получим

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}},$$

откуда

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}},$$

или, переходя от удельных объемов к полным, имеем

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}.$$

Так как

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{8,1}{0,9} \right)^{0,714} = 9^{0,714},$$

$$\lg(9^{0,714}) = 0,714 \lg 9 = 0,714 \cdot 0,9542 = 0,6813; \quad 9^{0,714} = 4,80,$$

поэтому

$$V_2 = \frac{V_1}{4,8} = \frac{8}{4,8} = 1,667 \text{ м}^3.$$

Конечную температуру найдем с помощью уравнения состояния

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2},$$

откуда

$$T_2 = T_1 \frac{p_2}{p_1} \frac{V_1}{V_2} = 293 \frac{9}{4,8} = 549^\circ \text{ К}$$

или

$$t_2 = T_2 - 273 = 549 - 273 = 276^\circ \text{ С.}$$

Работа процесса определится по уравнению (70б), умножая обе части его на вес G :

$$\begin{aligned} L &= \frac{1}{k-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) = \frac{10^4}{1,4-1} (0,9 \cdot 8 - 8,1 \cdot 1,667) = \\ &= \frac{10^4}{0,4} (7,2 - 13,5) = -157\,500 \text{ кгм.} \end{aligned}$$

Пример 5. Требуется посредством адиабатного расширения охладить воздух от 25 до -55° . Какое для этого нужно создать начальное давление и какова работа расширения 1 кг воздуха, если конечное давление равно 1 *атм*? Начальное давление определится из уравнения (69а):

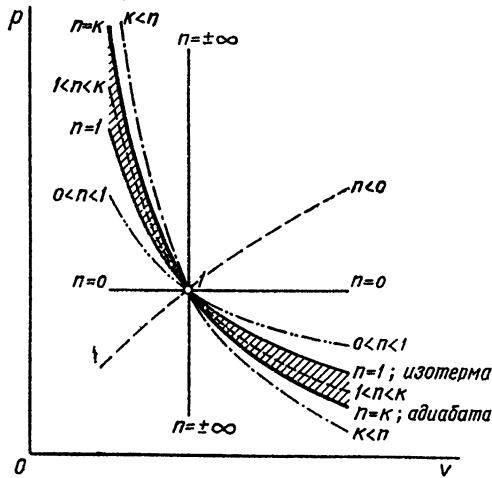
$$p_1 = p_2 \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1 \left(\frac{273 + 25}{273 - 55} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = \left(\frac{298}{218} \right)^{3,5} = 1,367^{3,5} = 2,98 \text{ атм.}$$

Работу 1 кг воздуха при адиабатном расширении определяем по формуле (70б):

$$l = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{29,27}{1,4-1} (298 - 218) = 5854 \text{ кг.м/кг.}$$

6. ПОЛИТРОПНЫЕ ПРОЦЕССЫ

Понятие о процессе. Каждый из четырех простейших основных процессов (изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный) может быть математически выражен тем или иным уравнением, содержащим в себе параметры p и v : 1) $v = \text{const}$; 2) $p = \text{const}$; 3) $pv = \text{const}$; 4) $pv^k = \text{const}$.



Фиг. 18. Политропные процессы в p - v -координатах.

Сопоставление этих процессов, изображенных соответствующими линиями, проходящими через одну общую точку l , дано на фиг. 18.

Заметим, что кривые $pv = \text{const}$ и $pv^k = \text{const}$ в математике относятся к так называемым гиперболам, причем кривая $pv = \text{const}$ называется равносторонней гиперболой, а кривая $pv^k = \text{const}$ принадлежит к числу неравносторонних гипербол.

Если показатель k в уравнении $pv^k = \text{const}$ (он равен отношению теплоемкостей $\frac{c_p}{c_v}$) заменить любым числом, обозначаемым буквой n , то получим новое уравнение

$$\boxed{pv^n = \text{const}}, \quad (71)$$

которое охватывает весьма обширный класс процессов. Кривые этого типа при любом значении показателя n носят название политропных кривых или, короче, политроп, а изображаемые ими процессы называются политропными. Слово «политропный» озна-

чает «многообразный». Это название нужно понимать в том смысле, что при различных значениях показателя n политропная кривая принимает весьма разнообразие формы.

В частных случаях уравнение $p v^n = \text{const}$ при подстановке в него значений $n = k$, $n = 1$, $n = 0$ и $n = \infty$ обращается в уравнения адиабаты, изотермы, изобары и изохоры.

Соотношения между параметрами. Уравнение политропы (71) по форме совпадает с уравнением адиабаты, поэтому все математические выводы, основанные на применении уравнения $p v^k = \text{const}$, могут быть перенесены непосредственно на политропные процессы при замене показателя k , равного отношению теплоемкостей, произвольным показателем n . Таким образом, для политропных процессов уравнения могут быть написаны так:

$$p v^n = \text{const};$$

$$\boxed{T v^{n-1} = \text{const}}; \quad (71a)$$

$$\boxed{\frac{T}{p^{\frac{n-1}{n}}} = \text{const}}. \quad (71b)$$

Для какого-либо политропного процесса 1—2 в координатах vT уравнение (71a) напишется в виде

$$T_1 v_1^{n-1} = T_2 v_2^{n-1}.$$

Работа изменения объема. Для вычисления работы также можно воспользоваться результатами, полученными в адиабатном процессе. В самом деле, работа измеряется в pv -диаграмме площадью под линией процесса. Очевидно, что если площадь, ограниченная кривой $p v^k = \text{const}$, определяется по формуле (70б) $l = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2)$, то площадь, ограниченная линией $p v^n = \text{const}$, будет выражаться формулой

$$\boxed{l = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1}}. \quad (72)$$

Отсюда вытекает, что формулы (70б) и (70в), выведенные для определения работы в адиабатном процессе, также могут быть пригодны для политропного процесса при замене k через n , т. е.

$$\boxed{l = \frac{R}{n-1} (T_2 - T_1)} \quad \text{кдж/кг}; \quad (72a)$$

$$\boxed{l = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \quad \text{кдж/кг}. \quad (72b)$$

Количество участвующего тепла. Количество тепла, участвующего в политропном процессе, можно вычислить по уравнению первого закона термодинамики (32)

$$q = u_2 - u_1 + Al \text{ ккал/кг,}$$

где $u_2 - u_1 = c_v(t_2 - t_1) = c_v(T_2 - T_1)$ в ккал/кг, как и во всяком процессе, а l для политропных процессов определяется по приведенным выше формулам, в частности по формуле (72а)

$$l = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2) \text{ кжм/кг.}$$

Количество тепла, участвующее в политропном процессе, может быть найдено также по формуле

$$q = c(t_2 - t_1)$$

или

$$\boxed{q = c(T_2 - T_1)} \text{ ккал/кг,} \quad (73)$$

где c — обобщенная теплоемкость данного политропного процесса в ккал/кг·град.

Подставляя в уравнение тепла значения q , $u_2 - u_1$ и l из приведенных формул, преобразуем его к виду

$$c(T_2 - T_1) = c_v(T_2 - T_1) + \frac{AR}{n-1}(T_1 - T_2). \quad (73a)$$

Деля обе части этого уравнения на $T_2 - T_1$ (причем знак плюс перед последним членом изменится на минус), получим уравнение, связывающее обобщенную теплоемкость c политропного процесса с теплоемкостью c_v и показателем политропы n (а также с газовой постоянной R):

$$\boxed{c = c_v - \frac{AR}{n-1}} \text{ ккал/кг·град.} \quad (74)$$

Из этой формулы можно получить выражения, определяющие теплоемкости простейших термодинамических процессов как частных случаев политропного процесса, так, например, для изобарного процесса (при $n = 0$):

$$c = c_v - \frac{AR}{0-1} = c_v + AR = c_p.$$

Из формулы (74) следует, что если теплоемкость c_v считать приближенно постоянной, то и теплоемкость c оказывается постоянной. Таким образом, политропные процессы характеризуются приближенно независимостью их теплоемкостей от температуры.

По показателю политропы n легко можно сделать заключение о характере изменения температуры и о знаке подведенного тепла

в процессе. Именно, в политропном процессе сжатия при $n > 1$ температура повышается, при $n < 1$ температура понижается. Обратное будет в политропном процессе расширения (при $n > 1$ понижение, при $n < 1$ повышение температуры).

В политропном процессе сжатия при $n > k$ имеет место подвод тепла, при $n < k$ — отвод тепла. В политропном процессе расширения будет обратное (при $n > k$ отвод, при $n < k$ подвод тепла).

Пример 6. 8 м³ воздуха политропно сжимаются при $n = 1,2$ от 0,9 ата и 20° до 8,1 ата. Каковы конечный объем, конечная температура, работа, изменение внутренней энергии и подлежащее отводу количество тепла?

Конечный объем V_2 определится из уравнения (71) с переходом от удельных объемов v к полным V :

$$V_2 = \frac{V_1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}}; \quad \frac{p_2^{\frac{1}{n}}}{p_1^{\frac{1}{n}}} = \left(\frac{8,1}{0,9}\right)^{\frac{1}{1,2}} = 9^{\frac{1}{1,2}} = 6,235,$$

откуда

$$V_2 = \frac{V_1}{6,235} = \frac{8}{6,235} = 1,283 \text{ м}^3.$$

Конечную температуру T_2 найдем из уравнения состояния, которое дает

$$T_2 = T_1 \frac{p_2 V_2}{p_1 V_1} = T_1 \frac{p_2}{\frac{p_1}{V_1} V_2} = 293 \frac{9}{6,235} = 423^\circ \text{K}$$

или

$$t_2 = 423 - 273 = 150^\circ \text{C}.$$

Вес газа найдем из уравнения состояния, написанного для начального состояния $p_1 V_1 = G R T_1$, откуда

$$G = \frac{p_1 V_1}{R T_1} = \frac{0,9 \cdot 10^4 \cdot 8}{29,27 (273 + 20)} = 8,39 \text{ кг}.$$

Работу на 1 кг воздуха определим по уравнению (72а):

$$l = \frac{R}{n-1} (t_1 - t_2) = \frac{29,27}{1,2-1} (20 - 150) = - \frac{29,27}{0,2} 130 = - 19 030 \text{ кг.м/кг}.$$

Знак минус указывает на работу сжатия. Полная затрата работы будет в G раз больше.

Изменение внутренней энергии на 1 кг воздуха вычисляется по уравнению (55):

$$u_2 - u_1 = c_v (t_2 - t_1),$$

в котором

$$c_v = \frac{AR}{k-1} = \frac{29,27}{427 \cdot 0,4} = 0,172 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{град}}.$$

Поэтому приращение внутренней энергии на 1 кг воздуха будет

$$u_2 - u_1 = 0,172 (150 - 20) = 22,4 \text{ ккал/кг.}$$

Из основного уравнения термодинамики подводимое тепло на 1 кг воздуха

$$q = u_2 - u_1 + A l = 22,4 - \frac{19\,030}{427} = -22,2 \text{ ккал/кг,}$$

т. е. тепло в данном случае отводится, чего и следовало ожидать в процессе сжатия по политропе с показателем $n < k$.

Полное количество отведенного тепла будет в G раз больше:

$$Q = 22,2 \cdot 8,39 = 186,3 \text{ ккал.}$$

С целью контроля найдем тепло через обобщенную теплоемкость по уравнению (74):

$$c = c_v - \frac{AR}{n-1} = 0,172 - \frac{29,27}{427 \cdot 0,2} = -0,171 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{град}};$$

$$Q = Gc(t_2 - t_1) = -8,39 \cdot 0,171 \cdot 130 = -186,3 \text{ ккал.}$$

ЗАДАЧИ

1. В закрытом сосуде емкостью $0,3 \text{ м}^3$ содержится $2,75 \text{ кг}$ воздуха при 25° и 8 атм . Каково давление воздуха после охлаждения до 0° ?

Ответ. $p_2 = 7,33 \text{ атм}$.

2. В цилиндре диаметром 40 см содержится $0,08 \text{ м}^3$ воздуха при 3 атм и 15° . На сколько должна увеличиться нагрузка на поршень, чтобы при подводе 20 ккал поршень не пришел в движение? Принять $c_v = 0,18 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$.

Ответ. 5120 кг .

3. Какую работу совершат 12 кг водорода при повышении температуры на 12° при постоянном давлении?

Ответ. $L = 61\,056 \text{ кгм}$.

4. 80 ккал при $p = \text{const}$ подводятся к 1 м^3 воздуха, имеющему 15° и находящемуся в цилиндре со свободно движущимся нагруженным поршнем. Какая установится в цилиндре температура и какова работа расширения, если известно, что объем воздуха увеличился до $1,5 \text{ м}^3$? Теплоемкость принять $c_p = 0,24 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$.

Ответ. $t_2 = 159^\circ$, $L = 10\,050 \text{ кгм}$.

5. 10 кг воздуха при 2 атм и 25° подвергаются изотермическому сжатию до $\frac{1}{8}$ первоначального объема. Какое устанавливается давление, какую работу следует затратить и сколько отводится тепла?

Ответ. $p_2 = 6 \text{ атм}$, $-L = 96\,000 \text{ кгм}$, $-Q = 224 \text{ ккал}$.

6. В цилиндре с $0,2 \text{ м}^3$ воздуха при 8 атм и 25° требуется без изменения температуры понизить давление до 2 атм . Определить работу, количество переданного тепла и конечный объем.

Ответ. $L = 22\,154 \text{ кгм}$, $Q = 51,8 \text{ ккал}$, $V_2 = 0,8 \text{ м}^3$.

7. 4 кг воздуха с давления 1 атм при 15° адиабатно сжимаются до 8 атм . Определить работу, конечный объем и конечную температуру.

Ответ. $t_2 = 249^\circ$, $L = -17\,090 \text{ кгм}$, $V_2 = 0,1907 \text{ м}^3/\text{кг}$.

8. $0,8 \text{ м}^3$ углекислого газа при 20° и 7 атм политропно расширяется до трехкратного объема. Определить давление, температуру и совершенную работу, если $n = 1,28$.

Ответ. $p_2 = 1,715 \text{ атм}$, $t_2 = -57,5^\circ$, $L = 52\,886 \text{ кгм}$.

9. Газ сжимается политропно от 10 *ата* и 6 м³ до 40 *ата* и 2 м³. Найти показатель политропы и внешнюю работу.

Ответ. $n = 1,26$, $L = -777\ 000$ *кдж*.

10. 15 *кг* воздуха при 1 *ата* и 20° подвергаются политропному сжатию, причем отводится 310 *ккал* и температура достигает 141°. Определить работу и конечное давление ($c_v = 0,17$ *ккал/кг·град*).

Ответ. $L = -265\ 000$ *кдж*, $p_2 = 7,3$ *ата*.

11. Определить полную работу, изменение внутренней энергии и расход тепла при политропном расширении 5 *кг* воздуха при условии, что начальная температура воздуха $t_1 = 150^\circ$, конечная $t_2 = 50^\circ$ и показатель политропы $n = 1,3$, $c_v = 0,17$ *ккал/кг·град*.

Ответ. $L = 48\ 800$ *кдж*, $U_2 - U_1 = -85$ *ккал*, $Q = 29$ *ккал*.

ГЛАВА VI

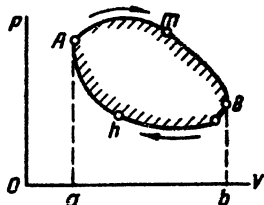
ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Первый закон термодинамики устанавливает количественную зависимость между теплом и работой при их взаимном превращении.

Сущность второго закона термодинамики заключается в выявлении условий, необходимых для преобразования тепла в механическую энергию.

1. КРУГОВОЙ ПРОЦЕСС ИЛИ ЦИКЛ

Газ, заключенный в цилиндре с поршнем, может производить работу в любом процессе расширения AmB за счет подведенного извне тепла или за счет внутренней энергии газа (фиг. 19), но количество совершаемой газом работы в одном процессе ограничено. Для повторения этого процесса необходимо возратить газ в первоначальное состояние каким-нибудь процессом сжатия BnA с затратой некоторой работы. Если работа расширения AmB первого процесса больше работы сжатия AnB второго, то совокупность обоих процессов даст результирующую положительную работу $AmBnA$, ограниченную замкнутой кривой обоих процессов.



Фиг. 19. Круговой процесс.

Такая совокупность двух или нескольких процессов, возвращающих рабочее тело в начальное состояние, называется замкнутым процессом или циклом. Цикл может повторяться неограниченное число раз. На этом принципе основана работа тепловых двигателей (двигателей внутреннего сгорания и др.), предназначенных для непрерывного превращения подводимого тепла в механическую работу. В термодинамике рассматриваются только обратимые циклы, т. е. состоящие лишь из полностью обратимых (равновесных) процессов. Рабочие циклы реальных тепловых двигателей необра-

тимы, хотя и изображаются в Vp -диаграмме тоже замкнутой кривой, называемой индикаторной диаграммой.

Термический к. п. д. кругового процесса (цикла). Произвольная точка цикла, например A (фиг. 19), может быть принята за начальную (она же конечная). Очевидно, что изменение внутренней энергии рабочего тела в процессах AmB и BnA равны по величине и противоположны по знаку, так как после выполнения цикла тело возвращается в свое начальное состояние (точка A). Результирующее изменение внутренней энергии за весь цикл равно нулю.

Применяя уравнение первого закона термодинамики

$$q = u_2 - u_1 + Al$$

к термодинамическому циклу, мы должны принять $u_2 - u_1 = 0$. Под q следует понимать в общем случае алгебраическую сумму участвующих количеств тепла. Пусть

$$q = q_1 - q_2,$$

где q_1 — число калорий подведенного тепла, q_2 — число калорий отведенного тепла.

Как известно, *теплодатчиком* называют тот тепловой источник (нагреватель), от которого рабочее тело получает тепло (q_1), а *теплоприемником* — тепловой источник (холодильник), которому рабочее тело отдает тепло (q_2).

Если через l_0 обозначить полезную работу цикла, изображаемую площадью $AmBnA$ на фиг. 19, мы можем уравнение тепла для цикла написать в виде (для 1 кг рабочего тела)

$$\boxed{q_1 - q_2 = Al_0} \quad \text{ккал/кг.} \quad (75)$$

Под термическим к. п. д. η_t цикла понимается отношение тепла Al_0 , превращенного в работу, к теплу q_1 , взятому у нагревателя:

$$\boxed{\eta_t = \frac{Al_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}} \quad (76)$$

Последняя формула показывает, что для увеличения η_t следует стремиться к уменьшению отношения $\frac{q_2}{q_1}$ (т. е. к уменьшению отданного тепла q_2 при постоянной величине подведенного тепла q_1). Практически всегда $\eta_t < 1$, так как $q_2 > 0$. В благоприятных условиях термический к. п. д. достигает примерно 0,6, т. е. 60% подведенного тепла теоретически превращается в работу. В реальном двигателе степень использования теплоты топлива достигает 40%.

2. ЦИКЛ КАРНО ДЛЯ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА

Рассмотрим обратимый цикл, состоящий из двух изотерм AB и CD и двух адиабат BC и DA (фиг. 20). Этот цикл был предложен как идеальный цикл теплового двигателя в 1824 г. инж. С. Карно в результате анализа работы паровых машин.

Положим, что 1 кг газа, являющегося рабочим телом, может периодически сообщаться то с горячим источником тепла (теплоотдатчиком) с температурой T_1 , то с холодным (теплоприемником) с температурой T_2 . Из начального состояния A газ расширяется по изотерме AB , получая от горячего источника тепло q_1 ккал при температуре T_1 и увеличивая свой объем от v_A м³ до v_B м³, при этом газ совершает работу, равную площади $ABba$ и эквивалентную подведенному теплу по изотерме T_1 .

В точке B подвод тепла прекращается, газ продолжает расширяться, но уже по адиабате BC , увеличивая свой объем от v_B до v_C . Одновременно газ совершает работу, равную площади $BCcb$, за счет внутренней энергии газа, в связи с чем температура газа падает от T_1 до T_2 .

В точке C начинается сжатие газа по изотерме CD с уменьшением его объема до v_D . На изотермическое сжатие газа затрачивается извне работа, характеризующая площадью $CDdc$, причем от газа отводится в теплоприемник эквивалентное этой работе тепло q_2 . Отвод тепла, протекающий при температуре T_2 , прекращается в точке D . Эта точка выбирается так, чтобы при последующем адиабатном сжатии (адиабата DA) газ вернулся к исходному состоянию A . На адиабатное сжатие извне затрачивается работа, выражающаяся площадью $DAad$ и идущая на повышение внутренней энергии газа, причем его температура возрастает от T_2 до T_1 .

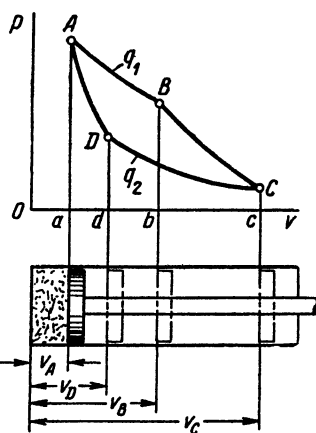
В результате совершения цикла газ получает от теплоотдатчика теплоту q_1 , отдает теплоприемнику теплоту q_2 и совершает полезную работу l_0 , в масштабе выражаемую замкнутой площадью цикла $ABCD$.

Термический к. п. д. цикла Карно. Термический к. п. д. любого цикла выражается уравнением (76):

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (a)$$

Так как подвод и отвод тепла протекают изотермически, то

$$q_1 = 2,3ART_1 \lg \frac{v_B}{v_A}; \quad q_2 = 2,3ART_2 \lg \frac{v_C}{v_D}.$$



Фиг. 20. Цикл Карно.

Деля почленно второе выражение на первое, имеем

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{2,3ART_2 \lg \frac{v_C}{v_D}}{2,3ART_1 \lg \frac{v_B}{v_A}} = \frac{T_2 \lg \frac{v_C}{v_D}}{T_1 \lg \frac{v_B}{v_A}}. \quad (6)$$

Из адиабатных процессов BC и DA находим, что

$$\frac{v_C}{v_B} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{k-1}$$

(в процессе BC) и

$$\frac{v_D}{v_A} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{k-1}$$

(в процессе DA), откуда

$$\frac{v_C}{v_B} = \frac{v_D}{v_A} \quad \text{или} \quad \frac{v_C}{v_D} = \frac{v_B}{v_A}.$$

При этих условиях в выражении (6)

$$\lg \frac{v_C}{v_D} = \lg \frac{v_B}{v_A},$$

поэтому $\frac{q_2}{q_1} = \frac{T_2}{T_1}$.

Подставляя полученное отношение в общую формулу (а) термического к. п. д., получим для цикла Карно

$$\boxed{\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}}. \quad (77)$$

Из этой формулы следует:

1) термический к. п. д. цикла Карно зависит только от температур обоих источников тепла;

2) термический к. п. д. цикла Карно возрастает при повышении температуры теплоотдатчика T_1 и при понижении температуры теплоприемника T_2 ;

3) термический к. п. д. цикла Карно обращается в нуль при $T_2 = T_1$; это указывает, что без наличия разности температур между теплоотдатчиком и теплоприемником невозможно превращение теплоты в работу путем совершения кругового процесса;

4) термический к. п. д. цикла всегда меньше единицы; чтобы к. п. д. достиг единицы, нужно, чтобы либо $T_1 = \infty$, либо $T_2 = 0$, но то и другое практически неосуществимо.

Следовательно, в цикле Карно невозможно полностью обратить в работу тепло, получаемое газом от теплоотдатчика.

Карно доказал, что к. п. д. этого цикла не зависит от природы рабочего тела и является самым большим при заданных температурах источников тепла (теплоотдатчика и теплоприемника).

3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Анализ цикла Карно и данные непосредственных наблюдений приводят к установлению второго закона термодинамики.

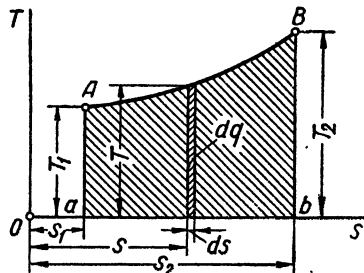
Предложены многочисленные формулировки второго закона термодинамики¹, трактующие о различных сторонах проявления этого закона природы. Сущность этих формулировок сводится к тому, что для получения работы в круговом процессе необходима разность температур источников тепла и что в условиях нашей планеты в работу может быть превращена лишь часть тепла, подведенного к рабочему телу. К области второго закона относится также утверждение, что теплота не может сама собой, даровым процессом, перейти от холодного тела к тепловому.

Повседневный опыт подтверждает правильность второго закона термодинамики, но так как он получен на основании наблюдений, проведенных в ограниченных отрезках времени и пространства, то и его применение ограничено теми же пределами.

4. sT- ДИАГРАММА. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ВЫРАЖЕНИЕ ЭНТРОПИИ

Для более полного анализа термодинамических процессов удобно помимо *up*-диаграммы применение еще одной системы координат, которая позволяет просто определять количество участвующего в процессе тепла.

В такой системе координат (фиг. 21) по оси ординат откладывается температура $T^{\circ} \text{K}$, а по оси абсцисс — некоторая функция состояния тела, называемая *энтропией* и обозначаемая буквой S (или s для 1 кг). Эта функция выбрана таким образом, чтобы в sT -диаграмме для произвольного обратимого процесса AB подведенное к 1 кг газа тепло изображалось площадью $ABba$, лежащей между кривой процесса и осью абсцисс. Для элементарного процесса соответственно



Фиг. 21. Графическое изображение передаваемого в процессе тепла в sT -координатах.

$$\boxed{dq = T ds} \quad (78)$$

Следовательно, для обратимого процесса элементарное приращение энтропии тела выражается формулой

$$\boxed{ds = \frac{dq}{T}} \quad (78a)$$

¹ Более подробно см. И. И. Новиков и М. П. Вукалович, Курс технической термодинамики, Энергоиздат, 1953.

здесь dq — бесконечно малое количество подведенного тепла в ккал/кг ;
 T — абсолютная температура источника, от которого это тепло подводится, в $^{\circ}\text{К}$; такова же температура рабочего тела.

Функция состояния — энтропия была введена ученым Клаузиусом.

Из предыдущих формул получаем для конечного равновесного процесса 1—2

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T ds \text{ ккал/кг}; \quad (79)$$

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T}; \quad (80)$$

здесь q — подведенное тепло в ккал/кг ;

$s_2 - s_1$ — изменение энтропии тела в рассматриваемом процессе.

Формулой (80) пользуются, чтобы находить изменение энтропии в тех процессах, для которых подведенное тепло может быть определено по известным теплоемкостям. Это дает возможность построить sT -диаграмму. Формула (79) позволяет по построенной sT -диаграмме находить участвующее тепло в любом процессе.

Заметим, что в обратимых адиабатных процессах ($dq = 0$) по формуле (78) $ds = 0$, следовательно, в этих процессах $s = \text{const}$ и линия процесса — вертикаль; при подводе тепла ($dq > 0$) будет $ds > 0$, т. е. линия процесса отклоняется в диаграмме вправо, при отводе тепла ($dq < 0$) будет $ds < 0$, т. е. линия процесса отклоняется влево. Изотермические процессы ($T = \text{const}$) изображаются в sT -диаграмме горизонтальными прямыми линиями. Следовательно, по изображению обратимого процесса в sT -диаграмме легко судить как о характере изменения температуры тела в этом процессе, так и о знаке и величине подведенного тепла.

Размерность энтропии s та же, что и у весовой теплоемкости: $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$.

5. ГРАФИЧЕСКОЕ ИЗОБРАЖЕНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В sT -ДИАГРАММЕ ДЛЯ 1 КГ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА

Изотермический процесс. В изотермическом процессе $T = \text{const}$, следовательно, изотерма в координатной системе sT изображается горизонтальной прямой 1—2 (фиг. 22). Площадь прямоугольника 1—2— b — a дает в известном масштабе количество тепла q , сообщенное газу. Это тепло можно подсчитать по формуле (78):

$$dq = T ds,$$

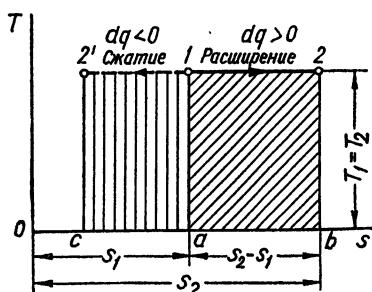
следовательно, при $T = \text{const}$

$$q = T (s_2 - s_1). \quad (81)$$

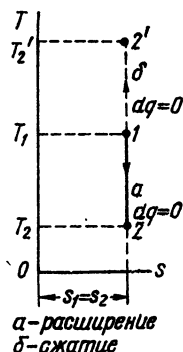
Процесс изотермического расширения протекает от точки 1 к точке 2 (вправо); в этом случае тепло подводится, энтропия возрастает.

Процесс изотермического сжатия протекает от 1 к 2' (влево); в этом случае тепло отводится, энтропия убывает.

Адиабатный процесс. В адиабатном процессе нет теплообмена, поэтому $ds = 0$ и, следовательно, $s = \text{const}$, т. е. в равновесных адиабатных процессах энтропия не изменяется. Это значит, что в sT -диаграмме процесс изображается вертикальной прямой (фиг. 23).



Фиг. 22. Изотермический процесс в sT -координатах.



Фиг. 23. Адиабата в sT -координатах.

Поскольку в процессе 1—2 температура падает, то это — процесс расширения. Процесс 1—2' — сжатие.

Изохорный процесс. В изохорном процессе подведенное тепло $dq = c_v dT$, поэтому по уравнению (78)

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T} = \int_1^2 \frac{c_v dT}{T}.$$

Произведя интегрирование при допущении постоянства теплоемкости c_v , мы можем прийти к окончательной формуле:

$$s_2 - s_1 = 2,3c_v \lg \frac{T_2}{T_1}. \quad (82)$$

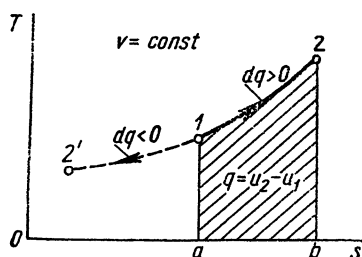
Из этой формулы следует, что изохора в системе sT изображается логарифмической кривой (фиг. 24). Площадь 1—2—b—a под изохорой дает в известном масштабе количество тепла q , участвующее в процессе. Процесс 1—2 протекает с подводом тепла ($ds > 0$), с повышением температуры, а следовательно и с ростом давления. Процесс 1—2' протекает с отводом тепла ($ds < 0$), с понижением температуры и с падением давления.

Изобарный процесс. В изобарном процессе подведенное тепло $dq = c_p dT$, поэтому по уравнению (80)

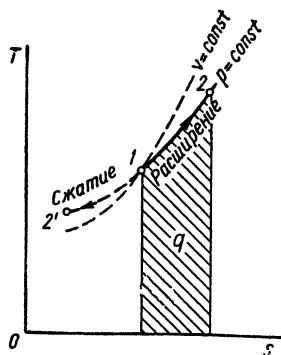
$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T} = \int_1^2 \frac{c_p dT}{T}.$$

Произведя интегрирование при допущении постоянства теплоемкости c_p , мы придем к окончательной формуле:

$$s_2 - s_1 = 2,3c_p \lg \frac{T_2}{T_1}. \quad (82a)$$



Фиг. 24. Изохора в sT -координатах:



Фиг. 25. Изобара в sT -координатах.

Из этой формулы следует, что изобара в системе sT изображается тоже логарифмической кривой (фиг. 25). Площадь под изобарой дает в известном масштабе количество тепла q ккал/кг, участвующее в процессе. Процесс $1-2$ протекает с подводом тепла ($ds > 0$), это — изобарное расширение. Процесс $1-2'$ протекает с отводом тепла ($ds < 0$), это — изобарное сжатие.

6. ЦИКЛ КАРНО В sT -КООРДИНАТАХ

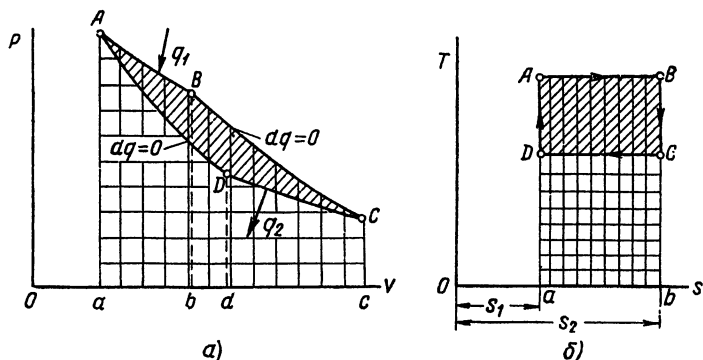
Зная, как изображаются изотермический и адиабатный процессы в sT -координатах, нетрудно в этих координатах построить цикл Карно. На фиг. 26 дан цикл $ABCD$ в vp - и sT -диаграммах. Начальное состояние газа характеризуется точкой A . При изотермическом расширении AB рабочее тело получает тепло q_1 , пропорциональное площади $ABbaA$, непосредственно переходящее в механическую работу. Обозначим через T_1 температуру теплоотдатчика и рабочего тела в этом процессе.

От точки B начинается адиабатное расширение BC с понижением температуры.

Во время процессов AB и BC газ совершает работу расширения $ABCSa$ (фиг. 26, а).

После совершения работы рабочее тело следует вернуть в начальное состояние, что достигается сжатием.

Механическая энергия, подводимая к рабочему телу при изотермическом сжатии CD , переходит в тепло q_2 , пропорциональное площади $DCcdD$, отводимое в теплоприемник. Процесс этот протекает при температуре рабочего тела и теплоприемника T_2 .



Фиг. 26. Цикл Карно в sT -координатах.

Дальнейшее сжатие идет по адиабате DA и сопровождается повышением температуры от T_2 до T_1 .

Работа сжатия в процессах CD и DA изображается площадью $CDAac$ (фиг. 26, а).

В sT -диаграмме цикл Карно изображается в виде прямоугольника $ABCD$ (фиг. 26, б), площадь которого в определенном масштабе характеризует количество тепла $q_1 - q_2$, перешедшее в полезную работу цикла.

7. ИЗМЕНЕНИЕ ЭНТРОПИИ ИЗОЛИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ

До сих пор мы рассматривали энтропию как параметр состояния газа (рабочего тела).

Но энтропию можно подсчитывать и для системы, состоящей из совокупности нескольких взаимодействующих тел (рабочего тела и источников тепла).

Рассмотрим, как изменяется энтропия системы в обратимом цикле Карно.

Температура теплоотдатчика T_1 . Ту же температуру имеет рабочее тело в процессе изотермического расширения AB (вследствие равновесности этого процесса). Количество полученного рабочим телом тепла q_1 . Температура теплоприемника T_2 . Такова же температура рабочего тела в процессе изотермического сжатия CD . Количество отданного рабочим телом тепла q_2 .

Из формулы термического к. п. д. цикла Карно (77), которую можно написать в виде

$$1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1},$$

следует наличие пропорции

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad \text{или} \quad \boxed{\frac{q_2}{T_2} = \frac{q_1}{T_1}}. \quad (83)$$

Так как по формуле (78а) $ds = \frac{dq}{T}$ (для обратимых процессов), то, следовательно, $\frac{q_1}{T_1}$ — увеличение энтропии рабочего тела по изотерме теплополучения AB , а $\frac{q_2}{T_2}$ — уменьшение энтропии тела по изотерме теплоотдачи CD . Так как по адиабатам BC и DA энтропия тела не изменяется, то, следовательно, общее изменение энтропии рабочего тела по всем четырем процессам цикла Карно равно нулю. В любом цикле, как обратимом, так и необратимом, энтропия рабочего тела возвращается к своему первоначальному значению.

Для теплоотдатчика $\frac{q_1}{T_1}$ — уменьшение его энтропии в процессе AB отдачи тепла рабочему телу. Для теплоприемника $\frac{q_2}{T_2}$ — увеличение его энтропии в процессе CD получения тепла от рабочего тела. В силу равенства $\frac{q_2}{T_2} = \frac{q_1}{T_1}$ заключаем, что общая энтропия источников тепла осталась без изменения.

Таким образом, при совершении обратимого цикла Карно энтропия системы (рабочее тело и оба источника тепла) остается без изменения. Система предполагается изолированной от внешней среды.

Можно показать:

- 1) что в необратимом адиабатном процессе энтропия рабочего тела возрастает;
- 2) что в любом необратимом процессе общая энтропия взаимодействующих тел (рабочее тело и источник тепла) возрастает;
- 3) что в любом необратимом цикле энтропия изолированной системы (рабочее тело и все источники тепла) возрастает.

Количественное увеличение энтропии системы является измерителем степени необратимости реальных процессов.

ГЛАВА VII

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ КОМПРЕССОР

1. ПРИНЦИП РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

В промышленности и на транспорте широко применяются сжатый воздух или другие сжатые газы. Приготовление сжатых газов осуществляется специальными машинами, которые называются компрессорами. Наиболее простым является поршневой одноцилиндровый компрессор, схема устройства которого показана на фиг. 27. Внутри цилиндра компрессора перемещается поршень, совершающий возвратно-поступательное движение. Компрессор приводится в действие каким-либо двигателем.

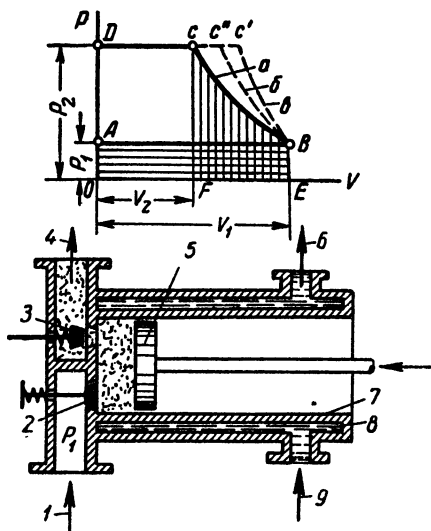
В крышке цилиндра показаны на схеме два клапана: всасывающий клапан 2, открывающийся внутрь цилиндра и нагнетательный 3, открывающийся наружу. При ходе поршня вправо давление внутри цилиндра оказывается меньше давления засасываемого газа, под действием разности давлений всасывающий клапан автоматически открывается, и в цилиндр засасывается газ; процесс всасывания

изображен линией AB . При обратном ходе поршня всасывающий клапан закрывается под действием пружины, засосанный в цилиндр газ сжимается — процесс BC .

Процесс сжатия может протекать различно: по изотерме BC , по адиабате BC' , по политропе BC'' . Для осуществления изотермического сжатия необходимо, чтобы количество отводимого тепла было эквивалентно затрачиваемой работе сжатия.

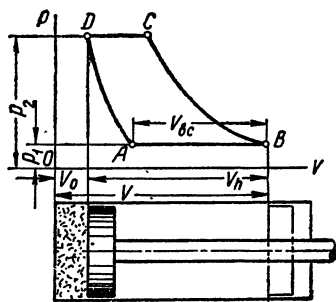
Адиабатное сжатие требует нетеплопроводных стенок цилиндра.

Когда давление газа в цилиндре достигает величины p_2 , автоматически открывается на-



Фиг. 27. Схема устройства и диаграмма работы одноцилиндрового компрессора:

a — изотерма; b — политропа; c — адиабата;
 1 — всасывание газа; 2 — всасывающий клапан;
 3 — нагнетательный клапан; 4 — выход сжатого газа;
 δ — поршень; δ — выход охлаждающей воды;
 7 — цилиндр; 8 — войлочная рубашка; 9 — вход охлаждающей воды.



Фиг. 28. Диаграмма работы компрессора при наличии вредного пространства.

нагнетательный клапан 3 и поршень, продолжая двигаться влево, выталкивает сжатый газ из цилиндра в какой-либо резервуар при постоянном давлении, равном (теоретически) давлению p_2 сжатого газа в резервуаре, — процесс CD . По окончании нагнетания давление в цилиндре мгновенно падает от p_2 до p_1 , нагнетательный клапан закрывается — процесс DA (условный). График $ABCD$ является диаграммой работы теоретического компрессора с изотермическим сжатием.

В действительном компрессоре в отличие от описанного выше теоретического все процессы неравновесные. Кроме того, в действительном компрессоре по окончании нагнетания остается заполненным сжатым газом объем между крышкой цилиндра и поршнем при его крайнем внутреннем (левом) положении (фиг. 28), — так называемое вредное пространство. Когда поршень пойдет вправо, всасывание

газа в цилиндр может начаться только после расширения оставшегося во вредном пространстве газа до давления всасывания p_1 .

На фиг. 28 приведена теоретическая диаграмма компрессора с вредным пространством. Процесс AB — всасывание газа, BC — сжатие, CD — нагнетание, DA — расширение сжатого газа, оставшегося во вредном объеме V_0 ; объем, описываемый поршнем, V_h (рабочий объем цилиндра); отношение $\frac{V_0}{V_h} = \sigma$ называется относительной величиной вредного пространства.

Из диаграммы фиг. 28 видно, что объем всасывания $V_{вс}$ меньше, чем объем V_h , описанный поршнем, поэтому отношение $V_{вс} : V_h$, называемое объемным коэффициентом компрессора, меньше единицы. Этим коэффициентом оценивается степень использования объема цилиндра компрессора. Нетрудно убедиться, что объемный коэффициент падает с повышением давления сжатия и относительной величины вредного пространства. Поэтому (и по ряду других соображений) давление сжатия в одноцилиндровых поршневых компрессорах обычно не превышает 8 *атм*.

2. РАБОТА, ПОТРЕБЛЯЕМАЯ ТЕОРЕТИЧЕСКИМ КОМПРЕССОРОМ

Определим работу, расходуемую на получение сжатого газа в теоретическом поршневом компрессоре без вредного пространства с изотермическим сжатием, используя диаграмму $ABCD$, приведенную на фиг. 27.

Работа, потребляемая компрессором, выражается площадью диаграммы компрессора $L_{изот} = ABCD$.

Эта работа может быть расчленена на три работы:

$$\text{пл. } ABCD = \text{пл. } ODCF + \text{пл. } FCBE - \text{пл. } OABE;$$

здесь $OABE$ — работа наполнения;

$ODCF$ — работа нагнетания;

$FCBE$ — работа сжатия.

Так как пл. $ODCF = p_2 V_2$; пл. $FCBE = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$; пл. $OABE = p_1 V_1$, то

потребленная компрессором работа при изотермическом сжатии

$$L_{изот} = p_2 V_2 + p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} - p_1 V_1.$$

Для изотермического процесса

$$p_2 V_2 = p_1 V_1.$$

Итак,

$$L_{изот} = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = 2,3 p_1 V_1 \lg \frac{p_2}{p_1}. \quad (84)$$

Принятая выше изотермичность процесса сжатия предполагает бесконечно медленное движение поршня компрессора. С повышением быстроходности компрессора процесс сжатия будет все больше приближаться к адиабатному.

Рассмотрим работу, расходуемую компрессором при адиабатном сжатии газа (по кривой BC' фиг. 27). Эта работа выражается площадью $ABC'D$, которая больше площади $ABCD$, соответствующей изотермическому сжатию.

Работа сжатия в процессе BC' по абсолютной величине равна

$$F_{\text{адиаб. сж}} = \frac{1}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) \text{ кгм.}$$

Аналогично предыдущему вся работа, потребляемая компрессором, будет

$$\begin{aligned} L_{\text{адиаб}} &= p_2 V_2 + \frac{1}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) - p_1 V_1 = \\ &= (p_2 V_2 - p_1 V_1) \left(1 + \frac{1}{k-1} \right) = \frac{k}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1). \end{aligned}$$

Итак, работа, потребляемая компрессором при адиабатном сжатии,

$$\boxed{L_{\text{адиаб}} = \frac{k}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1)} \text{ кгм.} \quad (85)$$

Если во время сжатия тепло отводится от газа, но в меньшем количестве чем следовало бы при изотермическом процессе, то сжатие можно считать политропным, с показателем $1 < n < k$ (кривая BC' на фиг. 27). Из графика видно, что площадь $ABC'D$ больше площади $ABCD$, но меньше площади $ABC'D$.

Работа, потребляемая компрессором при политропном сжатии с любым показателем n , определяется по формулам, аналогичным (85), при условии замены k на n , т. е.

$$L_{\text{полн}} = \frac{n}{n-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) \text{ кгм.} \quad (85a)$$

Сравнивая между собой рассмотренные выше три случая (при изотермическом, адиабатном и политропном сжатии), приходим к заключению, что компрессор потребляет наименьшее количество механической энергии при изотермическом сжатии и наибольшее при адиабатном¹.

Если в формулах (84), (85) и (85a) V_1 рассматривать не как объем всасываемого газа в м^3 , а как производительность компрессора в $\text{м}^3/\text{час}$, то те же формулы дадут затрачиваемую компрессором в 1 час работу (мощность) $L_{\text{час}}$ в $\text{кгм}/\text{час}$, а следовательно, требуемая для работы компрессора мощность в лошадиных силах определяется по формуле

$$\boxed{N = \frac{L_{\text{час}}}{3600 \cdot 75} = \frac{L_{\text{час}}}{270\,000}} \text{ л. с.} \quad (86)$$

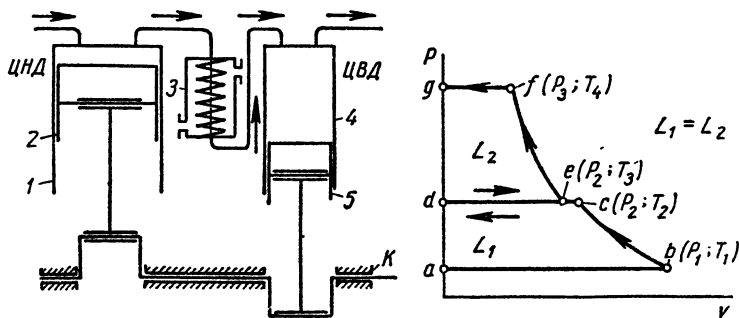
Для приближения процесса сжатия к изотермическому цилиндр поршневого компрессора охлаждаются водой (или воздухом). Практически показатель политропы сжатия n может быть равен 1,2—1,25. Охлаждением компрессора не только уменьшается потребляемая им мощность, но также предотвращается воспламенение паров масла, которым смазываются стенки компрессора.

3. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР

Процесс сжатия может быть осуществлен последовательно в двух и более цилиндрах. Такие компрессоры называются многоступенчатыми. На фиг. 29 дана схема двухступенчатого компрессора без вредного пространства и v - p -диаграмма его работы. По линии ab газ засасывается при давлении p_1 в цилиндр низкого давления (ЦНД), сжимается по линии bc до промежуточного давления p_2

¹ При $n < 1$ работа будет меньше, чем при изотермическом сжатии, при $n > k$ — больше, чем при адиабатном сжатии.

и подается по линии cd в промежуточный холодильник 3, затем, охлажденный, по линии de всасывается в цилиндр высокого давления (ЦВД), сжимается по линии ef до давления p_3 , после чего нагнетается по линии fg в какой-либо баллон. При трехступенчатом сжатии применяются два промежуточных холодильника.



Фиг. 29. Схема устройства и диаграмма работы двухступенчатого компрессора:

1 — цилиндр низкого давления; 2 — поршень цилиндра низкого давления; 3 — холодильник; 4 — цилиндр высокого давления; 5 — поршень цилиндра высокого давления.

Многоступенчатые компрессоры, допускающие охлаждение газа не только в цилиндрах, но и в промежуточных холодильниках, требуют меньшей затраты работы на каждый кубический метр засасываемого воздуха и улучшают объемный коэффициент по сравнению с одноступенчатым компрессором при том же конечном давлении. Число ступеней давления увеличивают вместе с повышением давления сжатия.

ГЛАВА VIII

ВОДЯНОЙ ПАР

1. ПРОЦЕСС ПАРООБРАЗОВАНИЯ

Парообразованием называется процесс превращения воды (или другой жидкости) в пар. Различают два вида парообразования: испарение и кипение.

Под испарением понимают парообразование с поверхности воды. Молекулы воды, находясь в непрерывном хаотическом тепловом движении, имеют различные скорости. Отдельные молекулы жидкости, обладающие большей скоростью, могут отделиться от основной массы жидкости и вылететь в свободное пространство. Часть молекул может снова превратиться в жидкость. Такое испарение происходит при любой температуре воды. При повышении температуры воды скорость движения молекул увеличивается и испарение усиливается.

Так как при испарении вылетают молекулы, обладающие наибольшей скоростью, то в результате этого средняя скорость дви-

жения молекул, составляющих жидкость, уменьшается, понижается и температура и скорость испарения. Для поддержания одинаковой температуры и интенсивности испарения необходимо воду непрерывно подогревать.

Если испарение происходит в герметически закрытом сосуде, то на некоторой стадии испарения число молекул, покидающих воду и вновь в нее возвращающихся, становится одинаковым. Устанавливается подвижное равновесие. Количество пара, а следовательно и его давление, достигает определенных наибольших значений для данной жидкости при данной температуре. Пространство над водой при этом насыщено паром, и пар называется насыщенным паром. Этот пар имеет температуру воды, из которой он получился.

*Давление насыщенного пара для каждой температуры является постоянной величиной.*⁵

Температуру насыщенного пара при данном давлении p называют температурой насыщения и обозначают t_s .

Если при неизменной температуре объем, занимаемый насыщенным паром, уменьшается, то часть молекул перейдет в жидкость. Если в тех же случаях объем насыщенного пара увеличится, то часть воды испарится.

Если воду, из которой получился в закрытом сосуде насыщенный пар, продолжать нагревать, повышая ее температуру, то испарение увеличится и равновесие наступает вновь при достижении паром некоторого увеличенного давления, соответствующего новой температуре.

Таким образом, давление, при котором наступает насыщение, зависит от температуры: *чем выше температура, тем больше давление насыщенного пара.*

Под кипением жидкости понимают процесс парообразования, протекающий во всей массе жидкости, не только на поверхности, но и внутри нее.

Если воду в открытом сосуде подогревать при постоянном внешнем давлении, то температура ее поднимается и испарение увеличивается вначале только у поверхности, а при некоторой определенной температуре начинается образование пузырьков пара около стенок сосуда, а также внутри самой жидкости. Эти пузырьки поднимаются и лопаются на поверхности жидкости. Поверхность сильно волнуется, и внутри воды происходят беспорядочные, более или менее бурные движения. В этом и заключается сущность процесса кипения.

Из сказанного следует, что кипение жидкости начинается по достижении ею температуры насыщенного пара t_s , соответствующей внешнему давлению, под которым находится жидкость. Поэтому температуру насыщения называют также температурой кипения. Как уже было выяснено, она зависит от давления, при котором происходит кипение.

Насыщенный пар может быть сухим и влажным.

Сухим насыщенным называется пар, совершенно не содержащий мельчайших капелек жидкости.

Влажным называется насыщенный пар, содержащий капельки жидкости. *Весовая доля сухого пара во влажном называется степенью сухости пара, или паросодержанием, и обозначается x . Весовая доля жидкости во влажном паре называется степенью влажности пара или просто влажностью. Влажность пара равна $1 - x$.*

Например, если влажный пар имеет степень сухости $x = 0,9$, то это значит, что в 1 кг пара содержится 0,9 кг сухого пара и 0,1 кг воды. Сухой пар имеет степень сухости $x = 1$, для жидкости же $x = 0$.

Итак, состояние насыщенного пара характеризуется давлением p (либо температурой кипения t_s) и степенью сухости (паросодержанием) x .

Если к влажному насыщенному пару, отделенному от воды, подвести дополнительное тепло при постоянном давлении, то произойдет сначала подсушивание пара (при не меняющейся температуре), а далее начнется процесс перегревания, характеризующийся ростом температуры. *Перегретым называется пар, имеющий более высокую температуру, чем насыщенный пар того же давления. Удельный объем перегретого пара больше, чем насыщенного. Под перегретым паром можно также понимать такой пар, давление которого ниже, чем насыщенного при той же температуре.*

Итак, перегретый пар, как и газ, характеризуется давлением p и температурой t (причем $t > t_s$). Разность температур $t - t_s$ называется степенью перегрева (короче, перегревом).

2. ГРАФИЧЕСКОЕ ИЗОБРАЖЕНИЕ ПРОЦЕССА ПАРООБРАЗОВАНИЯ В vp -КООРДИНАТАХ

Положим, что в цилиндре с подвижным поршнем имеется 1 кг воды с температурой 0° под давлением p_1 ата и с удельным объемом v'_0 м³/кг (точка 1 на фиг. 30). Поршень в цилиндре занимает положение I. Если воде сообщить некоторое количество тепла, сохраняя неизменным давление на поршень, то температура воды повысится, что вызовет увеличение удельного объема воды, и поршень передвинется вправо. При дальнейшем подводе тепла температура воды будет продолжать повышаться, пока не достигнет температуры кипения t_s , соответствующей данному давлению. Здесь и дальше поверхностным испарением при нагреве воды будем пренебрегать.

Допустим, что в момент начала кипения 1 кг воды занимает объем v' м³/кг при положении поршня II (точка 2 на диаграмме). Если продолжить подвод тепла, вода будет кипеть до тех пор, пока последняя капля воды не преобразуется в пар. Пусть получившийся при этом сухой пар занимает объем v'' м³/кг, что соответствует положению поршня III (на графике точка 3). Так как в процессе парообразования p_1 постоянно, то линия 1—3 является изобарой.

Таким образом, в координатах pv точка 1 характеризует состояние воды при 0° , точка 2 — состояние воды, нагретой до температуры кипения, а точка 3 — состояние сухого насыщенного пара. Промежуточными точками, расположенными на горизонтали 2—3, характеризуются состояния влажного насыщенного пара. Чем ближе эти точки расположены к точке 3, тем пар суше.

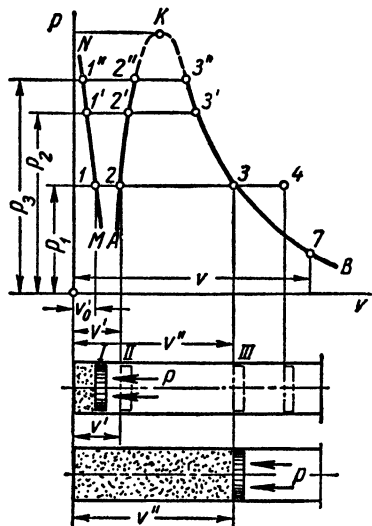
Если к сухому насыщенному пару еще подвести тепло при том же давлении p_1 , то теперь будет расти не только удельный объем пара, но и его температура, пар из сухого перейдет в перегретый. Так, например, в точке 4 температура $t > t_s$.

Повторим подобный процесс парообразования при более высоком давлении p_2 , для чего увеличим нагрузку на поршень. Соответствующая этому давлению изобара $1', 2', 3'$ расположится выше. Принимая воду сжимаемой, находим, что объем ее при 0° и при p_2 будет несколько меньше, чем в первом случае¹, но температура кипения при давлении p_2 выше, чем в первом случае, поэтому и удельный объем воды, нагретой до этой температуры, будет также больше, и точка $2'$ располагается правее точки 2.

Сухой насыщенный пар с увеличением давления занимает меньший объем, поэтому точка $3'$, характеризующая состояние сухого насыщенного пара при давлении p_2 , лежит левее точки 3.

Проводя процесс парообразования при еще более высоких давлениях, получим еще ряд изобар. На каждой из них найдутся точки, определяющие состояние воды при 0° (точки 1, $1'$, $1''$ и т. д.), при температуре кипения (точки 2, $2'$, $2''$ и т. д.) и состоянии сухого насыщенного пара (точки 3, $3'$ и $3''$ и т. д.). Соединяя между собой соответственно точки 1, $1'$ и $1''$, точки 2, $2'$ и $2''$ и точки 3, $3'$ и $3''$, получим три кривые: кривой MN соответствует вода при 0° , кривой AK — вода при температуре кипения и третьей кривой BK — сухой насыщенный пар. Линии AK и BK делят всю диаграмму на три области:

- 1) область воды, лежащую левее линии AK ;
- 2) область влажного пара, лежащую между линиями AK и BK ;
- 3) область перегретого пара, лежащую правее и выше линии BK .



Фиг. 30. Процесс парообразования в pv -координатах.

¹ Сжимаемость воды настолько мала, что практически оба объема при 0° равны друг другу.

Линии AK и BK , являющиеся границами между этими областями, называются нижней и верхней пограничными кривыми. Точка K характеризует состояние, при котором объем воды, нагретой до температуры кипения, и объем сухого насыщенного пара совпадают. Это состояние называется критическим, а точка K называется критической точкой.

Опытами установлено, что для воды критическое состояние наступает при $\rho_K = 225,65 \text{ кг/см}^3$; $t_K = 374,15^\circ$; $v_K = 0,0031 \text{ м}^3/\text{кг}$ (по М. П. Вукаловичу) или $0,0033 \text{ м}^3/\text{кг}$ (по таблицам ВТИ).

Критическая точка лежит на границе трех состояний: перегретого пара, насыщенного и воды.

Понятие о критической температуре впервые было установлено гениальным русским ученым Д. И. Менделеевым в 1861 г.

3. УДЕЛЬНЫЙ ОБЪЕМ ВОДЫ И ПАРА

Вода. Для технических расчетов можно принять, что удельный объем воды не зависит от давления; зависимость объема от температуры более заметна. Так, например, при 0° для любого давления $v'_0 = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$, при 100° $v' = 0,001043 \text{ м}^3/\text{кг}$, при 200° $v' = 0,001156 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Насыщенный пар. Удельный объем сухого насыщенного пара определяется опытным путем. Чем больше давление сухого насыщенного пара, тем меньше его удельный объем. Полученные опытным путем значения v'' в зависимости от давления сводятся в таблицы (табл. X и XI).

Удельный объем влажного пара $v_x \text{ м}^3/\text{кг}$ зависит от давления и степени сухости x . Пусть в 1 кг влажного пара содержится $x \text{ кг}$ сухого пара и $(1 - x) \text{ кг}$ воды, тогда сухой пар будет занимать объем $xv'' \text{ м}^3/\text{кг}$, а $(1 - x) \text{ кг}$ воды $v'(1 - x) \text{ м}^3/\text{кг}$. Следовательно, объем влажного пара

$$v_x = xv'' + (1 - x)v' \quad \text{м}^3/\text{кг}. \quad (87)$$

Удельный объем воды при небольших давлениях очень мал по сравнению с удельным объемом пара¹. Влажный пар, применяемый в теплотехнике, имеет очень большую степень сухости (свыше 0,9). Поэтому в формуле (87) вторым членом часто можно пренебречь, считая, что

$$v_x \approx xv'' \quad \text{м}^3/\text{кг}. \quad (88)$$

¹ При давлении 1 ата удельный объем воды, нагретой до температуры кипения, приблизительно в 1700 раз меньше удельного объема сухого насыщенного пара.

Перегретый пар. Перегретым паром как рабочим телом широко пользуются в паровых двигателях. Для перегретого пара при обычно применяемых значениях давления и температуры пренебрежение силами притяжения и объемом молекул привело бы к значительным неточностям. Применять к пару в этих условиях законы идеальных газов нельзя, в частности для определения удельного объема перегретого пара нельзя пользоваться уравнением состояния $p v = RT$.

Определение связи между параметрами p , v и T сопряжено с рядом трудностей. Помимо влияния сил притяжения и объема молекул в перегретом паре наблюдается так называемая ассоциация молекул, заключающаяся в объединении отдельных молекул в двойные, тройные и т. д. молекулы.

Советские ученые М. П. Вукалович и И. И. Новиков, учтя все эти явления, получили сложное уравнение состояния перегретого пара. Однако непосредственное пользование им в повседневных технических расчетах затруднительно. Поэтому для практических вычислений параметров аналитические зависимости заменяют табличными данными. В табл. XII приложения приведены значения удельных объемов перегретого пара по данным Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ).

4. ПОНЯТИЕ ОБ ЭНТАЛЬПИИ (ТЕПЛОСОДЕРЖАНИИ)

Напишем уравнение первого закона термодинамики для 1 кг рабочего тела в общем виде:

$$q = u_2 - u_1 + Al \text{ ккал/кг.}$$

Для изобарного процесса, в котором $l = p(v_2 - v_1)$ кгм/кг, можно написать:

$$q = u_2 - u_1 + Ap(v_2 - v_1) \text{ ккал/кг.} \quad (89)$$

Перегруппировав члены в правой части уравнения, получим

$$q = (u_2 + Apv_2) - (u_1 + Apv_1) \text{ ккал/кг.} \quad (90)$$

Правая часть этого уравнения является разностью двух выражений, представляющих собой различные значения одной и той же величины вида $u + Apv$. Эту величину называют **э н т а л ь п и е й** (теплосодержанием) и обозначают через i , т. е.

$$\boxed{i = u + Apv} \text{ ккал/кг.} \quad (91)$$

Энтальпия представляет сумму внутренней энергии (u) и работы впуска (pv) в тепловых единицах (иначе произведение pv называется энергией давления).

Из выражений (90) и (91) следует, что для изобарного процесса

$$\boxed{q = i_2 - i_1} \text{ ккал/кг.} \quad (92)$$

Количество тепла, которое подводится в изобарном процессе, может быть определено как разность энтальпий конечного и начального состояний рабочего тела.

Для газов при $p = \text{const}$

$$q = c_p (t_2 - t_1).$$

Таким образом, для газов

$$i_2 - i_1 = c_p (t_2 - t_1).$$

Если условно принять, что при 0° энтальпия газа равна нулю, то

$$i_2 - i_0 = c_p (t_2 - 0) = c_p t_2$$

или в общем случае для газа

$$i = c_p t,$$

т. е. энтальпия 1 кг газа равна количеству тепла, которое нужно затратить, чтобы газ нагреть при $p = \text{const}$ от 0° до данной температуры. Величиной энтальпии пользуются, кроме изобарного, также для любых процессов.

5. ЭНТАЛЬПИЯ (ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ) ВОДЫ И ПАРА

Процесс получения пара в практических условиях обычно происходит при постоянном давлении. Выше было выяснено, что этот процесс можно разделить на три стадии:

- 1) подогрев воды от 0° до температуры кипения;
- 2) превращение всего количества воды при температуре кипения в сухой насыщенный пар;
- 3) перегревание пара.

Энтальпия жидкости i' ккал/кг. Количество тепла, необходимое для нагревания 1 кг жидкости при постоянном давлении от 0° до температуры кипения, называется теплотой жидкости и обозначается λ' ккал/кг. Очевидно,

$$\lambda' = c_{ж} t_s,$$

где $c_{ж}$ — изобарная теплоемкость жидкости в ккал/кг·град.

Если через i'_0 обозначить энтальпию воды при 0° ккал/кг, а через i' — энтальпию кипящей воды, то уравнение (92), примененное к процессу изобарного нагрева жидкости от 0° до температуры кипения t_s° , дает

$$\lambda' = i' - i'_0 \quad \text{или} \quad i' = \lambda' + i'_0.$$

Значение i'_0 мало¹, поэтому им часто пренебрегают, считая, что

$$i' \approx \lambda' \text{ ккал/кг,}$$

¹ При 0° и $p = 1 \text{ атм}$ $i'_0 = 0,0 \text{ ккал/кг}$, при 0° и $p = 30 \text{ атм}$ $i'_0 = 0,7 \text{ ккал/кг}$.

т. е. энтальпия жидкости приблизительно равна теплоте жидкости или количеству тепла, необходимому для нагревания при $p = \text{const}$ 1 кг воды от 0° до температуры кипения.

Теплота парообразования. Теплотой парообразования r ккал/кг называется количество тепла, необходимое для превращения при постоянном давлении 1 кг воды, нагретой до температуры кипения, в сухой насыщенный пар.

Это тепло r расходуется, во-первых, на внутреннюю работу разъединения молекул жидкости (на преодоление сил сцепления), т. е. на изменение внутренней потенциальной энергии и, во-вторых, на совершение внешней работы (работы расширения), производящейся при парообразовании, потому что объем пара больше объема жидкости.

Тепло, идущее на изменение внутренней потенциальной энергии в процессе парообразования, называется внутренней теплотой парообразования и обозначается ρ ккал/кг.

Тепло, идущее на внешнюю работу расширения при парообразовании, называется внешней теплотой парообразования и обозначается ψ ккал/кг. При этом внешняя теплота парообразования равна

$$\psi = A p (\sigma'' - \sigma') \text{ ккал кг,}$$

где σ' — удельный объем жидкости при t_s° в $\text{м}^3/\text{кг}$;

σ'' — удельный объем сухого насыщенного пара в $\text{м}^3/\text{кг}$;

p — давление, при котором протекает парообразование, в $\text{кг}/\text{м}^2$;

$A = \frac{1}{427}$ — тепловой эквивалент единицы работы в ккал/кгм.

Произведение $p (\sigma'' - \sigma')$ дает работу расширения в процессе парообразования при неизменном давлении.

Следовательно, полная теплота парообразования

$$\boxed{r = \rho + \psi = \rho + A p (\sigma'' - \sigma')} \text{ ккал/кг.} \quad (93)$$

С увеличением давления полная теплота парообразования уменьшается (фиг. 31). При критическом состоянии, когда нет разницы между водой и паром, $r = 0$.

Значения r для водяного пара в зависимости от давления для сухого насыщенного пара приведены, в табл. X и XI (см. приложения).

Энтальпия сухого насыщенного пара i'' ккал/кг. На основании уравнения (92), примененного к процессу парообразования, имеем

$$r = i'' - i' \text{ ккал/кг,}$$

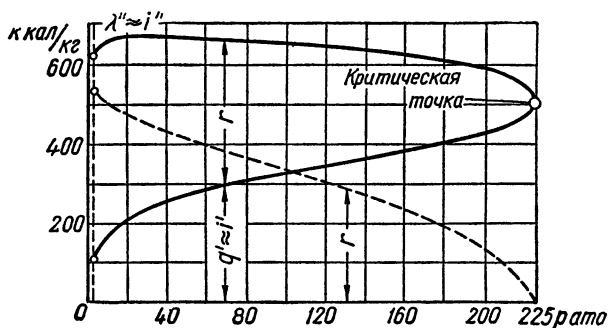
откуда энтальпия сухого насыщенного пара

$$\boxed{i'' = i' + r} \text{ ккал/кг,} \quad (94)$$

где i' — энтальпия жидкости при температуре кипения в ккал/кг;
 r — полная теплота парообразования в ккал/кг.

Заметим, что количество тепла, необходимое для превращения 1 кг жидкости от 0° в сухой насыщенный пар при постоянном давлении, называется полной теплотой сухого насыщенного пара и обозначается λ'' ккал/кг. Очевидно,

$$\lambda'' = \lambda' + r.$$



Фиг. 31. Зависимость теплоты жидкости, полной теплоты парообразования и полной теплоты насыщенного пара от давления.

Но так как $\lambda' \approx i'$, то, следовательно,

$$i'' \approx \lambda''.$$

Энтальпия влажного пара i_x ккал/кг. При превращении 1 кг воды, нагретой до температуры кипения, во влажный пар той же температуры и давления подводится rx ккал/кг тепла¹.

Рассуждая аналогично предыдущему, найдем, что изменение энтальпии при превращении 1 кг воды, нагретой до температуры кипения, во влажный пар при постоянном давлении будет

$$i_x - i' = rx \text{ ккал/кг,}$$

откуда энтальпия влажного насыщенного пара

$$\boxed{i_x = i' + rx} \text{ ккал/кг.} \quad (94a)$$

Полной теплотой влажного насыщенного пара λ_x называется сумма

$$\lambda_x = \lambda' + rx.$$

Так как $i' \approx \lambda'$, то, следовательно, приближенно

$$i_x \approx \lambda_x.$$

¹ x — степень сухости влажного пара.

Энтальпия перегретого пара i ккал/кг. Изменение энтальпии при перегревании сухого насыщенного пара в процессе постоянного давления равно теплоте перегрева, как видно из формулы (92):

$$i - i'' = q_{ne} = c_{p m} (t - t_s) \text{ ккал/кг,}$$

где $c_{p m}$ — средняя изобарная теплоемкость пара в пределах от t_s до t° .

Следовательно, энтальпия перегретого пара

$$\boxed{i = i'' + c_{p m} (t - t_s) \text{ ккал/кг.}} \quad (95)$$

Энтальпия i перегретого пара приблизительно равна его полной теплоте λ , т. е. тому количеству тепла, которое требуется для получения 1 кг перегретого пара из воды, взятой при 0° в процессе постоянного давления.

Практически водяной пар получается из воды с температурой t больше 0° . Поэтому для определения количества тепла, идущего на получение пара из воды с температурой t° , нужно из энтальпии пара i вычесть энтальпию воды i_t при этой температуре:

$$\boxed{q = i - i_t} \text{ ккал/кг.} \quad (96)$$

При температуре меньшей 100° теплоемкость воды $c \approx 1$ ккал/кг·град и поэтому энтальпия воды численно приблизительно совпадает с ее температурой, следовательно,

$$\boxed{q = i - t_s} \text{ ккал/кг,} \quad (96a)$$

где t_s — температура воды, из которой получается пар.

6. ТАБЛИЦЫ ВОДЯНОГО ПАРА И ПОЛЬЗОВАНИЕ ИМИ

В практических расчетах величины удельных объемов воды, сухого насыщенного или перегретого водяного пара, значения энтальпии и теплоты парообразования берутся готовыми из таблиц. Главнейших таблиц две: для насыщенного и для перегретого пара.

Таблицы составлены различными учеными на основании обработки большого числа опытов. Благодаря различной точности опытов между таблицами существуют некоторые расхождения.

Советские ученые непрерывно улучшают таблицы водяного пара. В 1931 г. были опубликованы таблицы водяного пара, составленные проф. А. А. Радцигом, с подробным изложением теории водяного пара. В 1950 г. были опубликованы таблицы водяного пара, разработанные проф. М. П. Вукаловичем на основе теории и опытов, проведенных им совместно с И. И. Новиковым в Московском энергетическом институте имени В. М. Молотова¹ (МЭИ).

¹ При составлении таблиц были использованы также опыты по определению удельных объемов водяного пара для широкой области давлений и температур, проведенные в МЭИ проф. В. А. Кириллиным и Л. И. Румянцевым.

В течение многих лет во Всесоюзном теплотехническом институте (ВТИ) имени Ф. Э. Дзержинского проводились опыты по исследованию свойств и параметров водяного пара, позволившие установить свойства водяного пара в пределах до 300 *атм* и 600° и выпустить в 1950 г. новые советские таблицы водяного пара.

Таблицы ВТИ и таблицы М. П. Вукаловича и И. И. Новикова в значительной части практически совпадают. Это свидетельствует о том, что советские ученые впервые в мировой науке получили надежные результаты и составили таблицы, охватывающие область высоких и сверхвысоких параметров водяного пара, уже практически используемых нашей энергетикой.

В приложениях приведены таблицы насыщенного пара и таблица перегретого пара, составленные по данным Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ).

Структура таблицы X следующая (насыщенный пар по интервалам давления):

в первой графе указаны абсолютные давления пара p в кг/см^2 ;
во второй — температура кипения t_s , соответствующая данному давлению в °C;

в третьей — удельный объем воды v' при температуре кипения в $\text{м}^3/\text{кг}$;

в четвертой — удельный объем сухого насыщенного пара v'' в $\text{м}^3/\text{кг}$;

в пятой — удельный вес сухого насыщенного пара γ'' в кг/м^3 ;
в шестой — энтальпия воды при температуре ее кипения i' в ккал/кг ;

в седьмой — энтальпия сухого насыщенного пара i'' в ккал/кг ;

в восьмой — теплота парообразования r в ккал/кг .
Табл. XI (насыщенного пара по интервалам температур) отличается от табл. X лишь тем, что она составлена по температурам, а не по давлениям. Если известна температура кипения t_s , то для определения параметров пара удобнее пользоваться табл. XI*.

Пользуясь такими таблицами, можно быстро найти основные характеристики сухого насыщенного пара и выбрать из них необходимые для расчета. В тех случаях, когда требуется определить параметры пара для промежуточных значений температур или давлений, прибегают к интерполированию.

Если требуется, например, найти параметры для сухого насыщенного пара при давлении $p = 20 \text{ атм}$, то, пользуясь табл. X, имеем: $t_s = 211,38^\circ$; $v' = 0,001175 \text{ м}^3/\text{кг}$; $v'' = 0,1016 \text{ м}^3/\text{кг}$; $\gamma'' = 9,843 \text{ кг/м}^3$; $i' = 215,9 \text{ ккал/кг}$; $i'' = 668,5 \text{ ккал/кг}$; $r = 452,6 \text{ ккал/кг}$.

Удельный объем и энтальпия влажного пара высчитываются по формулам (88) и (94), т. е.

$$v_x \approx xv''; \quad i_x = i' + rx.$$

Входящие в них величины v'' , i' и r берут из таблиц насыщенного пара.

* Кроме указанных величин, в X и XI таблицах приведены значения энтропии жидкости s' и сухого насыщенного пара s'' .

Табл. XII содержит удельные объемы v в $\text{м}^3/\text{кг}$, энтальпии перегретого пара i в $\text{ккал}/\text{кг}$ и энтропию s при различных комбинациях давлений и температур.

В этой таблице давления пара указаны в крайних вертикальных графах, а температуры перегретого пара нанесены жирным шрифтом в верхних горизонтальных графах. Удельный объем, энтальпия и энтропия находятся на пересечении вертикальной графы температуры и горизонтальной графы давления.

Пример 1 Определить энтальпию перегретого пара давлением 16 *ата* при температуре 400°.

В табл. XII в первой вертикальной графе находим давление 16 *ата*. В верхней горизонтальной графе находим температуру 400°. В той же вертикальной графе, где и температура 400° против числа 16 *ата* находим удельный объем пара $v = 0,1938 \text{ м}^3/\text{кг}$ и энтальпию $i = 777,4 \text{ ккал}/\text{кг}$.

Пример 2. Манометр, установленный на паровом котле, показывает давление 12 *ата*. Какова температура пара в котле?

Пар в паровом котле находится в соприкосновении с водой, поэтому он может быть только насыщенным (влажным), температура такого пара равна температуре насыщения. Обращаясь к табл. X, находим, что для $p = 13 \text{ ата}$ $t_s = 190,71^\circ$

Пример 3. Температура пара в паропроводе, определенная по термометру, $t_s = 220^\circ$. Известно, что пар влажный насыщенный. Определить его давление.

Пользуемся табл. XI. В первой графе находим температуру $t_s = 220^\circ$, в этой же строке во второй графе находим давление $p = 23,659 \text{ ата}$. Если в графе нет заданной температуры, приходится интерполировать.

Пример 4. Определить состояние пара при давлении $p = 10 \text{ ата}$ для следующих случаев:

- 1) удельный объем $v = 0,18 \text{ м}^3/\text{кг}$;
- 2) удельный объем $v = 0,263 \text{ м}^3/\text{кг}$;
- 3) температура $t = 260^\circ$;
- 4) температура $t = 160^\circ$.

1-й случай. Пользуемся табл. X. В первой графе находим давление $p = 10 \text{ ата}$ и в той же строке в четвертой графе видим, что удельный объем сухого насыщенного пара при $p = 10 \text{ ата}$ равен $v'' = 0,1980 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Так как $v' < v < v''$, то заданный пар является влажным насыщенным.

2-й случай. Так как $v > v''$ то заданный пар является перегретым.

3-й случай. Во второй графе находим, что при $p = 10 \text{ ата}$ температура насыщенного пара $t_s = 179,04^\circ$.

Так как $t > t_s$, то пар перегретый.

4-й случай. Имеем $t_s = 179,04^\circ$, $t = 160^\circ$. Так как $t < t_s$, то кипение еще не наступило.

Пример 5. Определить объем, занимаемый 10 кг пара давлением 15,5 *ата* и влажностью 3%.

Так как в таблицах нет давления 15,5 *ата*, то приходится путем интерполяции между объемами, соответствующими ближайшим давлениям 15 и 16 *ата*, найти

$$v''_{15,5} = 0,5 (v''_{15} + v''_{16}) = 0,5 (0,1342 + 0,1261) = 0,1302 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Удельный объем влажного пара $v_x \approx xv''$.

Так как $1 - x = 0,03$, то

$$x = 1 - 0,03 = 0,97$$

и

$$v_x = 0,97 \cdot 0,1302 = 0,1263 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем, занимаемый 10 кг пара,

$$V_x = Gv_x = 10 \cdot 0,1263 = 1,263 \text{ м}^3.$$

Пример 6. Определить количество тепла, идущее на получение 1 т пара при $p = \text{const}$ давлением 4 ага и влажностью 5%/о. Начальную температуру воды принять 0°.

Количество тепла, идущее на получение при $p = 4 \text{ ага}$ 1 кг пара из воды при $t_1 = 0^\circ$, совпадает с энтальпией этого пара.

Энтальпия влажного пара [см. формулу (94,а)]

$$i_x = i' + rx.$$

Так как $x = 1 - 0,05 = 0,95$, то

$$i_x = 143,7 + 0,95 \cdot 510,2 = 628,7 \text{ ккал/кг.}$$

Все количество тепла

$$Q = Gi_x = 1000 \cdot 628,7 = 628\,700 \text{ ккал.}$$

Пример 7. Решить пример 6 в предположении, что начальная температура воды 80°, а не 0°.

В этом случае количество тепла, идущее на получение 1 кг пара при $p = 4 \text{ ага}$, выражается разностью $i_x - t_1$, где t_1 — начальная температура воды. Величина i_x найдена в примере 6: $i_x = 628,7 \text{ ккал/кг.}$

Так как $t_1 = 80^\circ$, то следовательно,

$$i_x - t_1 = 628,7 - 80 = 548,7 \text{ ккал/кг.}$$

Поэтому все тепло, идущее на получение 1000 кг пара,

$$Q = G(i_x - t_1) = 1000 \cdot 548,7 = 548\,700 \text{ ккал/кг.}$$

Пример 8. Требуется приготовить в час 5 м³ воды температурой 80°, смешивая воду температурой 20° с паром давлением 2 ага и влажностью 10%/о. Сколько нужно иметь в час воды и сколько пара?

Вес смеси пара и воды $D + G = 5000 \text{ кг}$, $t_2 = 80^\circ$. Количество тепла, отданное паром, должно быть равно количеству тепла, полученному водой.

Количество тепла, полученное водой,

$$Q = Gc(t_2 - t_1) \text{ ккал.}$$

Количество тепла, отданное паром,

$$Q = D(i_x - t_2) \text{ ккал.}$$

Отсюда

$$D(i_x - t_2) = Gc(t_2 - t_1).$$

Для воды $c = 1 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$, поэтому уравнение получит вид

$$D(i_x - t_2) = G(t_2 - t_1). \quad (\text{а})$$

С другой стороны, $G = 5000 - D \text{ кг}$. Подставляя это значение G в уравнение (а), получим

$$D(i_x - t_2) = (5000 - D)(t_2 - t_1). \quad (\text{б})$$

Найдем значение i_x при 2 ага и $x = 0,9$:

$$i_x = i' + rx = 119,94 + 0,9 \cdot 526,4 = 593,9 \text{ ккал/кг.}$$

Подставляя значения i_x , t_1 и t_2 в уравнение (б), находим D .

$$D(593,9 - 80) = (5000 - D)(80 - 20),$$

откуда вес пара

$$D = \frac{5000 \cdot 60}{573,9} = 525 \text{ кг/час}$$

и вес воды

$$G = 5000 - 525 = 4475 \text{ кг/час.}$$

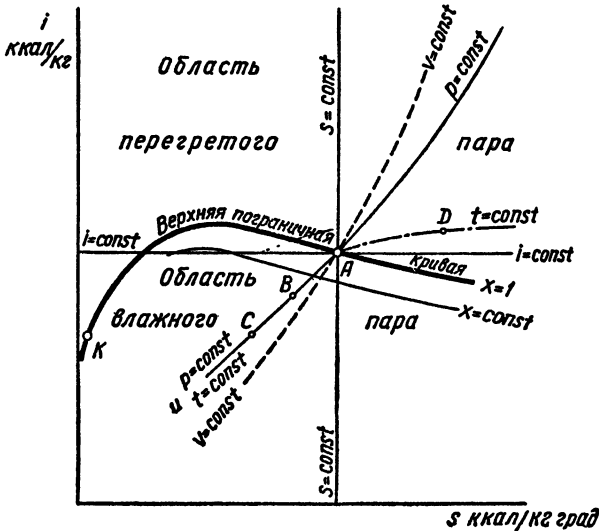
Пример 9. Имеется пар давлением $p = 8 \text{ ата}$ и температурой $t = 300^\circ$. Требуется определить удельный объем и энтальпию пара.

Из табл. X видно, что температура пара выше температуры насыщения (при $p = 8 \text{ ата}$ $t_s = 169,61^\circ$). Следовательно, пар перегретый.

Обращаясь к табл. XII, находим что при давлении $p = 8 \text{ ата}$ и температуре $t = 300^\circ$ объем пара $v = 0,3306 \text{ м}^3/\text{кг}$ и $i = 730,1 \text{ ккал}/\text{кг}$.

7. si-ДИАГРАММА

Для практических расчетов, связанных с водяным паром, проще всего пользоваться графическим методом. Большое применение получила si-диаграмма, по оси абсцисс которой отложена энтропия s в $\text{ккал}/\text{кг}\cdot\text{град}$, а по оси ординат — энтальпия i в $\text{ккал}/\text{кг}$. Такие



Фиг. 32. si-диаграмма для водяного пара.

диаграммы строятся как для паров различных жидкостей, так и для газов. Построение диаграммы сложно и в данном курсе не рассматривается. Поэтому ограничимся рассмотрением готовой si-диаграммы для водяного пара.

Приближенное изображение si-диаграммы для водяного пара (без масштаба) приведено на фиг. 32.

Жирная кривая $x = 1$ делит диаграмму на две области: верхнюю область — перегретого пара и нижнюю область — влажного насыщенного пара. Кривая $x = 1$ (верхняя пограничная кривая) характеризует состояние сухого насыщенного пара. Нижняя пограничная кривая (от точки K) на si-диаграмме полностью обычно не изображается¹.

¹ Изображение нижней пограничной кривой полностью вызвало бы значительное увеличение размеров диаграммы за счет практически ненужных областей насыщенного пара с большой влажностью.

Кроме пограничных кривых, на диаграмме (см. фиг. 32 и диаграмму si в приложении) нанесен ряд линий:

1) линии одинаковых давлений — изобары (сплошные кривые $p = \text{const}$);

2) линии одинаковых удельных объемов — изохоры, идущие круче изобар (пунктирные кривые $v = \text{const}$);

3) линии одинаковой температуры — изотермы (кривые пунктир-точка $t = \text{const}$); в области насыщенного пара изотермы совпадают с изобарами и имеют вид расходящегося пучка прямых линий (т. е. точки D , A , B и C на фиг. 32 лежат на одной изотерме);

4) линии одинаковой сухости или одинаковой влажности (сплошные кривые $x = \text{const}$),

5) линии одинаковой энтальпии — изоэнтальпы (горизонтальные прямые $i = \text{const}$);

6) линии одинаковой энтропии — изоэнтропы, или обратимые адиабаты (вертикальные прямые $s = \text{const}$).

На фиг. 32 приведены такие кривые, проходящие через произвольную точку A .

si -диаграмма в приложении отличается от фиг. 32 тем, что она выполнена в достаточно крупном масштабе, удобном для вычислений, и содержит много изобар, изохор и пр.

Давления на диаграмме указаны в $\text{кг}/\text{см}^2$, удельные объемы — в $\text{м}^3/\text{кг}$, температуры — в $^{\circ}\text{C}$, энтальпии — в $\text{ккал}/\text{кг}$, степень сухости пара x — в долях, энтропия s — в $\text{ккал}/\text{кг}\cdot\text{град}$, энтальпия i отложена в масштабе $1 \text{ ккал}/\text{кг} = 1 \text{ мм}$, а энтропия $1 \text{ ккал}/\text{кг}\cdot\text{град} = 500 \text{ мм}$.

Примеры пользования si -диаграммой для водяного пара

Пример 10. Определить по si -диаграмме энтальпию, температуру и удельный объем сухого насыщенного пара давления 2 ата .

Пар сухой насыщенный $x = 1$, поэтому точка характеризующая состояние пара, должна лежать на верхней пограничной кривой. С другой стороны давление пара $p = 2 \text{ ата}$. Следовательно, эта точка должна находиться также на изобаре 2 ата . Точка, одновременно лежащая на изобаре 2 ата и верхней пограничной кривой, это точка их пересечения. Найдем точку пересечения (фиг. 33), через которую проходят изохора $v = 0,9 \text{ м}^3/\text{кг}$ и изотерма $t = 120^{\circ}$. Поэтому удельный объем пара $v = 0,9 \text{ м}^3/\text{кг}$, а температура пара $t = 120^{\circ}$.

Из нанесенных на диаграмму изэнтальп (линий одинакового значения энтальпии) через данную точку не проходит ни одна. Измерим расстояние до ближайшей верхней или нижней линии постоянной энтальпии по вертикали. До ближайшей нижней линии $i = 640 \text{ ккал}/\text{кг}$ расстояние равно $6 \text{ мм} = 6 \text{ ккал}/\text{кг}$. Следовательно, искомая энтальпия нашего пара $i = 640 + 6 = 646 \text{ ккал}/\text{кг}$.

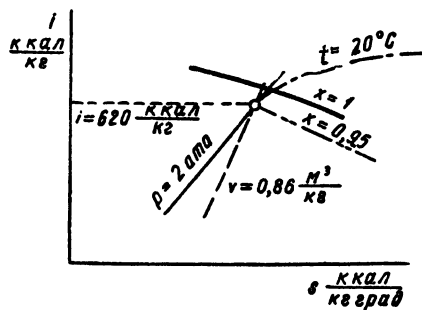
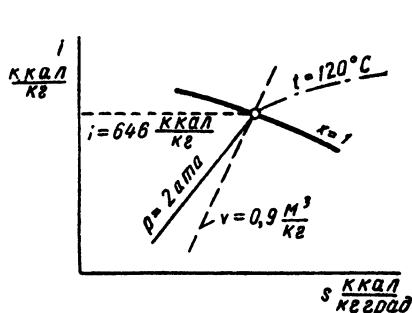
Примечание. Для сухого насыщенного пара при решении подобных задач точнее и проще пользоваться таблицами насыщенного пара.

Пример 11. Определить по si -диаграмме энтальпию, температуру и удельный объем пара давлением 2 ата и влажностью 50% .

Точка, характеризующая состояние пара, находится на пересечении изобары 2 ата и линии постоянной сухости пара $x = 0,95$ (см. si -диаграмму и фиг. 34). Через эту же точку проходит изоэнтальпа $i = 620 \text{ ккал}/\text{кг}$. Отсюда энтальпия пара $i = 620 \text{ ккал}/\text{кг}$.

Изотермы в области влажного насыщенного пара совпадают с изобарами, поэтому для определения температуры влажного пара по диаграмме поднимаемся вверх по изобаре-изотерме, дойдя до линии сухого пара, сворачиваем по изотерме вправо от изобары и находим температуру $t = 120^\circ$. Эта температура точнее определяется по таблицам насыщенного пара.

Удельный объем находим путем интерполирования. Ближайшая изохора слева $v = 0,8 \text{ м}^3/\text{кг}$, а справа $v = 1 \text{ м}^3/\text{кг}$. Точка, характеризующая состояние пара, находится между ними. Сравнивая расстояния до изохоры $v = 0,8 \text{ м}^3/\text{кг}$ и до изохоры $v = 1 \text{ м}^3/\text{кг}$ на глаз или при помощи линейки, определяем удельный объем пара $v \approx 0,86 \text{ м}^3/\text{кг}$. По таблицам нашли бы точнее $0,855 \text{ м}^3/\text{кг}$.



Фиг. 33. *si*-диаграмма к примеру 10.

Фиг. 34. *si*-диаграмма к примеру 11.

Пример 12. Определить энтальпию и удельный объем пара при давлении $p = 13 \text{ атм}$ и температуре 300°

Находим точку пересечения изобары $p = 13 \text{ атм}$ с изотермой $t = 300^\circ$. Через найденную точку проходит изохора $v = 0,2 \text{ м}^3/\text{кг}$. Значит, $v = 0,2 \text{ м}^3/\text{кг}$. Энтальпия $i = 727 \text{ ккал/кг}$.

ЗАДАЧИ

1. Каково давление насыщенного пара по манометру если его температура 150° , считая окружающее давление $1,0 \text{ атм}$.

Ответ. $p = 3,854 \text{ атм}$.

2. Параметры пара $p = 1 \text{ атм}$ и $v = 0,17 \text{ м}^3/\text{кг}$. Определить его состояние.

Ответ. Пар влажный насыщенный.

3. Определить энтальпию пара для следующих условий:

а) $p = 2 \text{ атм}$ и $x = 0,9$;

б) сухой насыщенный пар при $p = 12 \text{ атм}$;

в) $p = 20 \text{ атм}$ и $t = 300^\circ$.

Ответы. а) $i_x = 594,9 \text{ ккал/кг}$;

б) $i^s = 664,9 \text{ ккал/кг}$;

в) $i = 722,5 \text{ ккал/кг}$.

4. Сколько весят 9 м^3 пара при $p = 8 \text{ атм}$ и степени влажности $100/10^3$?

Ответ. $G = 40,8 \text{ кг}$.

5. Определить степень влажности пара при 6 атм , если его удельный объем $v = 0,295 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Ответ. $1 - x = 0,08$ или 8% .

6. Определить удельный объем пара при 10 атм , если он:

а) сухой насыщенный,

б) влажный при паросодержании 75% ;

в) перегретый до 300° .

Ответы. а) $v^s = 0,198 \text{ м}^3/\text{кг}$;

б) $v_x = 0,149 \text{ м}^3/\text{кг}$;

в) $v = 0,263 \text{ м}^3/\text{кг}$.

7. Определить степень сухости пара, если 5,5 кг пара занимают объем 1,2 м³ при давлении 5 ата.

Ответ. $x = 0,57$.

8. Определить полный объем и полную энтальпию 0,6 кг пара при 8 ата и $x = 0,8$.

Ответ. $V_x = 0,118$ м³;
 $I_x = 338$ ккал/кг.

9. В паровом котле требуется производить в час 1000 кг сухого насыщенного пара давлением 10 ата, температура питательной воды равна 25°. Сколько угля нужно сжигать в час в топке котла, если теплотворность его равна 7200 ккал/кг и если в котле используется 70% получаемой теплоты?

Ответ. $G = 126,8$ кг/час.

10. Определить вес и полную энтальпию 9 м³ пара при 3,5 ата и $x = 0,85$.

Ответ. $G = 19,85$ кг;
 $I_x = 11420$ ккал.

11. Требуется подогреть 5 м³ воды в час от 20 до 80° путем конденсации пара, пропускаемого по змеевику (конденсат с водой не смешивается), давления 2 ата и влажности 10%. Сколько килограммов пара нужно иметь в час, если температура конденсата равна температуре пара?

Ответ. $D = 633$ кг/час.

12. Определить количество тепла Q , необходимое для получения 1 кг пара давлением 12 ата при температуре 300° из воды, имеющей температуру 10°.

Ответ. $Q = 717,7$ ккал.

13. Определить по si -диаграмме неизвестные параметры для следующих случаев:

- | | |
|--|--|
| а) $p = 2$ ата, $x = 0,9$; | ж) $t = 180^\circ$, $1 - x = 0,15$; |
| б) $p = 10$ ата, $x = 1$; | з) $t = 150^\circ$, $i = 600$ ккал/кг; |
| в) $p = 20$ ата, $1 - x = 0,12$ или 12%; | и) $p = 50$ ата, $\sigma = 0,03$ м ³ /кг; |
| г) $p = 2$ ата, $t = 250^\circ$; | к) $p = 0,04$ ата, $1 - x = 0,12$; |
| д) $p = 6$ ата, $t = 345^\circ$; | л) $p = 90$ ата, $t = 500^\circ$; |
| е) $p = 29$ ата, $t = 400^\circ$; | м) $p = 60$ ата, $t = 180^\circ$. |

14. Определить значения температур влажного пара при давлениях 0,5; 3; 6 и 10 ата.

Ответы. $t_s = 80,86^\circ$; $t_s = 132,88^\circ$;
 $t_s = 158,08^\circ$ и $t_s = 179,04^\circ$.

15. Определить i_x и t влажного пара, имеющего давление 14 ата и $x = 0,9$.

Ответ. $i_x = 619$ ккал/кг и
 $t = 194,13^\circ$.

16. Сколько килограммов пара давлением 12 ата и влажностью 20% можно получить в паровом котле за счет сжигания 1 т торфа теплотворностью 3000 ккал/кг, если известно, что к. п. д. котельной установки $\eta = 0,8$, а температура воды, поступающей в котел, $t = 10^\circ$?

Ответ. $D = 3720$ кг.

17. Определить, какое количество тепла нужно сообщить в пароперегревателе 100 кг пара давлением 8 ата и влажностью 50%, чтобы он стал перегретым $t = 250^\circ$.

Ответ. $Q = 6740$ ккал.

18. Какое количество воды W необходимо для конденсации 1 кг пара давлением 0,05 ата и влажностью 10%, если начальная температура охлаждающей воды $t_1 = 18^\circ$ и конечная $t_2 = 25^\circ$? Конденсация происходит при $p = \text{const}$.

Ответ. $W = 75$ кг.

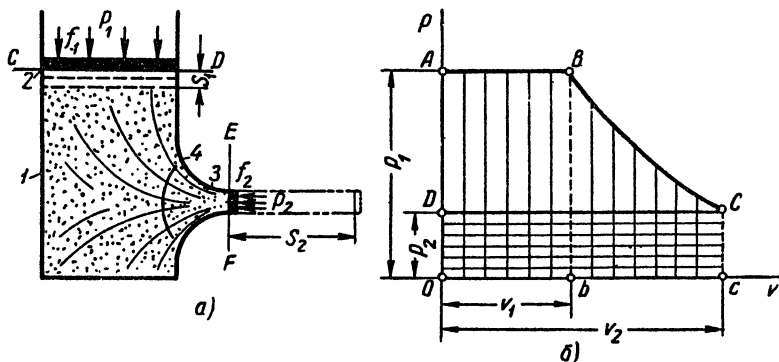
ГЛАВА IX

ИСТЕЧЕНИЕ И ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ

Истечение капельной жидкости было рассмотрено в гидравлике. Не меньший практический и теоретический интерес представляет более сложный случай — истечение газов и паров. Приложения теории истечения газов и паров имеют большое значение в технике. На основе этой теории строятся паровые и газовые турбины.

1. ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ ИСТЕЧЕНИЯ

Пусть в сосуде 1 (фиг. 35, а) под поршнем 2 находится газ давлением p_1 , удельным объемом v_1 и температурой t_1 . Если давление газа больше давления окружающей среды, то газ будет вытекать через насадку (сопло) 3. Можно представить, что постоянное давление p_1 в сосуде, обуславливающее истечение, создается соответствующим опусканием поршня 2



Фиг. 35. Процесс истечения.

Обозначим площадь этого поршня через f_1 , тогда сила, выталкивающая газ из сосуда, будет равна $p_1 f_1$. Допустим, что количество вытекающего газа равно 1 кг. Пусть при этом поршень 2 (сечение CD) опустится на s_1 м. При таком перемещении сила $p_1 f_1$, действующая на поршень, произведет работу

$$l_1 = p_1 f_1 s_1 = p_1 v_1 \text{ кгм/кг,}$$

так как $f_1 s_1 = v_1$.

Эта работа в vp -координатах определится графически площадью OABb (фиг. 35, б).

Расширение газа в насадке при снижении давления от p_1 до p_2 примем адиабатным, так как в связи с малым временем прохождения струи по насадке можно допустить отсутствие теплообмена. Это

расширение при истечении изобразится (фиг. 35, б) кривой BC . При этом газ совершает работу

$$l_3 = \frac{u_1 - u_2}{A} \text{ кгм/кг.}$$

Эта работа изображена площадью $BCcb$.

Наружная среда, в которую происходит истечение, имеет давление p_2 , поэтому газ, вытекающий из насадки Z , должен преодолеть силу, равную $p_2 f_2$, где f_2 — площадь сечения вытекающей струи.

На преодоление этой силы должна быть затрачена работа

$$l_2 = p_2 f_2 s_2 = p_2 v_2 \text{ кгм/кг,}$$

так как $f_2 s_2 = v_2$.

Эта работа изобразится площадью $ODCc$, направление силы $p_2 f_2$ противоположно направлению $p_1 f_1$, т. е. сила $p_2 f_2$ направлена против струи.

Так как работа $l_1 + l_3 > l_2$ (фиг. 35, б), то при истечении получается избыток работы, равный $l_1 + l_3 - l_2$. Этот избыток и вызывает приращение кинетической энергии струи. Он называется располагаемой работой истечения l_0 . Она представлена площадью $ABCD$ Итак,

$$\boxed{l_0 = l_1 + l_3 - l_2} \quad (a)$$

Если допустить, что начальная скорость газа c_1 внутри сосуда равна нулю, то приращение кинетической энергии 1 кг вытекающего газа равно

$$\frac{mc_2^2}{2} = \frac{1}{g} \cdot \frac{c_2^2}{2} = \frac{c_2^2}{2g} \text{ кгм/кг,}$$

где c_2 — скорость газа в выходном сечении насадки в м/сек.

Следовательно,

$$\boxed{l_0 = \frac{c_2^2}{2g}} \text{ кгм/кг,} \quad (97)$$

откуда

$$\boxed{c_2 = \sqrt{2gl_0}} \text{ м/сек.} \quad (97a)$$

Подставляя в формулу (a) значения l_1 , l_2 и l_3 , имеем

$$l_0 = p_1 v_1 + \frac{u_1 - u_2}{A} - p_2 v_2.$$

Вынеся $\frac{1}{A}$ за скобки и перегруппировав члены, получим

$$l_0 = \frac{1}{A} (A p_1 v_1 + u_1 - u_2 - A p_2 v_2) = \frac{1}{A} [(u_1 + A p_1 v_1) - (u_2 + A p_2 v_2)].$$

Так как $u + A p v = i$ (энтальпия), то, следовательно, располагаемая работа истечения

$$\boxed{l_0 = \frac{i_1 - i_2}{A}} \text{ кгм/кг,} \quad (98)$$

где i_1 — энтальпия газа перед истечением в *ккал/кг*;

i_2 — энтальпия газа в выходном сечении насадки после адиабатного расширения в *ккал/кг*.

Подстановка l_0 из уравнения (98) в уравнение (97а) дает скорость истечения

$$\boxed{c_2 = \sqrt{2g \frac{i_1 - i_2}{A}}} \text{ м/сек.} \quad (99)$$

Подставляя вместо g и A их численные значения, после извлечения корня получим первое уравнение¹ для нахождения скорости истечения (через энтальпию)

$$\boxed{c_2 = 91,5 \sqrt{i_1 - i_2}} \text{ м/сек.} \quad (99a)$$

Если же в формулу (а)

$$l'_0 = l_1 + l_3 - l_2$$

вместо

$$l_3 = \frac{u_1 - u_2}{A}$$

подставить значение

$$l_3 = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \text{ кгм/кг,}$$

то получим

$$l_0 = p_1 v_1 + \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) - p_2 v_2 \text{ кгм/кг.}$$

¹ Вместо 91,5 точнее 91,53.

После преобразований, аналогичных выполненным при нахождении работы, потребляемой компрессором при адиабатном сжатии, найдем

$$l_0 = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ кдж/кг.} \quad (100)$$

Подставляя полученное значение l_0 в уравнение (97а), будем иметь другое уравнение для скорости истечения (через p и v)

$$c_2 = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ м/сек.} \quad (101)$$

Весовой расход газа находится по уравнению неразрывности

$$G = f_2 c_2 \gamma_2 = \frac{f_2 c_2}{v_2} \text{ кг/сек,} \quad (102)$$

где G — весовой расход газа в кг/сек;

f_2 — площадь выходного сечения насадки в м^2 (на фиг. 35, а сечение f_2);

γ_2 — удельный вес газа в кг/м³;

v_2 — удельный объем газа в выходном сечении в м³/кг (фиг. 35, б).

При расчете скорости c_2 по si -диаграмме, пользуясь формулой (99а), по этой же диаграмме определяется и удельный объем, и формула (102) для нахождения расхода газа является окончательной. Если же расчет производится через параметры p и v с определением скорости c_2 по формуле (101), то формула (102) подлежит дальнейшему преобразованию.

Подставляя вместо c_2 ее значение из уравнения (101), имеем

$$G = \frac{f_2}{v_2} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ кг/сек.}$$

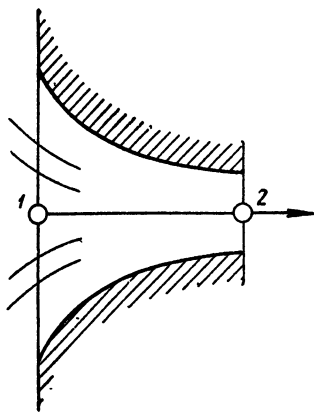
Так как v_2 может быть определено из уравнения адиабаты через p_1 , p_2 и v_1 , то, подставив полученное значение под корень, после преобразования находим секундный расход

$$G = f_2 \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ кг/сек.} \quad (103)$$

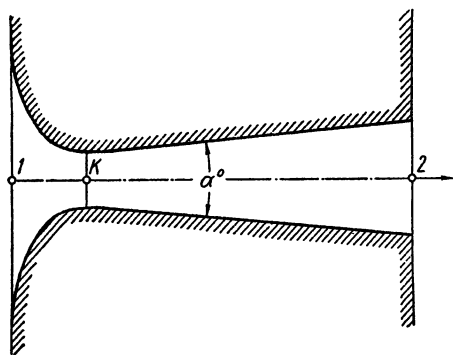
Полученные формулы (99а), (101) и (103) применимы как для газа, так и для пара (если $k = \text{const}$).

2. КРИТИЧЕСКОЕ ОТНОШЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ И КРИТИЧЕСКАЯ СКОРОСТЬ

Данные в предыдущем параграфе выводы основных формул истечения (т. е. формулы скорости c_2 и расхода G) были основаны на допущении, что внутри сопла происходит полное расширение газа от давления в сосуде (начальное давление p_1) до окружающего давления, являющегося в то же время давлением в выходном сечении сопла (конечное давление p_2). Но в общем случае расширение может быть неполным, когда давление p'_2 в конце сопла больше окружающего давления p_2 , и окончательное выравнивание давлений



Фиг. 36. Истечение через суживающуюся насадку.



Фиг. 37. Сопло Лавала.

происходит уже после выхода струи из сопла. При неполном расширении предыдущие формулы могут быть использованы лишь с заменой в них давления p_2 более высоким давлением p'_2 .

Таким образом, необходимо выяснить условия, при которых возможно полное расширение газа в сопле, а также нужно уметь находить давление p'_2 при неполном расширении. Эти задачи разрешаются путем анализа основных формул истечения.

Следует иметь в виду, что существует два типа сопел. Вообще соплом называется такое отверстие или канал, у которого входная часть выполнена с хорошим скруглением, обеспечивающим плавный вход струи (фиг. 36 и 37 в сечениях 1). При этом площадь входного сечения может быть принята бесконечно большой. Этим признаком сопла отличаются от обычных отверстий. На фиг. 36 дан разрез суживающегося, или простого, сопла; фиг. 37 относится к расширяющемуся соплу, называемому соплом Лавала. У простого сопла наименьшее сечение — выходное (соответствующее точке 2), у сопла Лавала наименьшее сечение — горловое (в точке К), после которого идет усеченный конус расширения. Первая часть сопла Лавала является как бы простым соплом. Угол между образующими конуса

сопла Лавалья α не должен быть более $6-12^\circ$ во избежание отрыва струи от стенок сопла при больших скоростях газа. Простое сопло может быть получено из сопла Лавалья сокращением участка K_2 до нуля.

Исследование формул истечения в общем виде удобно производить применительно к соплу Лавалья.

Формулы (101) и (103) относятся к выходному сечению с давлением p_2 . Аналогичные формулы могут быть написаны для произвольного сечения сопла, если в них отбросить значок 2 при давлении p_2 , при скорости c_2 и при площади f_2 и рассматривать величины p , c и f в качестве переменных. Таким путем из формулы (101) получим

$$c = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad \text{м/сек.} \quad (101a)$$

а из формулы (103), предварительно разделив обе части на площадь сечения f , будем иметь

$$\frac{G}{f} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad \text{кг/м}^2\text{сек.} \quad (103a)$$

Отношение $\frac{G}{f}$ в последнем уравнении дает весовой расход газа через единицу площади сечения сопла в единицу времени и может быть названо весовой скоростью газа, или плотностью потока. Так как расход газа G кг/сек одинаков по всей длине сопла, то плотность потока $\frac{G}{f}$, очевидно, обратно пропорциональна площади сечения сопла f , и, в частности, в сопле Лавалья наибольшая плотность потока будет в горловом сечении.

Формула (101a) показывает, что скорость c растет при перемещении от точки 1 входа к точке 2 выхода по мере снижения давления p . Во входном сечении $c_1 = 0$ (при $p = p_1$), в выходном сечении c_2 достигает наибольшего значения (при $p = p_2$). В воображаемом случае истечения в пустоту (при $p_2 = 0$) скорость получает свое предельное значение, находимое из формулы (101a) при подстановке в нее значения $p = 0$.

Из формулы (103a) видно, что плотность потока $\frac{G}{f}$ во входном сечении равна нулю $\left[\text{при } p = p_1, 1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 0 \right]$; также $\frac{G}{f} = 0$ в предельном случае истечения в пустоту $\left[\text{при } p = 0, \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} = 0 \right]$. Если в формулу (103a) подставить значения $\frac{p}{p_1} = 0,9, 0,8, 0,7$ и т. д. и вычисленные значения $\frac{G}{f}$ отложить графически, то получим кривую, подобную показанной на фиг. 38.

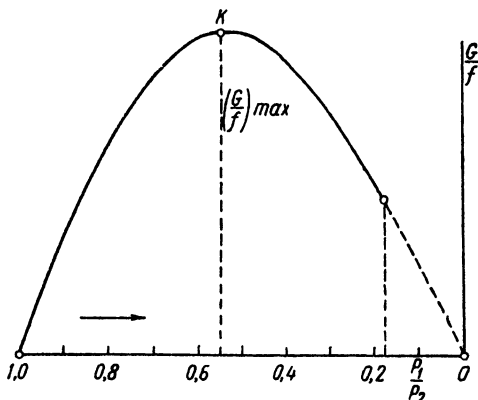
Из формулы (103а) может быть найдено то отношение давления $\frac{p}{p_1}$, при котором получается максимальное значение $\frac{G}{f}$. Это отношение называется критическим отношением давлений и обозначается $\nu_{кр}$. Опуская вывод, приведем лишь табл. 4 критических отношений давлений.

Как выше было отмечено, максимальная плотность потока $\frac{G}{f}$ отвечает горловому сечению сопла Лавалья. Давление и скорость в этом сечении называются критическим давлением ($p_{кр}$) и критической скоростью ($c_{кр}$). Критическое давление

$$p_{кр} = \nu_{кр} p_1, \quad (104)$$

т. е. оно составляет несколько больше половины на-

чального давления. Критическая скорость для насыщенного пара около 450 м/сек, для перегретого пара около 550 м/сек (при обычных параметрах пара). Можно показать, что критическая скорость равна скорости распространения звука в той же среде.



Фиг. 38. Зависимость плотности потока пара от отношения $\frac{p_1}{p_2}$.

Критические отношения давлений

Таблица 4

Вещество	Значения коэффициента k	Отношение давлений $\nu_{кр}$
Двухатомный газ	1,4	0,528
Перегретый пар	1,3	0,546
Сухой насыщенный пар	1,135	0,577

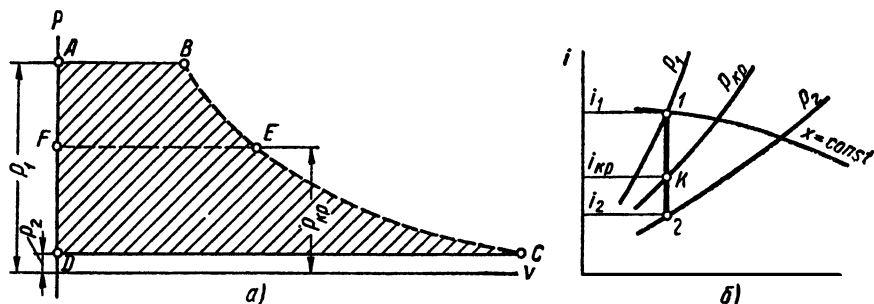
3. РАСЧЕТ СОПЕЛ ПО si -ДИАГРАММЕ

По величине отношения конечного и начального давлений различают: критический перепад давлений, когда $\frac{p_2}{p_1} = \nu_{кр}$, большой перепад давлений, когда $\nu_{кр} > \frac{p_2}{p_1} > 0$, и малый перепад давлений, когда $1 > \frac{p_2}{p_1} > \nu_{кр}$ (значения критического отношения давлений $\nu_{кр}$ приведены выше).

При расчете сопел могут быть три основных случая:

- 1) сопло Лавалья при большом перепаде давлений;
- 2) простое сопло при большом перепаде давлений;
- 3) простое сопло при малом перепаде давлений.

С л у ч а й 1. Сопло Лавалья позволяет осуществить полное расширение газа при сколь угодно большом перепаде давлений (при $\frac{p_2}{p_1} < v_{кр}$). На фиг. 39, а дан график полного расширения газа при отношении давлений $\frac{p_2}{p_1} = 0,1$. Заштрихованная площадь $ABCD$ представляет собой располагаемую работу, превращаемую в кинетическую энергию струи в выходном сечении сопла.



Фиг. 39. График процесса истечения в si -диаграмме.

Площадь $ABEF$ дает ту часть этой работы, которая превращается в кинетическую энергию в горловом сечении сопла. Для нахождения скорости c_2 в выходном сечении служит уравнение (99а)

$$c_2 = 91,5 \sqrt{i_1 - i_2} \quad (а)$$

для которого значения энтальпии i_1 и i_2 берутся из si -диаграммы по фиг. 39, б (для насыщенного пара).

Энтальпия i_1 берется для точки 1, находящей по заданным начальным параметрам пара p_1 и t_1 , если пар перегретый, или по параметрам p_1 и x_1 , если пар насыщенный. Энтальпия i_2 берется для точки 2, находящей на адиабате 1-2 (вертикали, проходящей через точку 1) в пересечении с изобарой конечного давления p_2 .

Для нахождения скорости в горловом сечении (т. е. критической скорости) применяется то же уравнение, написанное в виде

$$c_{кр} = 91,5 \sqrt{i_1 - i_{кр}} \quad (б)$$

для которого энтальпия $i_{кр}$ берется в точке К, лежащей в пересечении адиабаты 1-2 с изобарой критического давления $p_{кр} = v_{кр} p_1$. При заданном расходе газа G кг/сек сечения сопла Лавалья находятся по формуле (102), принимающей для выходного сечения вид

$$f_2 = G \frac{v_2}{c_2}, \quad (в)$$

а для горлового сечения

$$f_{горл} = G \frac{v_{кр}}{c_{кр}}. \quad (г)$$

При этом удельные объемы находятся: v_2 — для состояния 2 в выходном сечении и $v_{кр}$ — для состояния K в горловом сечении.

Следует заметить, что каждому отношению давлений $\frac{p_2}{p_1}$ соответствует вполне определенное отношение $\frac{f_2}{f_{горл}}$. Если сопло Лавала выполнено с недоста-

точной выходной площадью f_2 (т. е. с отношением $\frac{f_2}{f_{горл}}$ меньше расчетного), то расширение газа в сопле будет неполным и соответственно скорость при выходе уменьшится, расход же газа через сопло останется таким же, как и при полном расширении газа, как в этом можно убедиться из уравнения (г) (значения величин $v_{кр}$, $c_{кр}$ и $f_{горл}$ при неполном расширении те же, что и при полном).

Случай 2. Простое сопло при большом перепаде давлений (при $\frac{p_2}{p_1} < v_{кр}$) является частным случаем сопла Лавала, выполненного с меньшим отношением $\frac{f_2}{f_{горл}}$, чем требуется по расчету для полного расширения (в простом сопле $f_2 = f_{горл}$), т. е. при этих условиях расширение газа в простом сопле будет неполным. В этом случае как параметры газа, так и скорость в выходном сечении простого сопла будут такими же, как и в горловом сечении сопла Лавала ($p_{кр}$, $v_{кр}$, $c_{кр}$) при тех же начальных параметрах газа. Окончательное расширение происходит вне сопла, сопровождаясь разбросом струи в стороны (фиг. 40). Следовательно, простое сопло при большом перепаде давлений дает скорость в выходном сечении меньшую, чем сопло Лавала. Однако расход газа через простое сопло будет такой же, как через сопло Лавала сечением $f_{горл}$, равным выходному сечению простого сопла.

Таким образом, простое сопло при большом перепаде давлений вполне заменяет собой сопло Лавала, если требуется обеспечить только заданный расход газа, но оно непригодно для целей наилучшего использования кинетической энергии вытекающей из сопла струи газа.

Расчетными уравнениями для этого случая являются (б) и (г):

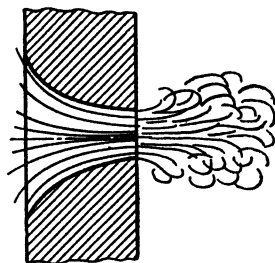
$$c_2 = c_{кр} = 91,5 \sqrt{i_1 - i_{кр}} \quad \text{и} \quad f_2 = f_{горл} = G \frac{v_{кр}}{c_{кр}}.$$

Случай 3. Простое сопло при малом перепаде давлений (при $\frac{p_2}{p_1} > v_{кр}$) до критического перепада включительно (при $\frac{p_2}{p_1} = v_{кр}$) обеспечивает полное расширение газа. Вычисление выходной скорости c_2 и площади выходного сечения f_2 при заданном расходе газа G производится по тем же общим формулам (а) и (б), как и для выходного сечения сопла Лавала:

$$c_2 = 91,5 \sqrt{i_1 - i_2} \quad \text{и} \quad f_2 = G \frac{v_2}{c_2}.$$

При этом скорость $c_2 < c_{кр}$ убывает вместе с увеличением отношения $\frac{p_2}{p_1}$.

Применение сопла Лавала при малом перепаде давлений было бы нецелесообразным.



Фиг. 40. Расширение струи при истечении из сопла при неполном расширении.

В заключение заметим, что в технических расчетах учитывается уменьшение скорости выходящего газа вследствие трения, а также происходящее в связи с этим увеличение удельного объема газа. Уменьшение c и увеличение v требуют увеличенной площади сопла f при заданном расходе газа G .

Пример 1. Пар под давлением 8 *ата* при $t = 290^\circ$ вытекает в атмосферу через простое сопло диаметром 4 *см*.

Определить скорость истечения c_2 и весовой расход пара G .

Пользуясь *si*-диаграммой, устанавливаем, что почти весь процесс расширения протекает в области перегретого пара. Следовательно,

$$p_{кр} = 0,546 p_1 = 0,546 \cdot 8 = 4,37 \text{ ата,}$$

т. е. $p_2 < p_{кр}$. Это значит, что полного расширения не будет и в устье сопла устанавливаются критическое давление $p_{кр} = 4,37$ *ата* и критическая скорость, которая определится по формуле (6),

$$c_{кр} = 91,5 \sqrt{i_1 - i_{кр}}$$

Разность энтальпий ($i_1 - i_{кр}$) определится по *si*-диаграмме (фиг. 41). Для этого найдем начальное состояние пара по параметрам $p_1 = 8$ *ата* и $t_1 = 290^\circ$. Из этой точки проведем вниз адиабату до пересечения с изобарой 4,37 *ата*. Найденная таким путем точка 2 характеризует конечное состояние пара.

Расстояние между найденными точками равно 34 *мм*, т. е. $i_1 - i_{кр} = 34$ *ккал/кг*. Таким образом,

$$c_2 = c_{кр} = 91,5 \sqrt{34} = 533 \text{ м/сек.}$$

Расход пара определится по формуле (102). В этой формуле неизвестен удельный объем пара v_2 , который определится по *si*-диаграмме в точке конечного состояния. Эта точка лежит между удельными объемами 0,5 и 0,6 $\text{м}^3/\text{кг}$. Интерполируя, определяем $v_2 = v_{кр} = 0,52$ $\text{м}^3/\text{кг}$. Следовательно,

$$G = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{3,14 \cdot 0,04^2 \cdot 533}{4 \cdot 0,52} = 1,29 \text{ кг/сек,}$$

или

$$1,29 \cdot 3600 = 4610 \text{ кг/час.}$$

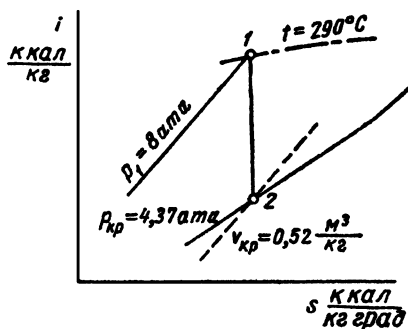
Пример 2. Перегретый пар под начальным давлением 8 *ата* и при температуре 290° вытекает через сопло Лавала в атмосферу, расход пара в секунду составляет $G = 1,29$ *кг/сек*. Определить размеры сопла Лавала и скорость истечения.

Минимальное сечение $f_{горл}$ определяем по формуле (102), откуда

$$f_{горл} = \frac{G v_{кр}}{c_{кр}}$$

Значение $c_{кр} = 467$ *м/сек* найдено в предыдущем примере, так же как и $v_{кр} = 0,52$ $\text{м}^3/\text{кг}$, поэтому

$$f_{горл} = \frac{1,29 \cdot 0,38}{467} = 0,00105 \text{ м}^2 = 10,5 \text{ см}^2.$$



Фиг. 41. *si*-диаграмма к примеру 1.

Так как истечение происходит из расширяющегося сопла, то в данном случае в отличие от предыдущего адиабату из точки 1 опускаем до конечного давления $p_2 = 1 \text{ ата}$.

По si -диаграмме находим, что $i_2 = 626 \text{ ккал/кг}$, откуда

$$c_2 = 91,5 \sqrt{i_1 - i_2} = 91,5 \sqrt{98} = 91,5 \cdot 9,9 = 906 \text{ м/сек.}$$

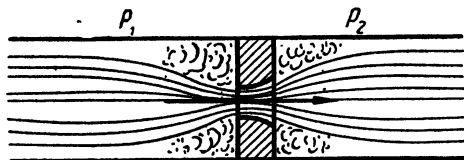
По конечному состоянию на диаграмме si определяем также $v_2 = 1,64 \text{ м}^3/\text{кг}$. Следовательно,

$$f_2 = \frac{Gv_2}{c_2} = \frac{1,29 \cdot 1,64}{906} = 0,00234 \text{ м}^2 = 23,4 \text{ см}^2.$$

4. ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ПАРА

Если в трубопроводе на пути прохождения пара или газа со скоростью c_1 и давлением p_1 имеется сужение (фиг. 42), то давление p_2 по другую сторону сужения становится меньшим. Происходящее таким путем понижение давления носит название дросселирования (мятия или торможения) пара или газа.

Всякие вентили, употребляемые для регулирования мощности паровых турбин и машин, а также дроссельные заслонки для двигателей внутреннего сгорания вызывают дросселирование.



Фиг. 42. Дросселирование пара.

Величина падения давления при прохождении газа через данное суженное отверстие зависит от соотношения сечений отверстия и потока перед отверстием и от параметров газа (пара). В отверстии скорость газа возрастает (от c_1 до c), после отверстия — снова падает (до c_2).

В § 1 было установлено, что приращение кинетической энергии $\frac{c_2^2}{2g} = \frac{i_1 - i_2}{A}$ [см. формулы (97) и (98)].

Если начальная скорость не равна нулю [как было принято при выводе формулы (97)], а равна c_1 , то очевидно, что результирующее приращение кинетической энергии будет выражаться разностью кинетической энергии в конце и в начале процесса, т. е.

$$\frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} = \frac{i_1 - i_2}{A}$$

или

$$A \left(\frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} \right) = i_1 - i_2.$$

Пренебрегая изменением скоростей потока до и после отверстия ввиду их незначительности ($c_2 \approx c_1 \approx 0$), из последнего равенства будем иметь

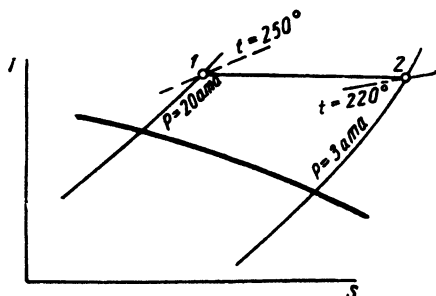
$$\boxed{i_1 = i_2}, \quad (105)$$

т. е. энтальпия в начале и конце процесса дросселирования приблизительно одинакова (но в самом отверстии, конечно, уменьшается).

При решении задан на дросселирование удобно пользоваться si -диаграммой, применяя равенство $i_1 = i_2$. Равенство энтальпий в начале и конце процесса дросселирования дает возможность, проводя в si -диаграмме изэнтальпную линию $i = \text{const}$ (горизонталь)

через начальную точку, найти конечную точку, характеризующую состояние и его параметры.

Исследуя дросселирование водяного пара при помощи si -диаграммы, можно установить, что температура пара в этом процессе понижается, степень же сухости и степень перегрева пара увеличиваются (уменьшение степени сухости происходит лишь в небольшой области вблизи критической точки).



Фиг. 43. si -диаграмма к примеру 3.

Пример 3. Определить изменение состояния перегретого пара, давление которого путем дросселирования понижается до 3 *атм*. Начальные параметры пара: $p_1 = 20$ *атм* и $t_1 = 250^\circ$.

Определив по si -диаграмме (фиг. 43) в пересечении изобары 20 *атм* с изотермой 250° начальную точку процесса и проводя через нее линию, параллельную оси энтропии, до пересечения с изобарой 3 *атм*, получим конечную точку 2 процесса, которая лежит на изотерме 220° . Следовательно, температура пара понизилась на $250 - 220 = 30^\circ$. При этом в начальном состоянии степень перегрева пара была

$$t_1 - t_{s_1} = 250 - 211,38 = 38,62^\circ$$

(при 20 *атм*), а в конечном будет

$$t_2 - t_{s_2} = 220 - 132,88 = 87,12^\circ$$

(при 3 *атм*).

Следовательно, перегрев пара увеличился на $87,12 - 38,62 = 48,5^\circ$.

ЗАДАЧИ

1. Определить скорость истечения c_2 и секундный расход G перегретого пара, имеющего начальные параметры $p_1 = 20$ *атм* и $t_1 = 350^\circ$ и вытекающего через суживающуюся насадку (простое сопло) в среду давлением 15 *атм*. Выходное сечение насадки $f_2 = 0,001$ м^2 .

$$\text{Ответ. } c_2 = 380 \text{ м/сек;} \\ G = 2,14 \text{ кг/сек.}$$

2. Ту же задачу решить при условии, что давление среды, куда происходит истечение, понизилось до $p_2 = 2$ *атм*.

$$\text{Ответ. } c_2 = 555 \text{ м/сек;} \\ G = 2,48 \text{ кг/сек.}$$

3. Решить задачу 2 для случая истечения пара через расширяющуюся насадку (сопло Лаваля).

Ответ. $c_2 = 990$ м/сек.

4. До какого давления нужно дросселировать влажный пар, чтобы сделать его сухим насыщенным? Начальное состояние пара: $p_1 = 20$ ата, $x_1 = 0,95$.

Ответ. $p_2 = 2$ ата.

5. Перегретый пар давлением $p_1 = 70$ ата и $t_1 = 390^\circ$ дросселируется до давления $p_2 = 5$ ата. Определить температуру пара после дросселирования.

Ответ. $t_2 = 333^\circ$.

6. Пар со степенью сухости 0,9 подвергается дросселированию от 12 до 1 ата. Какова конечная степень сухости?

Ответ. $x_2 = 0,963$.

ГЛАВА X

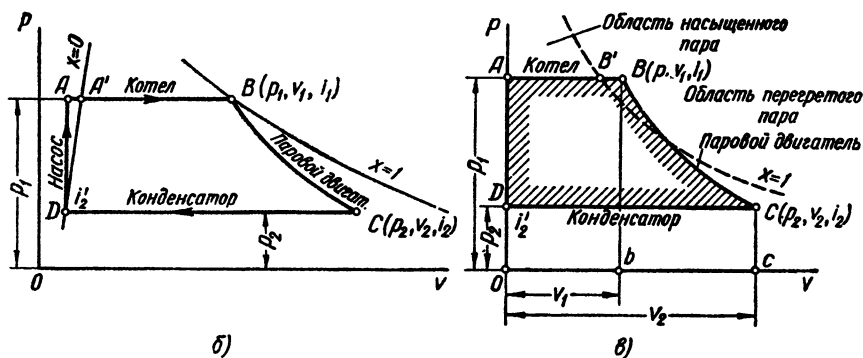
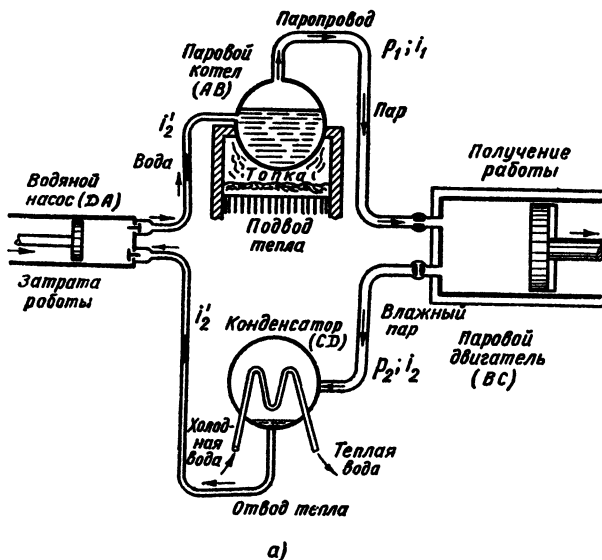
ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ ПАРСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ (ЦИКЛ РЕНКИНА)

1. ЦИКЛ РЕНКИНА

Преобразование тепловой энергии в механическую при посредстве водяного пара осуществляется в паросиловой установке. Рассмотрим работу идеальной паросиловой установки по схеме, представленной на фиг. 44, а. Одновременно проследим по ur -диаграмме (фиг. 44, б) за изменением состояния рабочего тела. В качестве начального состояния принята вода при какой-то температуре t_1 (точка А). В паровом котле происходит нагревание воды до точки кипения А', затем происходит процесс кипения. Подогрев воды в котле ведется при постоянном давлении p_1 , а следовательно, и температура во время кипения остается постоянной. Процесс кипения — это процесс изобарного и изотермического расширения А' — В. Если пар сухой насыщенный, то точка В лежит на верхней пограничной кривой. Сухой насыщенный пар по паропроводу поступает из котла в паровой двигатель. Здесь пар адиабатно расширяется до давления p_2 (процесс ВС). При впуске пара в двигатель и расширении пар совершает работу, которая частично передается потребителям. При адиабатном расширении внутренняя энергия пара уменьшается, влажность растет, объем пара увеличивается.

Чтобы пар совершил больше работы, давление отработавшего пара должно быть возможно более низким. Для достижения этого пар из двигателя выпускают в особый аппарат — конденсатор, в котором поддерживается разрежение. В этом аппарате от конденсирующегося пара отнимается теплота при неизменном давлении p_2 (процесс CD) охлаждающей водой, прокачиваемой через трубки конденсатора. Конечная точка этого процесса конденсирования должна лежать на нижней пограничной кривой, так как пар целиком переходит в воду.

Получившаяся из пара вода — конденсат засасывается насосом и направляется обратно в котел (процесс DA). Ввиду ничтожной сжимаемости воды объем и температура ее при этом практически



Фиг. 44. Цикл Ренкина и его изображение в pv -координатах.

остаются неизменными, поэтому в конце сжатия (точка A) температура воды остается равной температуре насыщения, соответствующей давлению p_2 в конденсаторе. Точка A лежит несколько левее нижней пограничной кривой. Таким образом, осуществляется круговой процесс $ABCD$, после чего цикл повторяется вновь.

В рассмотренной схеме осуществляется термодинамический цикл, называемый циклом Ренкина, состоящий из следующих термодинамических процессов:

- 1) изобарного расширения (AB);
- 2) адиабатного расширения (BC);
- 3) изобарного сжатия (CD);
- 4) изохорного повышения давления (DA).

Объем воды в точке D очень мал по сравнению с объемом водяного пара в точке C , поэтому объемом воды часто пренебрегают, считая его равным нулю, тогда точка D должна находиться на оси ординат. В этом случае описанный цикл, дополненный перегревом пара (процесс $B'B$), изобразится так, как это показано на фиг. 44, *в*.

2. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦИКЛА РЕНКИНА

Термический к. п. д. любого цикла

$$\eta_t = \frac{Al_0}{q_1}$$

[см. уравнение (76)]. Определим значение величин, входящих в это уравнение, применительно к циклу Ренкина, воспользовавшись фиг. 44, *в*.

Полезная работа, совершаемая 1 кг пара в цикле (l_0 кдж/кг), выражается в pr -диаграмме в некотором масштабе площадью $ABCD$. Все элементы, показанные на фиг. 27, 35, *б* и 44, *в*, совпадают. Поэтому, не повторяя сделанных ранее выводов, приведем окончательные формулы для работы l_0 , которая называется располагаемой работой.

Через параметры p и v по формуле (85)

$$l_0 = \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \text{ кдж/кг.}$$

Через энтальпию i по формуле (98)

$$l_0 = \frac{i_1 - i_2}{A},$$

причем разность $i_1 - i_2$ берется по si -диаграмме для адиабатного расширения BC .

Так как в цикле Ренкина тепло q_1 ккал/кг подводится при постоянном давлении, то его можно определить из выражения

$$q_1 = i_1 - i_2' \text{ ккал/кг,}$$

где i_1 — энтальпия пара, выходящего из котельного агрегата, в ккал/кг;

i_2' — энтальпия поступающего в котел конденсата при температуре t_2 в ккал/кг.

Подставляя значения Al_0 и q_1 в уравнение для η_t , получим выражение для термического к. п. д. цикла Ренкина:

$$\boxed{\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}} \quad (106)$$

3. УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ПАРА В ЦИКЛЕ РЕНКИНА

Удельным расходом пара называется весовой расход пара в кг на 1 л. с. ч. или на 1 квт-ч. Каждый килограмм пара дает в цикле l_0 кгм/кг полезной работы, эквивалентной $(i_1 - i_2)$ ккал/кг тепла. Так как 1 л. с. ч. (силочас) эквивалентен 632 ккал, то для получения в двигателе 1 силочаса работы нужно затратить столько килограммов пара, сколько раз $(i - i_2)$ содержится в 632.

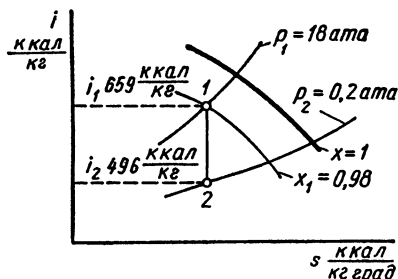
Если удельный расход обозначить через d кг/л. с. ч., то

$$d = \frac{632}{i_1 - i_2} \text{ кг/л. с. ч.} \quad (107)$$

Аналогично удельный расход пара d' кг/квт-ч будет

$$d' = \frac{860}{i_1 - i_2} \text{ кг/квт-ч,} \quad (107a)$$

где 860 ккал — тепловой эквивалент 1 квт-ч.



Фиг. 45. si -диаграмма к примеру 1.

Пример 1. Определить расход пара d на 1 л. с. ч. и термический к. п. д. η_t идеальной паровой машины, работающей по циклу Ренкина, если начальные параметры пара $p_1 = 18$ ата и $x_1 = 0,98$, а давление пара в конденсаторе $p_2 = 0,2$ ата.

Предварительно на диаграмме si (фиг. 45) находим точку 1 пересечения изобары $p_1 = 18$ ата с линией постоянной сухости $x_1 = 0,98$; соответствующее этой точке значение энтальпии $i_1 = 659$ ккал/кг. Проведя из этой точки адиабату расширения до пересечения с изобарой $p_2 = 0,2$ ата, находим точку 2 и величину $i_2 = 496$ ккал/кг. Теплоперепад $i_1 - i_2 = 163$ ккал/кг, откуда по формуле (107) удельный расход пара

$$d = \frac{632}{i_1 - i_2} = \frac{632}{163} = 3,9 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Находя по таблице насыщенного пара при $p_2 = 0,2$ ата $i'_2 = 59,65$ ккал/кг, вычисляем $i_1 - i'_2 = 598,3$ и, следовательно, термический к. п. д. по формуле (106)

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2} = \frac{162}{598,3} = 0,27, \text{ или } 27\%$$

4. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ПАРОВОГО ЦИКЛА

Повышение давления в котле p_1 . Из si -диаграммы (фиг. 46) можно установить, что с повышением начального давления p_1 ата при постоянных i'_1 и p_2 ата: а) несколько уменьшается энтальпия i_1 ккал/кг и б) значительно повышается теплоперепад $(i_1 - i_2)$ ккал/кг. Поэтому термический к. п. д. цикла Ренкина

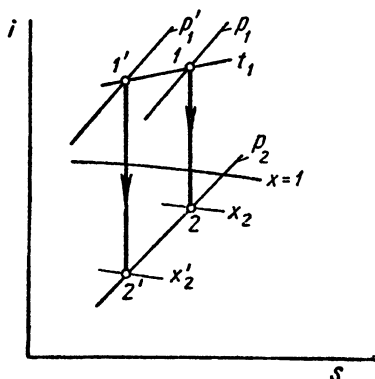
$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2}$$

повышается, а удельный расход пара

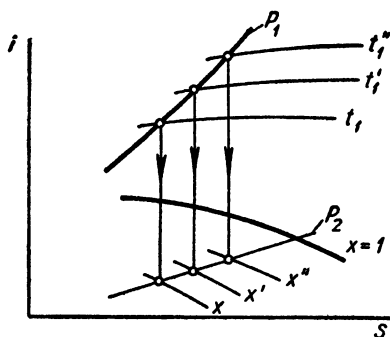
$$d = \frac{632}{i_1 - i_2} \text{ ккал/кг}$$

уменьшается; следовательно, с повышением начального давления p_1 *ата* экономичность этого цикла растет.

Однако очень неблагоприятным следствием повышения начального давления (в частности, для паровых турбин) является увеличение влажности пара в конце расширения, что можно проследить по *si*-диаграмме (при $p_1' > p_1$ одновременно $x_2' < x_2$).



Фиг. 46. Влияние повышения начального давления на к. п. д. цикла Ренкина.



Фиг. 47. Влияние повышения начальной температуры перегретого пара на к. п. д. цикла Ренкина.

Повышение температуры перегрева. Влажность пара в конце расширения может быть уменьшена повышением температуры перегрева t_1 . Из *si*-диаграммы (фиг. 47) видно, что при $t_1' > t_1 > t_1$ одновременно $x_2'' < x_2' < x_2$. Поэтому повышение давления p_1 в котле вызывает необходимость увеличения температуры перегрева t_1 . Кроме того, с повышением температуры t_1 при постоянных p_1 и p_2 увеличивается к. п. д. цикла η_t , хотя и незначительно, так как одновременно с увеличением $(i_1 - i_2)$ возрастает и i_1 . Повышению температуры t_1 поставлены практические пределы свойствами применяемых в машиностроении материалов. Кроме начального, иногда применяется еще и промежуточный перегрев, преследующий те же цели.

Понижение конечного давления адиабатного расширения. Если понижать конечное давление p_2 , оставляя неизменными p_1 и t_1 , то по *si*-диаграмме находим, что теплоперепад $(i_1 - i_2)$ увеличивается, поэтому η_t цикла возрастает, а расход пара d уменьшается.

Пример 2. Подсчитать, как изменятся η_t и d для идеальной паровой машины, работающей по циклу Ренкина, при повышении начального давления p_1 от 12 до 40 *ата*, если в обоих случаях $t_1 = 400^\circ$ и $p_2 = 0,1$ *ата*. Определить в обоих случаях степень сухости обработавшего пара.

Пользуясь *si*-диаграммой и табл. X, находим:

при $p_1 = 12 \text{ ата}$

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'} = \frac{220}{778,9 - 45,45} = 0,301, \text{ или } 30,1\%;$$

$$d = \frac{632}{i_1 - i_2'} = \frac{632}{210} = 2,87 \text{ кг/л. с. ч.}; \quad x_2 = 0,898;$$

при $p_1' = 40 \text{ ата}$

$$\eta_t' = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'} = \frac{254}{768 - 45,45} = 0,352, \text{ или } 35,2\%;$$

$$d' = \frac{632}{i_1 - i_2} = \frac{632}{254} = 2,49 \text{ кг/л. с. ч.}; \quad x_2' = 0,818.$$

Следовательно, при повышении давления с $p_1 = 12 \text{ ата}$ до $p_1' = 40 \text{ ата}$ экономичность машины относительно повысилась на

$$\frac{\eta_t' - \eta_t}{\eta_t} = \frac{0,352 - 0,301}{0,301} = 0,169,$$

т. е. на 16,9%.

Пример 3. Определить, на сколько процентов увеличится экономичность идеальной паровой машины, работающей по циклу Ренкина сухим насыщенным паром, при переводе ее на работу перегретым паром с температурой $t_1 = 400^\circ$. В обоих случаях $p_1 = 20 \text{ ата}$ и $p_2 = 0,1 \text{ ата}$. Определить степени сухости отработавшего пара x_2 и x_2' , а также относительное повышение термического к. п. д.

При работе машины сухим насыщенным паром, пользуясь *si*-диаграммой и табл. X, находим

$$\eta_t^{сух} = \frac{188,5}{668,5 - 45,45} = 0,303; \quad x_2 = 0,76;$$

при перегреве до 400°

$$\eta_t^{пер} = \frac{237}{775,8 - 45,45} = 0,322; \quad x_2' = 0,866,$$

отсюда

$$\frac{\eta_t^{пер} - \eta_t^{сух}}{\eta_t^{сух}} = \frac{0,322 - 0,303}{0,303} = 0,0626, \text{ или } 6,26\%.$$

Пример 4. Вычислить значения термического к. п. д. идеальной паровой машины, работающей по циклу Ренкина, для случаев, когда $p_2 = 1; 0,5$ и $0,1 \text{ ата}$, при условии, что во всех этих случаях начальные параметры пара $p_1 = 15 \text{ ата}$ и $t_1 = 350^\circ$ остаются неизменными.

Пользуясь *si*-диаграммой и табл. X, находим:

при $p_2 = 1 \text{ ата}$

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'} = \frac{135}{752 - 96,18} = 0,206;$$

при $p_2' = 0,5 \text{ ата}$

$$\eta_t' = \frac{161}{752 - 80,86} = 0,239;$$

при $p_2 = 0,1 \text{ ата}$

$$\eta_t'' = \frac{214}{752 - 45,45} = 0,277.$$

5. ПАР ВЫСОКИХ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Выше было указано, что с повышением до известного предела начального давления пара экономичность парового цикла возрастает (т. е. повышается термический к. п. д.).

Однако применяемые на практике давления пара должны обосновываться совокупностью термодинамических, эксплуатационных и экономических соображений.

Из предыдущего известно, что значительное повышение начального давления влечет за собой возрастание влажности пара в конце расширения. Это обстоятельство часто является нежелательным и ограничивает пределы целесообразного повышения давления пара при работе парового двигателя с конденсатором.

Вместе с повышением начального давления желательно также повышать возможно значительнее начальную температуру. Повышение начальной температуры пара ограничено технологическими условиями — степенью жаростойкости применяемого металла — и ведет к сокращению срока службы агрегата.

До недавнего времени, например, отечественные турбины строились при начальных параметрах $p_1 = 29 \text{ ата}$ и $t_1 = 400^\circ$. Большие успехи в области технологии металлов позволили значительно повысить начальные параметры. Так, по ГОСТ 1947 г. эти параметры повышены до $p_1 = 35 \text{ ата}$ и $t_1 = 435^\circ$. Кроме того, для наиболее мощных турбин введены высокие параметры: $p_1 = 90 \text{ ата}$ и $t_1 = 480^\circ$, а в последние годы у нас построена турбина на сверхвысокие параметры: $p_1 = 170 \text{ ата}$ и $t_1 = 580^\circ$, получившая название турбины мира.

6. ТЕПЛОФИКАЦИЯ

Рассмотренные способы повышения термического к. п. д. цикла Ренкина в лучшем случае позволяют довести его примерно до 50%. Обычно свыше 50—70% тепла, сообщаемого пару, теряется непродуцительно — отдается охлаждающей воде конденсатора и в дальнейшем не используется вследствие ее низкой температуры. Так, например, при давлении в конденсаторе $p_2 = 0,04 \text{ ата}$ температура влажного пара $t_2 = 28,6^\circ$, охлаждающая же вода по выходе из конденсатора имеет 20—25°.

В то время как использование тепла в установках, предназначенных исключительно для производства механической или электри-

ческой энергии, несовершенно, в народном хозяйстве имеется много потребителей, нуждающихся в тепле: для отопления зданий и для технологических процессов химической, текстильной, пищевой и других отраслей промышленности.

Вместо того чтобы для тепловых потребителей строить отдельные котельные на низкое давление пара, рациональнее снабжать этих потребителей паром, частично совершившим работу в паровых двигателях, отводя его из двигателя при давлении 1,2—1,5 *ата* (для отопительных целей) либо 5—7 *ата* и выше (для производственных потребителей), хотя при этом количество выработанной энергии несколько уменьшается. Выигрыш, получаемый за счет использования тепла отработавшего пара, значительно перекрывает потерю от недовыработки механической энергии.

Двигатели, строящиеся для совместного удовлетворения энергией силовых потребителей и теплом — тепловых потребителей, носят название теплофикационных. Сюда относятся в первую очередь паровые турбины (и машины) двух типов: с противодавлением и с промежуточным отбором пара. В первых весь пар выпускается от двигателя с повышенным противодавлением для теплового использования. В турбинах (или машинах) с отбором пара лишь часть пара отводится к тепловому потребителю, а остальной продолжает расширяться в двигателе до давления конденсатора.

Теплосиловые установки, в которых осуществляется комбинированная выработка электрической и тепловой энергии, называются теплоэлектроцентралями (ТЭЦ).

Комбинированная выработка механической энергии и тепла для нагревательных целей составляет основную сущность теплофикации. Теплофикация, последовательно проводимая в СССР, является одним из важнейших методов экономии топлива в народном хозяйстве. Плановый характер народного хозяйства СССР и внимание, уделяемое вопросам теплофикации нашей партией и правительством, обеспечили нашей стране ведущую роль в деле теплофикации. Уже перед Отечественной войной Советский Союз по мощности теплоэлектроцентралей занимал первое место в мире.

ЗАДАЧИ

1. Определить термический к. п. д. и расход пара на 1 л. с. ч. в идеальной паровой машине, работающей по циклу Ренкина, при условии: $p = 20 \text{ ата}$, $t_1 = 380^\circ$, $p_2 = 0,08 \text{ ата}$.

Ответ. $\eta_t = 32,8\%$, $d = 2,66 \text{ кг/л. с. ч.}$

2. Паровая машина работает по циклу Ренкина, расходуя 2600 кг пара в час. Пар поступает в машину сухим насыщенным при $p_1 = 20 \text{ ата}$ и расширяется до давления $p_2 = 0,2 \text{ ата}$.

Определить термический к. п. д. машины, расход пара на 1 л. с. ч. и мощность машины.

Ответ. $\eta_t = 27,9\%$, $d = 3,72 \text{ кг/л. с. ч.}$, $N = 698 \text{ л. с.}$

3. Паровая машина работает по циклу Ренкина при следующих условиях: $p_1 = 10 \text{ ата}$, $t_1 = 320^\circ$, $p_2 = 1 \text{ ата}$.

Определить ее термический к. п. д. и сравнить его с к. п. д. машины, работающей при более высоком давлении $p'_1 = 18 \text{ ата}$, но при тех же t_1 и t_2

О т в е т. $\eta_t = 0,172$, $\eta'_t = 0,204$.

4. Паровая машина работает по циклу Ренкина сухим насыщенным паром в пределах давлений $p_1 = 16 \text{ ата}$ и $p_2 = 1,2 \text{ ата}$. Для повышения экономичности установки был введен перегрев пара до 320° с сохранением тех же давлений p_1 и p_2 . Сравнить термические к. п. д. машины в том и в другом случаях.

О т в е т. $\eta_t = 0,187$ и $\eta'_t = 0,195$.

5. Определить и сравнить между собой термические к. п. д. идеальной машины, работающей по циклу Ренкина, если в первом случае ее работа характеризовалась параметрами $p_1 = 5 \text{ ата}$, $t_1 = 250^\circ$ и $p_2 = 0,4 \text{ ата}$, во втором случае $p'_1 = 5 \text{ ата}$, $t'_1 = 250^\circ$ и $p'_2 = 0,1 \text{ ата}$.

О т в е т. $\eta_t = 0,189$, $\eta'_t = 0,235$.

ТЕОРИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ¹

Определение теплопередачи. *Теплопередачей называется переход тепла от одного тела к другому или от одних частей тела к другим частям того же тела, обусловленный наличием неравенства температур этих тел.*

В теории теплопередачи изучаются процессы распространения тепла, что имеет место почти во всех отраслях техники. Паровой котел, конденсатор парового двигателя, многие элементы вспомогательного оборудования тепловых электростанций и многие аппараты технологического оборудования фабрик и заводов рассчитываются на основе законов теплопередачи. При конструировании или эксплуатации этих аппаратов необходимо знание законов передачи тепла.

ГЛАВА XI

ПЕРЕДАЧА ТЕПЛА ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬЮ, КОНВЕКЦИЕЙ И ИЗЛУЧЕНИЕМ

1. ОСНОВНЫЕ СЛУЧАИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ТЕПЛА

Различают три основных способа передачи тепла: путем теплопроводности, конвективного теплообмена и лучистого теплообмена.

Теплопроводность. *Передача тепла теплопроводностью осуществляется при непосредственном соприкосновении частиц тела.* При этом молекулы более нагретой части тела, имеющие большую кинетическую энергию, передают часть ее соседним молекулам. В своем чистом виде передача тепла теплопроводностью может наблюдаться лишь в твердых телах.

¹ Раздел составлен в основном по книге М. А. Михеева, Основы теплопередачи, Энергоиздат, 1949.

Конвективный теплообмен. Под конвективным теплообменом понимается перенос тепла частицами жидкости или газа путем взаимного перемещения этих частиц. При этом более нагретые частицы сталкиваются с менее нагретыми и отдают им часть своей энергии также теплопроводностью.

Лучистый теплообмен. Всякое нагретое тело является излучающим телом. При лучистом теплообмене тепловая энергия передается в виде лучистой энергии, которая переносится через пространство и в каком-либо месте полностью или частично превращается обратно в тепловую энергию.

В большинстве случаев различные виды теплообмена сопровождают друг друга.

При изучении теплопередачи различают стационарный, или установившийся, и нестационарный теплообмен.

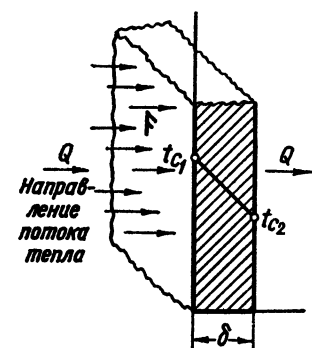
При установившемся (стационарном) теплообмене температура в каждой точке тела остается неизменной с течением времени.

При нестационарном теплообмене такая неизменность температур не наблюдается.

В дальнейшем рассматривается теплопередача только при стационарном теплообмене.

2. ПЕРЕДАЧА ТЕПЛА ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬЮ ЧЕРЕЗ ПЛОСКУЮ СТЕНКУ

Количество тепла, проходящее через плоскую однородную стенку (фиг. 48), выражается формулой Фурье



$$Q = \lambda \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{\delta} F \tau \quad \text{ккал, (108)}$$

где F — поперечное сечение потока тепла в м^2 ;

τ — время в час.;

t_{c_1} — температура поверхности стенки, воспринимающей тепло, в $^{\circ}\text{C}$;

t_{c_2} — температура поверхности стенки, отдающей тепло, в $^{\circ}\text{C}$;

δ — толщина стенки в м;

λ — коэффициент теплопроводности.

Размерность λ определяется из уравнения (108):

$$\lambda = \frac{Q\delta}{(t_{c_1} - t_{c_2}) F \tau} \quad \frac{\text{ккал} \cdot \text{м}}{\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}}$$

Фиг. 48. Передача тепла через плоскую стенку теплопроводностью.

ИЛИ

$$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \frac{\text{град}}{\text{м}}}, \quad \text{ИЛИ} \quad \frac{\text{ккал}}{\text{м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}} \quad (108a)$$

При $F = 1 \text{ м}^2$, $\delta = 1 \text{ м}$, $\tau = 1 \text{ час}$ и $t_{c_1} - t_{c_2} = 1^\circ$ численно $\lambda = Q \frac{\text{ккал}}{\text{м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}}$.

Следовательно, коэффициентом теплопроводности λ называется количество тепла, проходящее в течение 1 часа через стенку поперечного сечения 1 м^2 при разности температур в 1° на 1 м толщины стенки.

Коэффициент теплопроводности оказывается весьма различным для разных материалов. Наибольшей величины λ достигает у металлов (для меди 300—340, для алюминия 175, для латуни 75—100, для стали 40—50), наименьшей — у пористых материалов, применяемых для тепловой изоляции (для асбеста 0,18, для пробки 0,04—0,08).

Пример 1. Определить часовую потерю тепла через кирпичную стенку длиной 5 м, высотой 3 м и толщиной 250 мм (в один кирпич), если на поверхностях стенки поддерживаются температуры $t_{c_1} = 20^\circ$ и $t_{c_2} = -30^\circ$. Коэффициент теплопроводности кладки $\lambda = 0,6 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

По уравнению (108) имеем

$$\frac{Q}{\tau} = \lambda \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{\delta} F = 0,6 \frac{20 - (-30)}{0,25} 15 = 1800 \text{ ккал/час.}$$

3. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛОБМЕН

В практических условиях поток всякой жидкости или газа ограничен твердыми стенками. Если температура жидкости t выше или ниже температуры омываемой ею стенки t_c (фиг. 49), то между жидкостью и поверхностью стенки происходит теплообмен, осуществляемый одновременно конвекцией и теплопроводностью. Такой перенос тепла называется конвективным теплообменом, теплоотдачей соприкосновением или просто теплоотдачей. Перенос тепла при конвективном теплообмене будет зависеть от перемещения частиц жидкости или газа, так как теплопроводность жидкостей и особенно газов мала.

Количество тепла Q ккал, которым обменивается стенка и жидкость (газ) между собой при теплоотдаче конвекцией, определяется формулой Ньютона

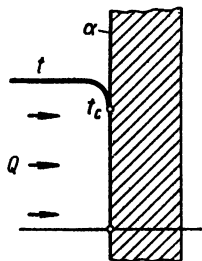
$$Q = \alpha (t - t_c) F \tau \quad \text{ккал;} \quad (109)$$

здесь F — поверхность стенки в м^2 ;

τ — время в час.;

t — температура среды в $^\circ\text{C}$;

t_c — температура поверхности стенки в $^\circ\text{C}$,



Фиг. 49. Передача тепла через плоскую стенку конвекцией.

α — коэффициент теплоотдачи, размерность которого определяется из уравнения (109):

$$\alpha = \frac{Q}{(t - t_c) F \tau} \quad \text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град.} \quad (109a)$$

При $F = 1 \text{ м}^2$, $\tau = 1 \text{ час}$ и $t - t_c = 1^\circ$ численно $\alpha = Q$.

Следовательно, коэффициентом теплоотдачи α называется количество тепла, передаваемое в течение 1 часа через 1 м^2 поверхности стенки при разности температур между средой и поверхностью 1° .

Коэффициент теплоотдачи зависит от многих факторов. Из них наибольшее влияние оказывает природа среды и характер ее движения. Характер движения среды может быть ламинарным и турбулентным.

При ламинарном (струйчатом) движении частицы движутся по параллельным траекториям. В этом случае теплоотдача от среды к стенке будет происходить главным образом путем теплопроводности и поэтому будет незначительна.

При турбулентном потоке частицы движутся беспорядочно, вихреобразно, с непрерывным перемешиванием частиц. Перенос тепла в этом случае идет главным образом конвективным путем, а поэтому осуществляется интенсивно. В практических условиях турбулентность создают увеличением скорости движения потока. Однако и при турбулентном движении около поверхности стенки ограничивающей поток, всегда имеется тонкий пограничный слой, в котором сохраняется ламинарное движение. Толщина пограничного слоя зависит главным образом от средней скорости движения потока, уменьшаясь с увеличением средней скорости. Через пограничный слой тепло распространяется только путем теплопроводности, поэтому он затрудняет теплообмен. Интенсивность теплообмена при турбулентном движении в значительной мере определяется толщиной пограничного слоя, увеличиваясь с повышением скорости движения потока жидкости или газа.

Процессы, связанные с распространением тепла путем конвекции, являются очень сложными. Коэффициент теплоотдачи α находят на основании опытных данных. Постановка таких опытов, обобщение их результатов и выяснение возможностей приложения полученных закономерностей к другим родственным явлениям облегчаются положениями теории подобия.

Теория подобия — это учение о подобных явлениях. При помощи этой теории устанавливают, какие явления подобны исследованному, на какие явления можно распространить выводы данного опыта и пр. Теория подобия лежит в основе метода моделирования, позволяющего проводить исследования действия каких-либо устройств или аппаратов не на самих этих устройствах, а на их моделях, чем облегчается исследование этих устройств.

В СССР начало разработки теории теплового подобия, во многом опередившее заграничную науку, было положено акад. М. В. Кирпичевым и проф. А. А. Гухманом.

Основные случаи конвективного теплообмена. В результате многолетней работы советских и иностранных ученых накоплено большое количество данных о конвективном теплообмене. Эти данные обычно разделяются в зависимости от характера омывания поверхности той или иной средой на следующие основные случаи:

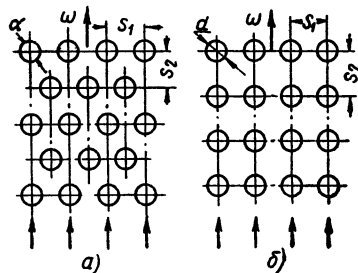
- 1) продольное вынужденное течение;
- 2) поперечное внешнее вынужденное обтекание;
- 3) свободное движение;
- 4) теплоотдача при изменении агрегатного состояния (например, при кипении или конденсации).

К первому случаю относится, например, теплообмен между газом или жидкостью, протекающей внутри трубы, и стенкой трубы.

Исследование этого случая при ламинарном потоке было проведено Нуссельтом. Формулы для турбулентного потока были выведены В. Н. Тимофеевым и М. М. Рубинштейном на основе заново проведенного во Всесоюзном теплотехническом институте (ВТИ) анализа всего имеющегося опытного материала (коэффициент теплопередачи в среднем для газов $\alpha = 15 \div 20$, для воды $\alpha = 3000 \div 4000$ ккал/м²·час·град).

Примеры второго случая — поперечного внешнего обтекания пучка труб потоком газа или жидкости — приведены на фиг. 50. На этих фигурах показан характер обтекания при шахматном (фиг. 50, а) и коридорном (фиг. 50, б) расположении труб. Шахматное расположение вызывает особенно сильное завихривание и перемешивание потока, что вызывает лучшее разрушение пограничного слоя и увеличение по сравнению с коридорным коэффициента теплоотдачи α . Практически коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании труб определяется по формулам Антуфьева и Козаченко или Кузнецова и Локшина, которые провели исследования, позволившие значительно уточнить этот вопрос (коэффициент теплоотдачи для газов в среднем $\alpha = 20 \div 50$ ккал/м²·час·град).

К случаю свободного движения относят движение среды возле поверхности нагретого тела под влиянием различных плотностей в различных ее частях. Законы теплообмена в этом случае изучались многими советскими учеными. Для расчета теплоотдачи вертикальных труб и пластин можно пользоваться данными проф. Л. С. Эйгенсона.



Фиг. 50. Поперечное внешнее обтекание.

Теплоотдача при изменении агрегатного состояния α может протекать значительно интенсивнее, чем в предыдущих случаях. Так, для воды при кипении коэффициент теплоотдачи $\alpha = 1500 \div 15\,000$ ккал/м²·час·град, а при конденсации водяного пара при обычных условиях в конденсаторах или подогревателях коэффициент теплоотдачи лежит в пределах 4000—15 000 ккал/м²·час·град.

При конденсации пара на высоких вертикальных трубах или стенках α может иногда достигать 100 000 ккал/м²·час·град и даже больше.

4. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛОБМЕН

Лучистая энергия является результатом сложных внутренних явлений и возникает за счет других видов энергии, в основном тепловой. При нагревании тела часть тепловой энергии неизбежно превращается в лучистую. Для нас наибольший интерес представляют те лучи, при поглощении которых телами их энергия снова переходит в тепловую. В наибольшей мере такими свойствами обладают световые и инфракрасные — тепловые лучи.

Природа тепловых и видимых — световых — лучей одинакова, но видимые лучи имеют длину волны 0,4—0,8 μ , а тепловые 0,8—40 μ (μ — знак микрона, микрон равен 0,001 мм).

Законы распространения, отражения и преломления, установленные для видимых лучей, справедливы и для тепловых. Поэтому при изучении теплового излучения всегда закономерно проводить аналогию со световым излучением, которое доступно непосредственному наблюдению.

Тепловое излучение свойственно всем телам, и каждое из них излучает энергию непрерывно. При попадании на другие тела эта энергия частью поглощается, частью отражается и частью проходит сквозь тело. Та часть лучистой энергии, которая поглощается телом, снова превращается в тепловую. Энергия отражаемая, а также проходящая сквозь тело, попадает на другие (окружающие) тела. После ряда поглощений излучаемая энергия полностью распределяется между окружающими телами. Следовательно, каждое тело не только непрерывно излучает, но и непрерывно поглощает лучистую энергию. В результате этих явлений, связанных с двойным взаимным превращением энергии (тепловая — лучистая — тепловая), и осуществляется процесс лучистого теплообмена.

В идеальном зеркале энергия полностью отражается¹. Через абсолютно прозрачное (идеальное) стекло энергия проходит без отражения и поглощения. Из опыта известно, что чем чернее поверхность тела, тем менее оно отражает и пропускает лучи, поэтому абсолютно черное тело (идеальное) должно поглощать лучи пол-

¹ Абсолютно белая шероховатая поверхность также отражает всю лучистую энергию, но диффузно (рассеивая ее).

ностью. Ближе всего к абсолютно черным телам подходит чистый углерод — сажа и окисленная поверхность стали и чугуна.

Экспериментально (Стёфан) и теоретически (Больцман) установили, что количество энергии, излучаемое абсолютно черным телом с единицы поверхности, пропорционально четвертой степени абсолютной температуры. Уравнение Стёфана — Больцмана имеет вид

$$E_0 = c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad \text{ккал/м}^2 \cdot \text{час}; \quad (110)$$

здесь $c_0 = 4,96 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}^4$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела.

В применении к большинству реальных тел (для так называемых серых тел) закон Стёфана — Больцмана может быть написан в виде

$$E = c \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad \text{ккал/м}^2 \cdot \text{час}, \quad (110a)$$

где c — коэффициент излучения реального тела в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}^4$.

Коэффициенты излучения для реальных тел c меньше, чем для абсолютно черного тела c_0 ; они зависят от природы тела и состояния поверхности.

Так, для шероховатого красного кирпича, для сильно окисленного чугуна и стали, для ламповой сажи коэффициент c около 4,5, для полированной стали c около 1,5.

Уравнение (110a) показывает, что излучение значительно увеличивается с повышением температуры тела.

Применение уравнения (110a) к случаю лучистого теплообмена между двумя параллельными плоскостями с температурами T_1 и T_2 дает для определения количества переданного в час тепла следующее уравнение, называемое уравнением четвертых степеней:

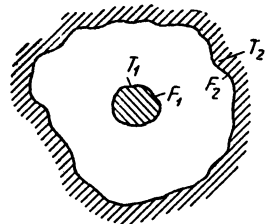
$$q = c \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad \text{ккал/м}^2 \cdot \text{час}, \quad (111)$$

где c — приведенный коэффициент излучения в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}^4$.

По коэффициентам излучения c_1 и c_2 этих поверхностей и коэффициенту c_0 приведенный коэффициент излучения выразится

$$c = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0}} \quad \text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}^4. \quad (112)$$

Формула (111) применима и для расчета лучистого теплообмена между двумя поверхностями (фиг. 51), из которых одна окружает другую.



Фиг. 51. Иллюстрация к лучистому теплообмену между двумя поверхностями, из которых одна окружает другую.

другую (T_1 — для внутренней, T_2 — для наружной), но в этом случае приведенный коэффициент излучения

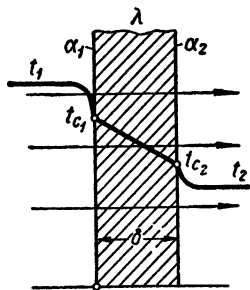
$$c = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0} \right)} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}^4, \quad (112a)$$

где c_1 и c_2 — коэффициенты излучения внутренней и наружной поверхностей в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}^4$;

F_1 и F_2 — величины этих поверхностей в м^2 .

5. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ПЛОСКУЮ СТЕНКУ

При переносе тепла через твердую стенку от одной среды — греющей к другой — нагреваемой (фиг. 52) общий процесс можно расчлнить на несколько простейших процессов. Так, например, от раскаленного газа к поверхности стенки тепло передается конвекцией совместно с излучением, через стенку — теплопроводностью, от внутренней поверхности стенки к нагреваемой среде (воде) — конвекцией.



Фиг. 52. Теплопередача между двумя средами через плоскую однослойную стенку.

Разбивая общий процесс переноса тепла от одной среды к другой через однослойную плоскую стенку на три фазы, можем написать:

1. Тепло, переданное греющей средой к поверхности стенки [см. формулу (109)]

$$Q = \alpha_1 (t_1 - t_{c_1}) F \tau \text{ ккал}, \quad (a)$$

где t_1 — температура греющей среды в $^{\circ}\text{C}$;
 t_{c_1} — температура поверхности стенки, воспринимающей тепло, в $^{\circ}\text{C}$;

α_1 — коэффициент теплоотдачи (увеличенный за счет излучения) от греющей среды к поверхности стенки в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$;

F — величина поверхности стенки в м^2 ;

τ — время в час.

2. Тепло, переданное через стенку [см. формулу (108)],

$$Q = \lambda \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{\delta} F \tau \text{ ккал}, \quad (б)$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала стенки в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$;

t_{c_1} — температура поверхности стенки со стороны нагреваемой среды в $^{\circ}\text{C}$;

δ — толщина стенки в м.

3. Тепло, переданное от второй поверхности стенки к нагреваемой среде [см. формулу (109)],

$$Q = a_2 (t_{c_1} - t_2) F \tau \text{ ккал}, \quad (\text{в})$$

где t_2 — температура нагреваемой среды в °C;

a_2 — коэффициент теплоотдачи от второй поверхности стенки к нагреваемой среде в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

При установившемся тепловом состоянии количества переданного тепла Q в этих трех фазах равны друг другу.

Решая эти три уравнения (а)—(в) относительно разностей температур, соответственно находим

$$t_1 - t_{c_1} = \frac{Q}{a_1 F \tau}; \quad t_{c_1} - t_{c_2} = \frac{Q \delta}{\lambda F \tau}; \quad t_{c_2} - t_2 = \frac{Q}{a_2 F \tau}.$$

Складывая почленно эти уравнения, получим

$$t_1 - t_{c_1} + t_{c_1} - t_{c_2} + t_{c_2} - t_2 = \frac{Q}{a_1 F \tau} + \frac{Q \delta}{\lambda F \tau} + \frac{Q}{a_2 F \tau};$$

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{F \tau} \left(\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2} \right),$$

откуда

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2}} F \tau \text{ ккал}. \quad (\text{а})$$

Обозначив

$$\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2} = \frac{1}{k},$$

имеем

$$\boxed{Q = k (t_1 - t_2) F \tau}. \quad (113)$$

Множитель k называется коэффициентом теплопередачи. Его размерность определяется из уравнения

$$\boxed{k = \frac{Q}{(t_1 - t_2) F \tau}} \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}. \quad (\text{б})$$

Если $F = 1 \text{ м}^2$, $t_1 - t_2 = 1^\circ$ и $\tau = 1 \text{ час}$, то численно $k = Q$.

Следовательно, коэффициентом теплопередачи называется количество тепла, переданное в течение 1 часа от греющей к нагреваемой среде через стенку поверхностью 1 м^2 при разности температур между средами 1° .

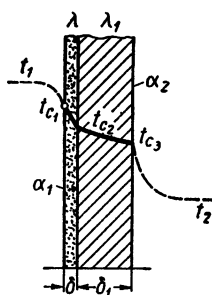
Величина, обратная k , т. е.

$$\boxed{\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (113a)$$

называется термическим сопротивлением теплопередачи.

Из уравнения (113a) видно, что общее термическое сопротивление равно сумме отдельных термических сопротивлений, если $\frac{1}{\alpha_1}$ — термическое сопротивление при переходе тепла от греющей среды к

поверхности стенки, $\frac{1}{\alpha_2}$ — термическое сопротивление при переходе тепла от поверхности стенки к нагреваемой среде, $\frac{\delta}{\lambda}$ — термическое сопротивление самой стенки.



Фиг. 53. Теплопередача между двумя средами через плоскую многослойную стенку.

До сих пор мы рассматривали теплопередачу через однослойную плоскую стенку. Более сложный случай — теплопередача через многослойную стенку (фиг. 53) — подчиняется той же расчетной формуле (113) с применением правила суммирования термических сопротивлений. Поэтому для теплопередачи через двуслойную стенку вместо формулы (113a) следует принять общее термическое сопротивление

$$\boxed{\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (113б)$$

где δ_1 — толщина второго слоя в м;

λ_1 — коэффициент теплопроводности вещества второго слоя в ккал/м·час·град.

В случае многослойной стенки термическое сопротивление

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_1^n \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2},$$

где

$$\sum_1^n \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n},$$

а коэффициент теплопередачи многослойной стенки

$$\boxed{k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_1^n \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}}. \quad (113в)$$

Теплопередача через цилиндрическую стенку тонких труб практически может рассчитываться по той же формуле, что и для плоской

стенки [уравнение (113)], вычисляя коэффициент теплопередачи по формуле (113а), в которой

$$\delta = \frac{d_2 - d_1}{2} \text{ м}$$

(d_1 — внутренний, d_2 — внешний диаметр цилиндра), а поверхность нагрева

$$F = \pi d_x l \text{ м}^2,$$

где d_x — средний диаметр цилиндра, равный $\frac{d_1 + d_2}{2}$, в м;

l — длина цилиндра в м.

Пример 2. Определить коэффициент теплопередачи стенки парового котла в трех случаях:

- для чистой стенки с $\delta = 10$ мм;
- для этой же стенки, имеющей слой накипи 5 мм;
- для той же стенки, загрязненной слоем накипи 5 мм и слоем масла 1 мм.

Известно, что для стальной стенки $\lambda_1 = 40$ ккал/м·час·град, для накипи $\lambda_2 = 2$ ккал/м·час·град, для масла $\lambda = 0,1$ ккал/м·час·град. Кроме того, примем, что $\alpha_1 = 20$ ккал/м²·час·град и $\alpha_2 = 5000$ ккал/м²·час·град.

Вспользуемся формулой (113 в)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}:$$

$$\text{а) } k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0,01}{40} + \frac{1}{5000}} = 19,8 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град};$$

$$\text{б) } k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0,005}{2} + \frac{0,01}{40} + \frac{1}{5000}} = 18,9 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град};$$

$$\text{в) } k_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0,001}{0,1} + \frac{0,005}{2} + \frac{0,01}{40} + \frac{1}{5000}} = 15,9 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

Пример 3. Определить количество тепла излучения на 1 м² в час между двумя параллельными поверхностями, имеющими температуру $t_1 = 1200^\circ$ и $t_2 = 100^\circ$, когда эти поверхности представляют:

- абсолютно черное тело;
- окисленную сталь;
- полированную сталь.

Для указанных в условии задачи случаев приведенные коэффициенты излучения имеют следующие значения:

а) $c_1 = c_2 = c_3 = c_0 = 4,96$ ккал/м²·час·град⁴, а следовательно, по уравнению (112)

$$c = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_0}} = c_0 = 4,96 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}^4;$$

б) $c_1 = c_2 = 4,5$ и $c_0 = 4,96$, следовательно,

$$c = \frac{1}{\frac{1}{4,5} + \frac{1}{4,5} - \frac{1}{4,96}} = 4,14 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}^4;$$

в) $c_1 = c_2 = 1,5$ и $c_0 = 4,96$, поэтому

$$c = \frac{1}{\frac{1}{1,5} + \frac{1}{1,5} - \frac{1}{4,96}} = 0,885 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}^4.$$

Далее находим, что

$$\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 = \left(\frac{1273}{100}\right)^4 - \left(\frac{373}{100}\right)^4 = 26\,067.$$

Подставляя полученные цифровые значения в уравнение (111)

$$q = c \left[\left(\frac{T_1}{1000}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right],$$

будем иметь

$$q_1 = 4,96 \cdot 26\,067 = 129\,300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час};$$

$$q_2 = 4,14 \cdot 26\,067 = 108\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час};$$

$$q_3 = 0,885 \cdot 26\,067 = 23\,100 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час}.$$

ГЛАВА XII

ТЕПЛОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Теплообменным аппаратом называется всякое устройство, предназначенное для передачи тепла от одного теплоносителя к другому.

В качестве теплоносителей могут быть использованы газ, пар и капельные жидкости. В технике встречается множество теплообменных аппаратов различной конструкции и разного назначения. Наибольшее применение имеют аппараты трубчатого типа. Во всех подобных аппаратах две среды, обменивающиеся теплом (например, газ и вода), омывают с двух сторон разделяющую стенку, в частности трубчатую. За основу расчетов теплообменников принимается уравнение теплопередачи (113)

$$Q = k(t_1 - t_2) F \tau \text{ ккал},$$

в котором t_1 и t_2 — температуры двух жидкостей. Но температура каждой жидкости в процессе теплообмена меняется. Поэтому вместо разности $(t_1 - t_2)$ следует подставить среднюю разность температур Δt_{cp} , и уравнение принимает вид

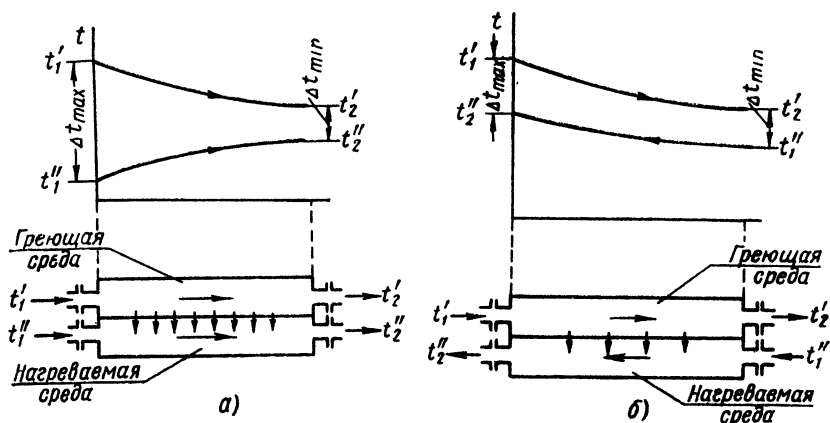
$$Q = k \Delta t_{cp} F \tau \text{ ккал.} \quad (114)$$

Из этого уравнения по заданному Q может быть найдена величина F (поверхность нагрева или охлаждающая поверхность).

В простейших случаях, когда температура каждой жидкости меняется незначительно, можно среднюю разность температур, или температурный напор, вычислить по средним арифметическим температурам каждой жидкости, принимая

$$\Delta t_{cp} = \frac{t'_1 + t'_2}{2} - \frac{t''_1 + t''_2}{2}, \quad (115)$$

где для одной жидкости температуры t'_1 (при входе) и t'_2 (при выходе), а для другой t''_1 (при входе) и t''_2 (при выходе). В общем же случае



Фиг. 54. Схема прямотока (а) и противотока (б).

формулы для подсчета средней разности температур имеют более сложный вид. Выбор расчетной формулы зависит от направления движения взаимодействующих сред.

На фиг. 54, а внизу показана схема теплообменника, через который обе среды проходят в одном направлении (прямоток), и дан график изменения температур, из которого видно, что температура греющей (охлаждаемой) жидкости снижается от t'_1 до t'_2 , а температура нагреваемой (охлаждающей) жидкости увеличивается от t''_1 до t''_2 . В этом случае температурный напор уменьшается от Δt_{max} до Δt_{min} .

На фиг. 54, б показана схема теплообменника, через который жидкости протекают во встречном направлении (противоток), температурный график имеет совершенно другой характер, причем температурный напор изменяется менее значительно, чем в первом случае. На графике Δt_{max} показан со стороны входа греющей жидкости, Δt_{min} — со стороны ее выхода, но при других условиях могло быть обратное. При противотоке может быть $t''_2 > t'_2$.

В обоих рассмотренных случаях средний температурный напор может быть выражен одной общей формулой

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}, \quad (116)$$

принимаяющей различный вид при подстановке температур t'_1, t'_2, t''_1, t''_2 .

Помимо рассмотренных схем встречаются еще поперечный ток (когда направления движения жидкостей взаимно перпендикулярны) и смешанный ток (представляющий различные комбинации предыдущих случаев).

Заметим, что на этих графиках температурная кривая для кипящей или конденсирующейся жидкости превращается в горизонтальную прямую ($t = \text{const}$).

Пример 1. В теплообменнике с параллельным током начальная температура греющей среды $t'_1 = 110^\circ$, конечная $t'_2 = 70^\circ$, начальная температура нагреваемой среды $t''_1 = 40^\circ$, конечная температура $t''_2 = 60^\circ$. Найти среднюю разность температур.

а) По средним арифметическим значениям находим: средняя температура греющей жидкости

$$t'_{cp} = \frac{t'_1 + t'_2}{2} = \frac{110 + 70}{2} = 90^\circ;$$

средняя температура нагреваемой жидкости

$$t''_{cp} = \frac{t''_1 + t''_2}{2} = \frac{40 + 60}{2} = 50^\circ.$$

Средняя разность температур обеих жидкостей согласно уравнению (115)

$$\Delta t = t'_{cp} - t''_{cp} = 90 - 50 = 40^\circ.$$

б) При употреблении более точного способа средняя логарифмическая разность температур определится по формуле (116):

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}},$$

где

$$\Delta t_{\max} = t'_1 - t''_1 = 110 - 40 = 70^\circ;$$

$$\Delta t_{\min} = t'_2 - t''_2 = 70 - 60 = 10^\circ.$$

Следовательно,

$$\Delta t_{cp} = \frac{70 - 10}{2,3 \lg \frac{70}{10}} = 30,8^\circ$$

(вместо 40°).

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

ТОПЛИВО И КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

ГЛАВА I

ТОПЛИВО И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

1. ВИДЫ ТОПЛИВА И ИХ ПРОИСХОЖДЕНИЕ

Топливо встречается в природе в готовом виде или готовится искусственно. В первом случае оно называется естественным (природным) топливом, а во втором — искусственным. Как естественное, так и искусственное топливо может быть твердым, жидким и газообразным.

В зависимости от происхождения и агрегатного состояния различные топлива можно классифицировать следующим образом (фиг. 1).

Общепризнанной теорией происхождения топлива является теория превращений. По этой теории торф, бурый уголь, каменный уголь и антрацит произошли из одного и того же исходного материала — клетчатки путем сложных физических и химических процессов, сопровождавшихся постепенным увеличением содержания углерода — обуглероживанием.

Топливо является как бы хранилищем солнечной энергии, которая при сжигании топлива переходит в тепловую энергию.

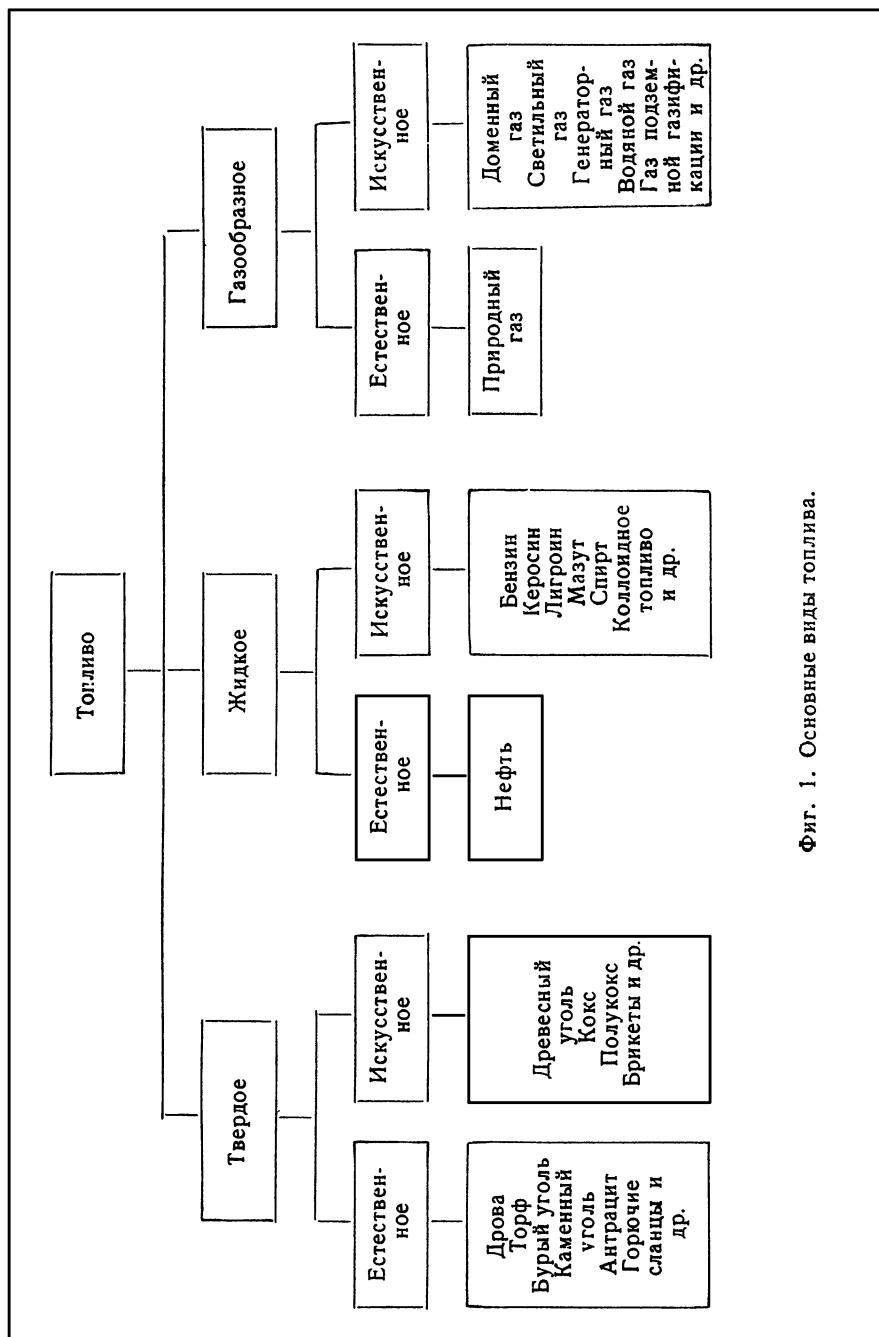
2. СОСТАВ ТОПЛИВА

Топливо в том виде, как оно используется, принято называть рабочим. В состав рабочего топлива входят следующие элементы: углерод С, водород Н, кислород О, азот N, сера S, а также зола А и вода W.

Горючими элементами в топливе являются углерод, водород и летучая сера, условно обозначаемая S_A^1 .

Состав твердого и жидкого рабочего топлива характеризуется весовым процентным содержанием в нем элементов. Каждая составная часть обозначается соответствующим химическим значком с индексом p (рабочее), например, содержание углерода обозна-

¹ Летучая сера разделяется на органическую (входящую в органические соединения) и колчеданную (в виде соединений с железом).



Фиг. 1. Основные виды топлива.

чается C^p , водорода H^p и т. д. При этом сера указывается лишь летучая, т. е. легко сгорающая вместе с топливом.

$$\boxed{C^p + H^p + O^p + N^p + S_x^p + A^p + W^p = 100\%}_0 \quad (1)$$

Углерод является самой существенной составляющей каждого твердого и жидкого топлива, входя в виде сложных химических соединений с кислородом, водородом, азотом, серой и другими элементами. Не менее важной частью топлива является водород.

Кислород входит в состав топлива главным образом в виде органических соединений с горючими элементами.

Азот в обычных условиях не горюч.

Содержание серы в топливе вообще нежелательно, так как ее продукты сгорания разрушительно действуют на металлические части и вредят окружающему растительному и животному миру. Нелетучая сера, входя в виде сернокислых солей, в горении топлива не участвует и остается в золе.

Зола — твердый остаток, образующийся при сгорании из негорючей минеральной части топлива и состоящий из кремнезема, глинозема и др.

Влага рабочего топлива вредна тем, что на испарение ее при горении топлива расходуется тепло.

Исключая из состава топлива влагу, приходим к понятию о сухой массе топлива (обезвоженное топливо). Обозначение составных частей сухой массы топлива сопровождается индексом c . Для сухой массы

$$\boxed{C^c + H^c + O^c + N^c + S_x^c + A^c = 100\%}_0 \quad (1a)$$

Если, кроме влаги, исключить также золу, то останется условная горючая масса топлива (обезвоженное и обеззоленное топливо). Состав условной горючей массы топлива (индекс g) характеризуется формулой

$$\boxed{C^g + H^g + O^g + N^g + S_x^g = 100\%}_0 \quad (16)$$

Этот состав для данного топлива является постоянной характеристикой, не изменяющейся при колебаниях влажности и зольности топлива, которые могут быть весьма значительными.

В справочных таблицах обычно приводятся для важнейших месторождений топлива:

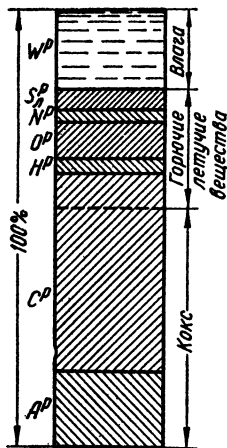
- 1) средний состав горючей массы;
- 2) зольность на сухую массу;
- 3) рабочая влажность.

Пересчет процентного содержания золы с сухой массы топлива на рабочую производится по формуле

$$A^p = A^c \left(1 - \frac{W^p}{100} \right). \quad (2)$$

Пересчет содержания углерода с горючей массы на рабочую выполняется по формуле

$$C^p = C^c \left(1 - \frac{W^p + A^p}{100} \right), \quad (3)$$



Фиг. 2. Схема элементарного состава топлива.

аналогично строятся формулы для пересчета остальных частей горючей массы.

Летучая часть и твердый остаток. При нагревании без доступа воздуха топливо разлагается с выделением газообразных продуктов — летучих веществ, состоящих из горючих летучих и водяных паров. После выделения летучих остается твердое вещество — кокс (фиг. 2).

Выход горючих летучих, т. е. их количество в процентах от веса рабочего топлива (или от горючей массы), и качество кокса являются важными характеристиками топлива. Существенны также температуры начала деформации, начала размягчения и начала жидкоплавкого состояния золы. Эти температуры позволяют судить о возможном поведении золы топлива при его сжигании.

Состав газообразного топлива. Газообразное топливо представляет собой смесь различных горючих и негорючих газов. Состав этой смеси дается обычно в процентах по объему.

3. ТЕПЛОТВОРНОСТЬ ТОПЛИВА

Теплотворностью твердого или жидкого топлива называется количество тепла в ккал, выделяющееся при полном сгорании 1 кг топлива.

Теплотворность газообразного топлива относится к 1 м³ газа при нормальных условиях.

Н и з ш е й (Q_N^p) называется теплотворность, определенная с учетом расхода тепла на испарение влаги как содержащейся в топливе, так и полученной в результате сгорания водорода.

В ы с ш е й (Q_B^p) называется теплотворность, определенная без учета расхода тепла на испарение влаги.

Эти теплотворности связаны между собой следующим соотношением для твердого и жидкого топлив:

$$Q_n^p = Q_b^p - 6(9H^p + W^p) \quad \text{ккал/кг.} \quad (4)$$

Определение теплотворности твердого или жидкого топлива. Наиболее точно теплотворность определяется путем сжигания образца топлива в атмосфере сжатого кислорода в специальном калориметре, основной частью которого является калориметрическая бомба, окруженная водой. Бомба заполняется сжатым до 25 *атм* кислородом. Воспламенение образца топлива производится электрическим током. Тепло, выделяющееся при сгорании, поглощается водой калориметра и может быть измерено. Пары, образующиеся при сгорании образца топлива, конденсируются и отдают теплоту испарения воде калориметра, следовательно, на основании полученных по бомбе данных находят высшую теплотворность образца топлива¹.

Теплотворность при известном составе топлива может быть определена подсчетом по эмпирической формуле Д. И. Менделеева

$$Q_n^p = 81C^p + 246H^p - 26(O^p - S_A^p) - 6W^p \quad \text{ккал/кг.} \quad (5)$$

Чтобы можно было сопоставить между собой расходы различных топлив, вводят понятие «условное топливо», теплотворность которого равна 7000 ккал/кг. Для пересчета на условное топливо расход данного топлива должен быть умножен на $\frac{Q_n^p}{7000}$.

Приведенная влажность W^n и приведенная зольность A^n . В теплотехнике часто применяются понятия о приведенной влажности и приведенной зольности. Эти понятия являются характеристиками балласта, выраженными в процентах на 1000 ккал теплотворности:

$$W^n = 1000 \frac{W^p}{Q_n^p} \% ; \quad (6)$$

$$A^n = 1000 \frac{A^p}{Q_n^p} \% . \quad (7)$$

Пример 1. Определить по формуле Д. И. Менделеева низшую теплотворность подмосковного угля состава $C^p = 29,41\%$, $H^p = 2,2\%$, $S_A^p = 2,59\%$, $N^p = 0,57\%$, $O^p = 9,13\%$, $W^p = 32,5\%$:

$$Q_n^p = 81 C^p + 246 H^p - 26 (O^p - S_A^p) - 6 W^p = 81 \cdot 29,41 + 246 \cdot 2,2 - 26 \times \\ \times (9,13 - 2,59) - 6 \cdot 32,5 = 2558 \quad \text{ккал/кг.}$$

¹ Теплотворность топлива, определенная по бомбе, несколько больше Q_n^p вследствие образования в бомбе серной и азотной кислот.

ГЛАВА II

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ТОПЛИВА СССР

1. ТОПЛИВНЫЕ РЕСУРСЫ СССР

В дореволюционной России основными топливными базами были Донецкий бассейн (ископаемый уголь) и Кавказ (нефть), поэтому приходилось перевозить громадные количества топлива часто на большие расстояния.

В. И. Ленин в 1918 г. указал на необходимость использования непервоклассных сортов топлива (торф, уголь худших сортов) для получения электрической энергии с наименьшими затратами на добычу и перевозку горючего.

Максимально возможное использование для энергетических целей местных топлив, особенно низкосортных, является основой топливной политики в СССР.

За время советской власти произведена громадная работа по выявлению топливных запасов СССР. Было выяснено, что эти запасы гораздо больше, чем предполагалось до Октябрьской революции. Обнаружение новых запасов и месторождений ископаемых топлив продолжается и в настоящее время.

В табл. 1 приведены округленно запасы отдельных видов топлива СССР.

Таблица 1

Запасы топлива в СССР

Ископаемые угли в млн. т	Горючие сланцы в млн. т	Нефть в млн. т	Природные горючие газы в млн. м ³	Торф в млн. т	Древесное топливо в млн. м ³
1 654 400	55 000	6 400	986 000	145 300	24 200

Из этой таблицы видно, что природные запасы топлива в СССР весьма значительны.

По запасам торфа и нефти Советский Союз занимает первое место в мире, обладая по нефти 59%, а по торфу 66% мировых запасов. По лесным богатствам СССР занимает также первое место. По разведанным запасам ископаемых углей наша страна находится на втором месте в мире.

2. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА

Состав топлив СССР приведен в табл. XIV приложения. В этой таблице для различных месторождений приведены основные характеристики топлив: состав горючих масс топлив, их теплотворность, зольность, влажность, выход горючих летучих, температуры размягчения золы и пр.

Основными видами твердого естественного топлива являются дрова, торф, бурые угли, каменные угли и антрациты.

По степени завершения процесса обуглероживания или по химическому возрасту (табл. 2) наиболее молодым топливом являются дрова, так как в их горючей массе содержание углерода наименьшее. Самый большой химический возраст имеет антрацит, по своему составу приближающийся к чистому углероду. С увеличением содержания углерода уменьшается содержание кислорода и растет до известного предела теплотворность горючей массы.

Таблица 2

Характеристика основных видов твердого топлива

Топливо	C^2	V^2	Q_g^2	A^c	W^p	Q_n^p	Характеристика кокса
Древесина	50	85	4500	1	35	2700	Слипшийся, рыхлый
Торф	58	70	5200	11	50—40	2500—2000	Порошкообразный
Бурые угли	78—64	63—31	7000—6000	35—11	55—13	4500—1500	То же
Каменные угли	90—75	43—12	8350—7250	45—11	14—4	6800—3850	См. табл. XIV
Антрациты	93	7—3,5	8000	28—14	9—5,5	6500—5000	Порошкообразный

Значение дров как топлива, широко применяемого для отопления домов, бытовых целей и пр., пока еще велико, что объясняется простотой их сжигания благодаря высокому выходу горючих летучих ($V^2 = 85\%$), малой зольности ($A^c = 1\%$) и отсутствию серы. Влажность дров колеблется в больших пределах в зависимости от времени заготовки, срока и условий хранения. В промышленности сжигаются главным образом отходы древесины, значение этого вида топлива невелико.

Теплотворность дров (Q_n^p ккал/кг) различных пород при одинаковой влажности практически одинакова и определяется формулой

$$Q_n^p = 4400 - 50W^p \quad (8)$$

Тепло, выделяемое при сжигании 1 м^3 дров малого объемного веса (осина, ель), значительно меньше, чем большого (береза, дуб). Дрова вследствие их малой теплоплотности (количество калорий в 1 м^3) невыгодно перевозить на большие расстояния, поэтому они употребляются как местное топливо.

Торф является самым молодым по химическому возрасту из числа ископаемых топлив. Обычно он начинает образовываться в постепенно зарастающих водоемах, которые с течением времени превращаются в торфяные болота.

Влажность торфа в болоте очень высока (до 90%), поэтому добытый торф подсушивается на воздухе. Зольность его на сухую массу колеблется от 8 до 18%, зола легкоплавкая.

Теплотворность торфа Q_n^p при зольности $A^c = 10\%$ определяется формулой

$$Q_n^p = 4800 - 50W^p \quad (9)$$

В зависимости от способа добычи торф называют ручным, машинно-формовочным, гидравлическим и фрезерным.

Машинно-формовочный торф добывается механическим способом, прессуется в виде ленты, которая тут же режется на отдельные кирпичи. Кирпичи распределяются по полям сушки, а после просушки укладываются в штабели.

По гидравлическому способу, предложенному русским инженером Классоном, торфяная масса размывается сильной струей воды, полученную жижу перекачивают на поля сушки, несколько подсушенную торфяную массу машиной режут на кирпичи, досушивают и складывают в штабели.

Наиболее механизированным является фрезерный способ добычи, разработанный М. Н. Карелиным. По этому способу торфяная залежь как бы вспахивается особым фрезом, который приводится во вращение трактором. Разрыхленный слой тут же сушится, а полученная в виде крошки (размер частиц в основном до 25 мм) торфяная масса — фрезторф штабелируется машинами. Благодаря почти полной механизации процесса добычи фрезерный торф примерно вдвое дешевле машинно-формовочного.

Ископаемые угли делятся на три вида: бурые угли, каменные угли и антрациты.

Бурые угли можно рассматривать как следующую за торфом стадию обуглероживания клетчатки. От каменных углей бурые угли отличаются повышенным содержанием кислорода и летучих. Повышенная влажность, а часто и зольность бурых углей служат причиной невысокой рабочей теплотворности их (для подмосковного угля $Q_n^p = 2500$ ккал/кг). В маркировке бурых углей первая буква Б обозначает вид угля «бурый».

Каменные угли, составляющие основную часть ископаемых углей Советского Союза, сосредоточены в Донецком, Кузнецком, Карагандинском и других каменноугольных бассейнах. За основу практической советской классификации каменных углей приняты выход летучих и характеристика свойств получаемого из

угля кокса (табл. 3). Влажность этих углей редко превышает 10%; каменные угли имеют высокую теплотворность рабочего топлива, достигающую до 6800 ккал/кг.

Таблица 3

Маркировка донецких каменных углей

Наименование угля	Марка	V^2	Характеристика кокса
Длиннопламенный	Д	43	Порошкообразный или слипшийся Спекшийся, сплавленный, иногда вспученный, рыхлый
Газовый	Г	39	
Паровичный жирный	ПЖ	32	Спекшийся, сплавленный, плотный или умеренно плотный
Коксовый	К	22	
Паровичный спек- ающийся	ПС	16	
Тощий	Т	12	Порошкообразный или слабо слип- шийся

Для сжигания в топках паровых котлов используются некоксуемые угли с повышенной зольностью. Угли, имеющие высокую спекаемость и дающие плотный, малосернистый и малозольный кокс, являются технологическим топливом.

Каменные угли благодаря высокой теплотворности и значительному объемному весу (около 800 кг/м³) имеют большую теплоплотность, что делает возможной перевозку их на значительные расстояния.

Антрацит более всех углей приближается к чистому углероду. Он имеет небольшой выход летучих и поэтому при горении почти не дает пламени. Влажность и зольность антрацита в большинстве случаев невелики. Рабочая теплотворность антрацита составляет 5000—6000 ккал/кг. Основные месторождения наших антрацитов сосредоточены в Донбассе и на Урале. Маркировка антрацита производится в зависимости от крупности кусков.

За годы советской власти добыча ископаемых углей в нашей стране систематически растет, достигнув в 1953 г. 320 млн. т, что более чем в 11 раз превышает добычу 1913 г. и в 2 раза больше, чем в 1940 г.

Горючие сланцы добываются в Поволжье, Эстонской ССР, Ленинградской области, Западной и Восточной Сибири. Вследствие очень высокой зольности ($A^c = 75 + 80\%$) сланцы имеют низкую теплотворность рабочего топлива (1500—2800 ккал/кг), поэтому как топливо они используются лишь вблизи места добычи. Большой процент содержания водорода в горючей массе и высокий выход

Таблица 4

Характеристики горючих газов

Газы	Состав в % по объему						Нижшая теплотворность $Q_{н}^p$ в ккал/м ³	
	CO	H ₂	CH ₄	C _n H _m	CO ₂	O ₂		N ₂
Естественные и газы нефтепереработки	0—1,5	0—30	10—95	1—20	0—10	0—7	0,1—10	7000—13 000
Коксовый	5—10	48—55	10—25	1,5—3	2—4	0,1—1	5—10	3800—4 500
Светильный	4—12	42—53	27—30	3—6	0,5—3	0,1—1	1—8	4200—5 000
Генераторный:								
из антрацита	25—28	12—16	1—2,5	—	3—6	0,5—0,8	50—58	1100—1 250
из дров	13—18	9—15	2,5—3,5	0,1—0,5	10—13	0,5—0,8	53—58	1000—1 150
Доменный	26—33	1—3	0,2—0,5	—	7—12	—	57—60	900—1 000

летучих ($V_4^i = 80\%$) дают возможность добытия из сланцев масел, моторного топлива и пр.

Брикеты представляют собой спрессованную мелочь какого-либо топлива (фрезторфа, угля, кокса и пр.); они имеют вид небольших кирпичей.

Нефть и продукты ее переработки. Кроме старых месторождений в районах Баку и Грозного, в настоящее время в СССР разведаны, эксплуатируются и приобретают все большее значение новые: Второе Баку (между Уралом и Волгой), на Сахалине, в Западной Украине и др.

Добытая нефть поступает на нефтеперегонные заводы, где от нее отделяют легкие погонны — бензин, лигроин, керосин и другие авиационные и автотракторные топлива. Остаток тяжелых фракций — мазут — либо поступает на дальнейшую перегонку для получения смазочных масел, либо сжигается в топках. Мазут является ценным химическим сырьем, поэтому его сжигание сокращается.

Большое распространение имеет переработка нефти путем крекинг-процесса. Этот процесс был изобретен Д. И. Менделеевым и разработан В. Г. Шуховым и другими русскими инженерами и учеными. Крекинг-процесс дает возможность получить значительно большее количество бензина, чем при обычной перегонке.

В соответствии с ростом добычи нефти в Советском Союзе быстро развивается нефтеперерабатывающая промышленность.

Наиболее легкие сорта бензинов применяются в авиации и назы-

ваются авиационными бензинами, более тяжелые — автомобильными. Лигроин и керосин могут применяться для тракторов, турбореактивных двигателей и пр. Еще более тяжелые топлива — соляровое масло и дизельное топливо (промежуточный продукт, состоящий из тяжелых керосиновых и соляровых фракций) — употребляются в двигателях внутреннего сгорания, называемых дизелями, и других двигателях. Кроме этих топлив, в менее быстроходных двигателях применяются моторные топлива МЗ, М4, М5, состоящие из остатков перегонки нефти.

Характеристики жидких топлив должны определять возможность их использования в двигателях того или иного типа.

Топлива для авиационных, автомобильных и тракторных двигателей должны достаточно быстро испаряться. Испаряемость топлива характеризуется температурами выкипания отдельных фракций. Отрицательной характеристикой их является склонность топлива к детонации, проявляющейся в работе двигателя резкими ударами, а иногда и разрушением частей двигателя. Степень устойчивости топлива в отношении появления детонации характеризуется так называемым октановым числом.

Дизельное и моторное топлива, предназначенные для сжигания в двигателях внутреннего сгорания без предварительного испарения, характеризуются процентом выкипающих при определенной температуре фракций, вязкостью, коксовым числом и другими показателями. Коксовое число характеризует склонность топлива к образованию нагара в цилиндре двигателя. Качество дизельного топлива характеризуется в основном цетановым числом или дизельным индексом.

Горючие газы. Богатые запасы природных горючих газов имеются в районах Баку, Грозного, Саратова, Бугуруслана, Западной Украины и др. Состав некоторых горючих газов приведен в табл. 4.

Газовая промышленность развивается в Советском Союзе в крупных масштабах. В пятой пятилетке добыча природного газа, попутного нефтяного газа, а также производство газа из угля и сланцев должны возрасти на 80%. Большое будущее имеет газ подземной газификации.

ГЛАВА III

ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

1. ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

Процессом горения топлива называется быстрое окисление ряда составляющих его веществ обычно в кислороде воздуха, сопровождающееся выделением тепла и значительным повышением температуры как горящего топлива, так и продуктов сгорания.

Для возникновения процесса горения необходимо топливо нагреть до температуры воспламенения (табл. 5).

Таблица 5

Температура воспламенения некоторых газов и топлив

Топливо	Температура воспламенения в °С
Водород H_2	600
Окись углерода CO	650
Метан CH_4	650—750
Дрова, торф, бурый уголь	250
Каменный уголь ($V_A^2 > 20\%$)	300—350
Тощие угли, антрацит, кокс	650—800
Мазут	500—650

Горючими элементами в твердом и жидком топливе являются углерод, водород и частично сера. В результате полного сгорания углерода образуется углекислый газ $C + O_2 = CO_2$, водорода — вода $2H_2 + O_2 = 2H_2O$, серы — сернистый газ $S + O_2 = SO_2$. При неполном сгорании (вследствие недостатка кислорода) углерод образует окись углерода $2C + O_2 = 2CO$.

При полном горении 1 кг углерода выделяет 8050 ккал, а при неполном — только 2370 ккал. Следовательно, очень важно достигнуть полного горения углерода.

Теоретически необходимое количество воздуха. Для полного сжигания 1 кг углерода необходимо $\frac{32}{12} = \frac{8}{3}$ кг кислорода, так как молекулярный вес углерода 12, а кислорода 32 и на каждые 12 весовых частей углерода приходится 32 весовые части кислорода ($12 \text{ кг } C + 32 \text{ кг } O_2 = 44 \text{ кг } CO_2$). Для сжигания 1 кг водорода в H_2O необходимо $\frac{32}{4} = 8$ кг кислорода. Для сжигания 1 кг серы в SO_2 нужно $\frac{32}{32} = 1$ кг кислорода.

Если в 1 кг топлива имеется $\frac{C^p}{100}$ кг углерода, $\frac{H^p}{100}$ кг водорода, $\frac{S_A^p}{100}$ кг летучей серы и $\frac{O^p}{100}$ кг кислорода, то общее количество кислорода воздуха, необходимого для сжигания 1 кг топлива, составит

$$\frac{8}{3} \cdot \frac{C^p}{100} + 8 \frac{H^p}{100} + \frac{S_A^p}{100} - \frac{O^p}{100} = \frac{\frac{8}{3} C^p + 8H^p + S_A^p - O^p}{100} \text{ кг.}$$

Принимая весовое содержание кислорода в воздухе равным 0,232 и удельный вес воздуха при нормальных условиях 1,293 кг/м³,

получаем формулу количества теоретически необходимого воздуха в нм^3 для сжигания 1 кг твердого или жидкого топлива:

$$V_0 = \frac{\frac{8}{3} C^p + 8H^p + S_A^p - O^p}{100 \cdot 0,23 \cdot 1,293} = \frac{\frac{8}{3} C^p + 8H^p + S_A^p - O^p}{30,0} \quad \text{нм}^3/\text{кг}. \quad (10)$$

Количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания, можно также определять по приближенной формуле Д. И. Менделеева

$$V_0 = \frac{Q_H^p}{900} \quad \text{нм}^3/\text{кг}. \quad (11)$$

Коэффициент избытка воздуха. При сжигании топлива часть кислорода воздуха не используется и уходит вместе с дымовыми газами, поэтому для полного сжигания топлива приходится подавать воздуха больше, чем требуется теоретически.

Отношение количества действительно поступающего воздуха к теоретически необходимому называется коэффициентом избытка воздуха α :

$$\alpha = \frac{V_a}{V_0}, \quad (12)$$

где V_a — объем действительно подаваемого воздуха на 1 кг топлива в $\text{нм}^3/\text{кг}$;

V_0 — объем теоретически необходимого воздуха для сжигания 1 кг топлива в $\text{нм}^3/\text{кг}$.

Чем полнее используется кислород воздуха, тем этот коэффициент меньше, тем совершеннее процесс горения. Величина α зависит от вида топлива и способа его сжигания. Коэффициент избытка воздуха для топок обычно лежит в пределах 1,05—1,8, увеличиваясь далее по газоходам котельной установки вследствие присоса воздуха.

Действительно необходимое количество воздуха на 1 кг топлива

$$V_a = \alpha V_0 \quad \text{нм}^3/\text{кг}, \quad (13)$$

а объем избыточного воздуха

$$V_{\text{изб. в}} = V_a - V_0 = V_0(\alpha - 1) \quad \text{нм}^3/\text{кг}. \quad (14)$$

2. СОСТАВ ГАЗООБРАЗНЫХ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Газообразные продукты сгорания топлива, или дымовые газы, представляют собой при полном сгорании смесь из CO_2 , SO_2 , O_2 , N_2 и водяных паров H_2O . При неполном сгорании в газах содержится еще окись углерода CO , а также иногда водород и углеводороды. Дымовые газы условно рассматривают состоящими из двух частей: сухих газов и водяных паров.

Обозначим через CO_2 , SO_2 , O_2 , N_2 и CO процентное содержание по объему соответствующих составляющих сухих газов. При неполном сгорании имеем

$$\text{CO}_2 + \text{SO}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2 + \text{CO} = 100\%_0 \quad (15)$$

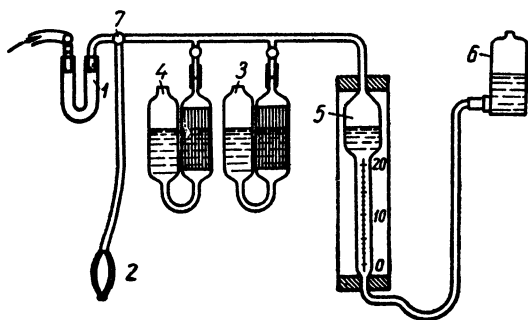
или, обозначив $\text{CO}_2 + \text{SO}_2 = \text{RO}_2$, получим

$$\text{RO}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2 + \text{CO} = 100\%_0.$$

При полном сгорании ($\text{CO} = 0$)

$$\text{RO}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2 = 100\%_0 \quad (16)$$

Состав сухих дымовых газов в действующей установке определяется путем их анализа в приборах, называемых газоанализаторами.



Фиг. 3. Схема газоанализатора Орса.

Простейшим газоанализатором является прибор Орса (фиг. 3). Основные части его — измерительная бюретка 5 и поглотительные сосуды 4 и 3, из которых сосуд 3 заполнен раствором едкого кали KOH , поглощающим CO_2 и SO_2 , а сосуд 4 заполнен поглощающим кислород O_2 раствором пирогаллола в водном растворе едкого кали. Предварительно грушей-насосом 2 просасывают газы через U-образную трубку 1 и кран 7 для их осушки и очистки и выпускают их в атмос-

сферу. Затем забирают 100 см^3 газа в измерительную бюретку, опуская склянку 6 вниз. При соприкосновении с водой в трубке 1 пар конденсируется. Далее из бюретки 5 несколько раз перепускают газ последовательно в поглотительные сосуды 3 и 4 и обратно подъемом и опусканием сосуда 6.

Процентное содержание $\text{RO}_2 = \text{CO}_2 + \text{SO}_2$ и O_2 определяют по уменьшению объема взятой пробы газа в результате реакций поглощения.

Химический анализ газа в аппарате Орса дает процентное содержание RO_2 и O_2 в сухих дымовых газах, содержание же CO и N_2 обычно вычисляется.

Если через

$$K^p = C^p + 0,375S_a^p \quad (17)$$

обозначить приведенное количество углерода в топливе, а через

$$\beta = 2,35 \frac{H^p - 0,126O^p}{K^p} \quad (18)$$

так называемую характеристику химического состава топлива, то содержание окиси углерода CO можно подсчитать по формуле

$$CO = \frac{(21 - \beta RO_2) - (RO_2 + O_2)}{0,605 + \beta} \quad (19)$$

После нахождения RO_2 , O_2 и CO определяют содержание азота:

$$N_2 = 100 - (RO_2 + O_2 + CO) \quad \%, \quad (20)$$

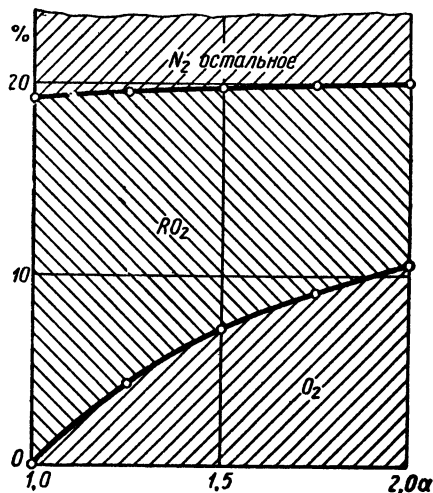
а в случае полного сгорания ($CO = 0$)

$$N_2 = 100 - (RO_2 + O_2) \quad (21)$$

Процентное содержание O_2 и RO_2 существенно зависит от коэффициента избытка воздуха. При полном сгорании и $\alpha = 1$ кислород в дымовых газах отсутствует, а процентное содержание трехатомных газов RO_2 достигает своего максимума. При увеличении α содержание O_2 растет, RO_2 уменьшается, а N_2 остается примерно постоянным, как это показано на графике фиг. 4 для топлива, имеющего характеристику $\beta = 0,09$.

Содержание RO_2 при полном сгорании ($CO = 0$) и $\alpha = 1$ ($O_2 = 0$) можно определить из формулы (22)

$$RO_2^{\max} = \frac{21}{1 + \beta} \quad (22)$$



Фиг. 4. График зависимости состава сухих газов от α при $\beta = 0,09$.

3. ВЫЧИСЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

Для случая полного сгорания при известном составе дымовых газов коэффициент избытка воздуха определяется по формуле

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - \frac{79}{21} O_2} \quad (23)$$

Если для дымовых газов известно лишь RO_2 и дан состав топлива (известна β), то коэффициент избытка воздуха определяется по формуле

$$\alpha = \frac{21}{79 + 100\beta} \left(\frac{79}{RO_2} + \beta \right) \quad (24)$$

Приближенно можно принять

$$\alpha = \frac{RO_2^{\max}}{RO_2} \quad (25)$$

При неполном сгорании, если неполнота сгорания ограничивается лишь CO , для определения α служит формула

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - \frac{79}{21} \left(O_2 - \frac{CO}{2} \right)} \quad (26)$$

При расчете вновь проектируемого агрегата значением α задаются, руководствуясь данными испытаний однотипных установок, а содержание RO_2 вычисляется из формулы (24):

$$RO_2 = \frac{1659}{(79 + 100\beta)\alpha - 21\beta} \quad (24a)$$

4. ВЫЧИСЛЕНИЕ ОБЪЕМА ГАЗООБРАЗНЫХ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Объем сухих газов $V_{c,z}$ $н.м^3/кг$, получающихся при полном сгорании 1 $кг$ данного топлива, зависит от коэффициента избытка воздуха, увеличиваясь с увеличением α за счет избыточного воздуха. Минимальный объем газы имеют при $\alpha = 1$. Объем сухих газов, получающийся при полном сгорании 1 $кг$ топлива, можно рассматривать как сумму объема $V_{c,z}^{\min}$ при полном сгорании и $\alpha = 1$ и объема $(\alpha - 1) V_0$ избыточного воздуха:

$$V_{c,z} = V_{c,z}^{\min} + (\alpha - 1) V_0 \quad н.м^3/кг. \quad (27)$$

Здесь

$$V_{c.z}^{\text{min}} = 0,79V_0 + 0,0187K^p \quad \text{н.м}^3/\text{кг}, \quad (28)$$

где первое слагаемое — объем азота в теоретически необходимом воздухе, а второе — объем сухих трехатомных газов $\text{CO}_2 + \text{SO}_2$.

При известном из анализа содержании RO_2 удобнее полный объем сухих газов определять по формуле

$$V_{c.z} = \frac{1,87K^p}{\text{RO}_2} \quad \text{н.м}^3/\text{кг}. \quad (29)$$

Вес водяных паров, образующихся из влаги топлива и получающихся в результате сгорания водорода,

$$G_{в.п} = \frac{9\text{H}^p + \text{W}^p}{100} \quad \text{кг}/\text{кг}. \quad (30)$$

Соответствующий объем водяных паров

$$V_{в.п} = \frac{G_{в.п}}{\gamma_{в.п}} \quad \text{н.м}^3/\text{кг},$$

где $\gamma_{в.п} = 0,804$ — условный удельный объем водяных паров при нормальных условиях в $\text{н.м}^3/\text{кг}$.

Следовательно,

$$V_{в.п} = \frac{9\text{H}^p + \text{W}^p}{100 \cdot 0,804} = \frac{9\text{H}^p + \text{W}^p}{80,4} \quad \text{н.м}^3/\text{кг}. \quad (31)$$

Полный объем дымовых газов

$$V_z = V_{c.z} + V_{в.п} \quad \text{н.м}^3/\text{кг}. \quad (32)$$

5. ЭНТАЛЬПИЯ (ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ) ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ И ВОЗДУХА

Так как процессы сгорания топлива и теплоотдачи от дымовых газов происходят при постоянном давлении, то количество воспринятого или отнятого этими газами тепла можно подсчитывать как разность соответствующих значений энтальпии.

Энтальпия 1 н.м^3 воздуха

$$i = c_v t \quad \text{ккал}/\text{н.м}^3, \quad (33)$$

где c_v — средняя объемная изобарная теплоемкость воздуха в пределах от 0 до t° в $\text{ккал}/\text{н.м}^3 \cdot \text{град}$ (полное обозначение $c'_{v, \text{рт}}$).

Энтальпия V нм³ воздуха

$$J_a = V_a c_a t \quad \text{ккал.} \quad (34)$$

Следовательно, энтальпия воздуха, приходящегося на 1 кг топлива, при $\alpha \geq 1$ и t°

$$J_a = \alpha V_a c_a t \quad \text{ккал/кг,} \quad (35)$$

а энтальпия избыточного воздуха на 1 кг топлива

$$J_a^{изб} = (\alpha - 1) V_a c_a t \quad \text{ккал/кг.} \quad (36)$$

Энтальпия газообразных продуктов полного сгорания 1 кг топлива при $\alpha = 1$ и t°

$$J_z^{\min} = V_{c.z}^{\min} c_{c.z} t + V_{a.n} c_{a.n} t \quad \text{ккал/кг}$$

или

$$J_z^{\min} = (V_{c.z}^{\min} c_{c.z} + V_{a.n} c_{a.n}) t \quad \text{ккал/кг,} \quad (37)$$

где $c_{c.z}$ и $c_{a.n}$ — средние объемные изобарные теплоемкости сухих дымовых газов и водяного пара в пределах от 0 до t° в ккал/нм³·град.

Произведение $V_{c.z}^{\min} c_{c.z}$ можно найти по формуле [см. формулу (28)]

$$V_{c.z}^{\min} c_{c.z} = 0,79 V_a c_{N_2} + 0,0187 K^p c_{CO_2} \quad \text{ккал/нм}^3 \cdot \text{град,} \quad (38)$$

где c_{N_2} и c_{CO_2} — средние объемные изобарные теплоемкости N_2 и CO_2 *.

Энтальпию газов при $\alpha > 1$ и t° можно определить как сумму энтальпий газов при полном сгорании при $\alpha = 1$ и избыточного воздуха:

$$J_z = J_z^{\min} + (\alpha - 1) V_a c_a t \quad \text{ккал/кг.} \quad (39)$$

Значение теплоемкостей воздуха, N_2 , CO_2 и водяных паров можно брать по данным ВТИ (см. приложение).

Пример 1. Челябинский бурый уголь имеет следующий состав: $C^s = 73\%$, $H = 5,2\%$, $S_A^s = 1,6\%$, $N^s = 1,7\%$, $O^s = 18,5\%$, $A^c = 30\%$, $W^p = 19\%$. Определить объем продуктов сгорания при $\alpha = 1,35$ и при $\alpha = 1,65$.

* При подсчетах теплоемкость RO_2 принимается равной теплоемкости CO_2 .

Определяем состав рабочего топлива. По формулам (2) и (3):

$$A^P = A^c \left(1 - \frac{W^P}{100}\right) = 30 (1 - 0,19) = 24,3\%;$$

$$C^P = C^c \left(1 - \frac{W^P + A^P}{100}\right) = 73 (1 - 0,19 - 0,243) = 41,4\%.$$

Аналогично находим $H^P = 2,9\%$, $S_A^P = 0,9\%$, $N^P = 1,0\%$, $O^P = 10,5\%$.

Проверяем сумму:

$$41,4 + 2,9 + 0,9 + 1 + 10,5 + 24,3 + 19 = 100\%.$$

По формуле (17) приведенный углерод

$$K^P = C^P + 0,375 S_A^P = 41,4 + 0,375 \cdot 0,9 = 41,7\%.$$

По формуле (10) объем теоретически необходимого воздуха

$$V_0 = \frac{\frac{8}{3} C^P + 8H^P + S_A^P - O^P}{30} = \frac{\frac{8}{3} 41,4 + 8 \cdot 2,9 + 0,9 - 10,5}{30} = 4,13 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

Из формулы (28) объем азота

$$0,79 V_0 = 0,79 \cdot 4,13 = 3,26 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

Объем сухих трехатомных газов

$$0,0187 K^P = 0,0187 \cdot 41,7 = 0,78 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

Следовательно, минимальный объем сухих газов

$$V_{c.z}^{\min} = 3,26 + 0,78 = 4,04 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

Объем сухих газов по формуле (27) при $\alpha = 1,35$

$$V_{c.z} = V_{c.z}^{\min} + (\alpha - 1) V_0 = 4,04 + (1,35 - 1) 4,13 = 5,49 \approx 5,5 \text{ н.м}^3/\text{кг};$$

при $\alpha = 1,65$

$$V_{c.z} = V_{c.z}^{\min} + (\alpha - 1) V_0 = 4,04 + (1,65 - 1) 4,13 = 6,78 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

Объем водяных паров по формуле (31)

$$V_{a.n} = \frac{9H^P + W^P}{80,4} = \frac{9 \cdot 2,9 + 19}{80,4} = 0,56 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

Полный объем продуктов сгорания по формуле (32) при $\alpha = 1,35$

$$V_2 = V_{c.z} + V_{a.n} = 5,5 + 0,56 = 6,06 \text{ н.м}^3/\text{кг};$$

при $\alpha = 1,65$

$$V_2 = V_{c.z} + V_{a.n} = 6,78 + 0,56 = 7,34 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

Пример 2. Для условий предыдущего примера найти энтальпию продуктов полного сгорания 1 кг топлива при температуре 1000° и $\alpha = 1,35$.

По формуле (38)

$$V_{c.z}^{\min} c_{c.z} = 0,79 V_0 c_{N_2} + 0,0187 K^p c_{CO_2} = 3,26 \cdot 0,337 + 0,78 \cdot 0,532 = \\ = 1,52 \text{ ккал/нм}^3 \cdot \text{град},$$

где теплоемкости N_2 и CO_2 в пределах от 0 до 1000° взяты по табл. IX приложения.

По формулам (39), (37) и (38) и при $V_{v.n} = 0,56$ по предыдущему примеру энтальпия продуктов сгорания при $\alpha = 1,35$ и $t = 1000^\circ$

$$J_2 = J_2^{\min} + (\alpha - 1) V_0 c_{\theta} t = [V_{c.z} c_{c.z} + V_{v.n} c_{v.n} + (\alpha - 1) V_0 c_{\theta}] t = \\ = [1,52 + 0,56 \cdot 0,408 + (1,35 - 1) 4,13 \cdot 0,337] 1000 = 2210 \text{ ккал/кг},$$

где $c_{v.n} = 0,408 \text{ ккал/нм}^3 \cdot \text{град}$ и $c_{\theta} = 0,337 \text{ ккал/нм}^3 \cdot \text{град}$ в пределах 0 — 1000° взяты из табл. IX приложения.

Пример 3. Для условий примера 1 найти энтальпию продуктов сгорания при $\alpha = 1,65$ и температуре 200° .

Аналогично решению примера 2

$$V_{c.z}^{\min} c_{c.z} = 0,79 V_0 c_{N_2} + 0,0187 K^p c_{CO_2} = 3,25 \cdot 0,312 + 0,78 \cdot 0,43 = \\ = 1,35 \text{ ккал/нм}^3 \cdot \text{град}.$$

Энтальпия продуктов сгорания:

$$J_2 = [V_{c.z}^{\min} c_{c.z} + V_{v.n} c_{v.n} + (\alpha - 1) V_0 c_{\theta}] t = \\ = [1,35 + 0,56 \cdot 0,362 + (1,65 - 1) 4,13 \cdot 0,312] 200 = 480 \text{ ккал/кг},$$

где теплоемкости N_2 и CO_2 в пределах 0 — 200° взяты по табл. IX приложения,

$$J_2 = J_2^{\min} + (\alpha - 1) V_0 c_{\theta} t = [V_{c.z} c_{c.z} + V_{v.n} c_{v.n} + (\alpha - 1) V_0 c_{\theta}] t = \\ = [1,35 + 0,56 \cdot 0,362 + (1,65 - 1) 4,13 \cdot 0,312] 200 = 480 \text{ ккал/кг},$$

где $c_{v.n} = 0,362$ и $c_{\theta} = 0,312 \text{ ккал/нм}^3 \cdot \text{град}$. взяты из табл. IX приложения.

ГЛАВА IV

КОТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА И ЕЕ РАБОТА

1. НАЗНАЧЕНИЕ И ТИПЫ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Котельной установкой называется совокупность устройств, служащих для производства пара. Количество и качество пара должны соответствовать требованиям разнообразных потребителей.

Если котел является частью паросиловой установки, то в этом случае пар направляется к паровым двигателям, где используется для выработки механической энергии, — такая котельная установка называется *энергетической*. Если, кроме того, пар используется для отопления и различных производственных процессов (нагревания, варки, выпаривания, сушки и т. д.), то котельная установка носит название *производственно-отопительной*. Различают также чисто отопительные, транспортные (паровозные, парходные, автомобильные) и тому подобные установки.

Энергетические котельные установки вырабатывают обычно перегретый пар повышенного (до 39 *ата*) и высокого (свыше 40 *ата*, например, 100 *ата*) давления, так как применение такого пара увеличивает к. п. д. паросиловой установки.

Производственно-отопительные установки вырабатывают насыщенный или перегретый пар большей частью невысокого давления (3—7 *ата*, реже до 13 *ата*), что определяется требованиями технологического процесса.

Чисто отопительные установки имеют низкое давление пара (1,2—3 *ата*).

Во всех случаях назначением котельной установки является экономичное получение необходимого количества пара заданных параметров.

2. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Котельная установка состоит из одного или нескольких котельных агрегатов и ряда вспомогательных устройств.

Котельный агрегат является основной частью котельной установки. В его состав входят топка 2 (фиг. 5), паровой котел 1, пароперегреватель 3, экономайзер 4, воздухоподогреватель 5, дымососная установка 6, дутьевая установка 8, обмуровка, каркас, арматура, гарнитура.

Различают топки слоевые, камерные и смешанные — факельно-слоевые.

Слоевые топки применяются для сжигания кускового топлива. Изображенная на фиг. 5 слоевая топка состоит из колосниковой решетки, топочного пространства над ней и зольника под ней. В топку поступают топливо по рукаву из бункера 12 и необходимый для сжигания воздух, подводимый из зольника через прозоры между колосниками.

Горение происходит как в слое, так и в топочном пространстве, где дожигаются горючие газы, выделившиеся из топлива.

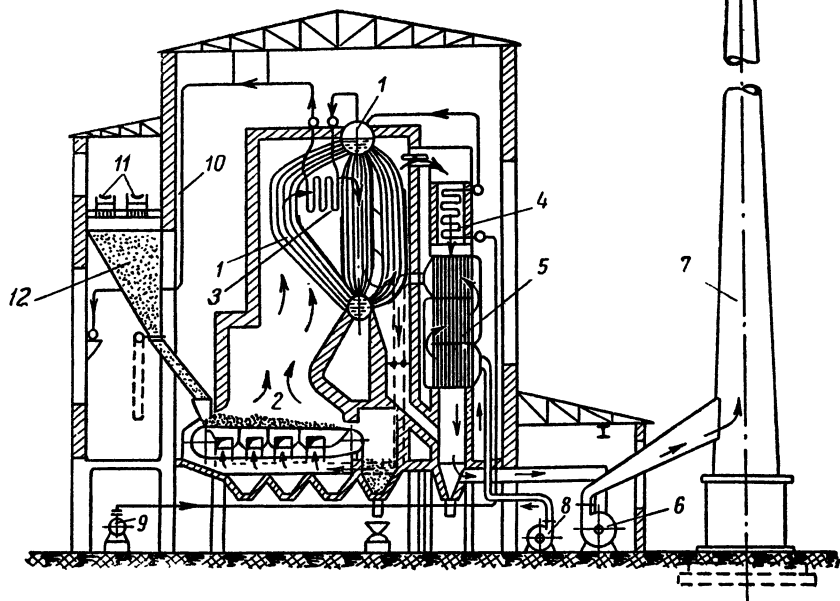
Камерные топки служат для сжигания газообразного, жидкого и пылевидного топлива. В этом случае колосниковая решетка отсутствует, горение топлива происходит только в топочном пространстве, куда топливо подается в смеси с воздухом при помощи специальных горелок.

Тепло, выделяемое в топке при горении топлива, частью передается стенкам котла излучением, частью воспринимается дымовыми газами, которые из топочного пространства идут по каналам, называемым газоходами, где они охлаждаются, отдавая тепло поверхностям нагрева. Зола и шлак удаляются в специальные золовые и шлаковые бункеры¹.

¹ Шлаком называется расплавившаяся зола. Шлак может удаляться из топки в застывшем или жидком виде.

Паровой котел 1, являющийся аппаратом для превращения поступающей в него воды в насыщенный пар, представляет собой поверхностный теплообменный аппарат, внутри которого находятся под давлением вода и ее пар, а снаружи по газоходам протекают горячие дымовые газы.

Получающийся насыщенный пар с некоторым содержанием влаги собирается в верхней части внутреннего объема котла— паровом пространстве, нижняя же часть этого объема заполнена водой. Для отделения влаги от выходящего из котла пара применяют сепарирующие



Фиг. 5. Схема котельной установки.

устройства и сухопарники, после которых насыщенный пар может направляться к потребителю или в пароперегреватель 3. Пароперегреватель служит для перегрева насыщенного пара и состоит из стальных змеевиков, располагаемых в газоходах и обогреваемых дымовыми газами. Перегретый пар выходит по паропроводу 10 к потребителю.

Убыль воды в паровом котле пополняется при помощи насосов, называемых питательными насосами. Вода, нагнетаемая ими в котел, также носит название питательной.

Обычно предназначенная для котла питательная вода предварительно проходит через трубчатый теплообменник, установленный

в газоходах за котлом и называемый экономайзером 4, который служит для подогрева этой воды теплом отходящих из котла газов.

Для более совершенного горения топлива в топку подается горячий воздух, подогреваемый в воздухоподогревателе 5 теплом отходящих газов. Воздух подается вентилятором 8.

Применением экономайзера и воздухоподогревателя улучшается использование теплоты топлива, так как температура уходящих дымовых газов снижается.

Для отделения топочной камеры и газоходов от окружающего воздуха, для направления потока газов и для уменьшения теплоотдачи в окружающую среду применяется обмуровка — так называются наружные стены котельного агрегата и внутренние перегородки газоходов, выкладываемые из кирпича или составляемые из особых щитков.

Каркас, выполняемый в виде металлической конструкции, служит для установки всех частей котельного агрегата и его обмуровки.

Арматура и гарнитура представляют собой ряд приспособлений, необходимых для обслуживания и безопасной работы котла.

Вспомогательные устройства служат для хранения топлива, подачи его в котельную и подготовки к сжиганию, удаления золы и шлака, для подачи воздуха и удаления из котельного агрегата дымовых газов и их очистки.

Склад топлива представляет собой открытую площадку для хранения запаса топлива.

Устройства 11 для топливоподачи состоят из транспортных средств (вагонетки, транспортеры и т. п.) подачи топлива на склад и со склада.

Топливоприготовительное устройство, имеющееся в крупных котельных установках, служит для приготовления пыли из кускового топлива.

Устройства для удаления золы и шлака состоят из вагонеток, транспортеров, гидравлических и пневматических устройств.

Водоподготовительное устройство служит для удаления или обезвреживания примесей, содержащихся в сырой воде.

Питательные устройства 9 предназначаются для питания котельного агрегата водой из баков (центробежные и поршневые насосы и инжекторы).

Тяговые устройства создают разрежение, необходимое для перемещения дымовых газов по газоходам и их удаления из котлоагрегата. К этим устройствам относятся высокие дымовые трубы 7 при естественной тяге и дымососы 6 при искусственной тяге.

Дутьевые устройства — дутьевые вентиляторы δ служат для нагнетания воздуха через воздухоподогреватель и соединительные воздухопроводы в топку.

Кроме перечисленных, к вспомогательным устройствам относятся водопроводы, паропроводы, золоуловители, контрольно-измерительная и авторегулирующая аппаратура.

3. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Характеристики количества и качества вырабатываемого пара. Мощность котлоагрегата характеризуется его паропроизводительностью D , которой называется количество тонн или килограммов пара, вырабатываемого в течение 1 часа ¹.

О м и н и а л ь н о й называется такая паропроизводительность, которую котлоагрегат должен устойчиво и надежно давать в течение длительной эксплуатации при соблюдении заданных параметров пара.

К а ч е с т в о вырабатываемого пара характеризуется его давлением и температурой, если он перегретый, и давлением и влажностью, если он насыщенный.

До Октябрьской революции давление пара в котлах не превышало 16 *ати*, температура пара 350° при паропроизводительности не более 15—20 *т/час*. В 30-х годах был осуществлен массовый переход на параметры пара при выходе из котельного агрегата 32 *ати* и 420° при производительности котлоагрегата до 200 *т/час*. После войны параметры пара были повышены до 39 *ати* и 450°, а также началось внедрение пара высоких параметров: 100 *ати* и 510°. В настоящее время в Советском Союзе работают котлы паропроизводительностью до 230 *т/час*, давлением до 140 *ати* и температурой пара до 510°. Количество советских котлоагрегатов, работающих на высоких параметрах пара, очень значительно и продолжает неуклонно увеличиваться; одновременно растут и параметры получаемого пара.

Паропроизводительность, параметры пара и температура питательной воды советских котельных агрегатов стандартизованы (ГОСТ 3619-47) (табл. 6).

Характеристики степени нагрузки поверхности нагрева. Степень нагрузки поверхности нагрева характеризуется тепловым напряжением поверхности нагрева, под которым подразумевается количество тепла, передаваемое в течение 1 часа через 1 m^2 этой поверхности $\frac{Q}{H_k}$ *ккал/м² час*, или же видимым (фактическим) паронапряжением, т. е. количеством пара, снимаемым в течение 1 часа с 1 m^2 поверхности нагрева котла $\frac{D}{H_k}$ *кг/м² час*.

¹ Раньше мощность котельного агрегата характеризовали поверхностью нагрева котла H_k m^2 .

Таблица 6

Параметры и паропроизводительность паровых котлов (по ГОСТ 3619-47)

Рабочее давление пара на выходе из котла в кг/см ²	Температура в °С		Номинальная (максимально длительная) паропроизводительность котла в т/час
	перегретого пара	питательной воды	
8	Насыщенный	20 50	0,2; 0,4; 0,7; 1; 2
13	Насыщенный или перегретый до 250, 300 и 350	50	(2,5); 4; 6,5; 10
(16)	(350) и (375)	100	12; 20
(31,5)	(420)	150; 140	50; 75; 150; 200
39	450	150	12; 20; 35; 50; 75; 110
100	510	215	75; 120; 170; 230

Примечание. В скобках даны не рекомендуемые параметры.

Для получения сравнимых между собой характеристик работы введено понятие «стандартный (нормальный) пар», на получение каждого килограмма которого требуется 640 ккал.

Если фактическая паропроизводительность котельного агрегата D , то паропроизводительность по стандартному пару

$$D_{cm} = D \frac{i - i_{п.в}}{640} \text{ кг/час}, \quad (40)$$

где i — энтальпия пара в ккал/кг;

$i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды в ккал/кг.

Соответственно паронапряжением котельной поверхности нагрева по стандартному пару называется отношение $\frac{D_{cm}}{H_k}$ кг/м² час.

Основные характеристики работы топочных устройств. Размеры топок характеризуются площадью колосниковой решетки R м² и объемом топочного пространства V_m м³.

Степень нагрузки, или интенсивность работы топок, характеризуется видимыми тепловыми напряжениями решетки и видимым тепловым напряжением топочного пространства.

Видимым тепловым напряжением решетки называется количество тепла, которое топливо может выделить в течение 1 часа при полном сжигании на 1 м² площади колосниковой решетки:

$$\frac{Q}{R} = \frac{BQ_n^p}{R} \text{ ккал/м}^2\text{час}, \quad (41)$$

где B — расход топлива в кг/час.

Видимым тепловым напряжением топочного пространства называется отношение всего введенного в топку за 1 час тепла топлива к объему топочного пространства:

$$\frac{Q}{V_m} = \frac{BQ_n^p}{V_m} \text{ ккал/м}^3\text{час.} \quad (42)$$

4. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Коэффициентом полезного действия (к. п. д.) котельного агрегата $\eta_{к.а}$ называется отношение использованного тепла Q_1 , воспринятого питательной водой в процессе превращения ее в насыщенный или перегретый пар, к затраченному теплу Q , соответствующему низшей теплотворности израсходованного топлива:

$$\eta_{к.а} = \frac{Q_1}{Q}. \quad (43)$$

Числитель и знаменатель в этой формуле можно вычислять для 1 часа. Использованное тепло за 1 час может быть найдено так:

$$Q_1^{час} = D (i - i_{н.с}) \text{ ккал/час}, \quad (а)$$

где $i_{н.с}$ — энтальпия входящей в котельную установку воды в ккал/кг;

i — энтальпия выходящего из котельной установки пара в ккал/кг;

D — количество полученного пара в кг/час.

Часть выработанного пара может использоваться для собственных нужд в пределах котельной. Учитывая это, различают к. п. д. котлоагрегата брутто — по всему полученному пару и нетто — по количеству пара, отданному потребителям, т. е. за вычетом расхода в котельной.

Затраченное тепло за час можно подсчитать так:

$$Q^{час} = BQ_n^p \text{ ккал/час}, \quad (б)$$

где B — расход топлива в кг/час;

Q_n^p — низшая теплотворность топлива в ккал/кг.

Таким образом,

$$\eta_{к.а} = \frac{D (i - i_{н.с})}{BQ_n^p}. \quad (44)$$

Вводя видимую испарительность топлива

$$\frac{D}{B} = И, \quad (45)$$

формулу к. п. д. котлоагрегата можно написать

$$\eta_{к. а} = \eta \frac{i - i_{н. в}}{Q_n^p} \quad (46)$$

Для современных мощных котельных агрегатов к. п. д. достигает 85—90%.

Очевидно, что по видимой испарительности топлива можно судить об экономичности работы установок только при одинаковом топливе (Q_n^p) и одинаковых параметрах пара ($i - i_{н. в}$). Чтобы получить сравнимые характеристики, иногда пользуются испарительностью по стандартному пару

$$I_{см} = \frac{D_{см}}{B} = \eta \frac{i - i_{н. в}}{640} \quad (45а)$$

5. ПОТЕРИ ТЕПЛА ОТ МЕХАНИЧЕСКОЙ И ХИМИЧЕСКОЙ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ И ПОТЕРИ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТОПКИ

Механическая неполнота сгорания состоит в том, что часть кокса, образующегося из твердого топлива после выделения летучих веществ, проваливается в виде мелких кусочков через отверстия в колосниковой решетке в зольник, другая часть смешивается со шлаком и удаляется вместе с ним из топki, третья в виде наиболее мелких частиц может быть вынесена потоком газов из топki в газоходы и даже в дымовую трубу (особенно при пылеугольном отоплении). Такие потери тепла от механической неполноты сгорания обозначают для 1 кг топлива через Q_4 ккал/кг или в процентах от теплотворности топлива через $q_4 = \frac{Q_4}{Q_n^p} 100$. Эта потеря

зависит от вида топлива, конструкции топki, качества обслуживания и пр. и колеблется примерно в пределах $q_4 = 1 + 10\%$.

Химическая неполнота сгорания происходит оттого, что часть теплоты топлива не выделяется в процессе сгорания в топке вследствие наличия в дымовых газах продуктов неполного сгорания окиси углерода CO, метана CH_4 и др. Учитывая только CO, потерю тепла от химической неполноты сгорания для работающей установки можно подсчитать по формулам для 1 кг топлива (дается без вывода)

$$Q_5 = 3020 \frac{CO}{100} V_{с. с} \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \text{ ккал/кг}, \quad (47)$$

где 3020 — теплотворность окиси углерода в ккал/нм³;

CO — содержание окиси углерода в сухих газах в % по объему;

$V_{с. с}$ — объем сухих продуктов сгорания на 1 кг топлива в нм³/кг;

$1 - \frac{q_4}{100}$ — коэффициент, учитывающий уменьшение количества газов вследствие механической неполноты сгорания.

В процентах от теплотворности топлива

$$q_8 = \frac{Q_8}{Q_H^p} 100. \quad (47a)$$

Для топок с ручным обслуживанием можно считать $q_8 = 2 + 4\%$.

Потеря тепла в окружающую среду обуславливается разностью температур наружной обмуровки и окружающего воздуха и может быть значительно уменьшена применением высококачественных теплоизоляционных материалов. Потеря в окружающую среду обозначается для 1 кг топлива через Q_5 ккал/кг, а в процентах от теплотворности топлива $q_5 = \frac{Q_5}{Q_H^p} 100$.

Эта потеря колеблется в пределах $q_5 = 0,5 + 3,5\%$ и больше для котлов малой мощности.

Около половины потери в окружающую среду приходится на топку (вследствие высоких температур в ней) и обозначается q_5^m , остальное приходится на прочие части установки.

В тепловом расчете потерями q_8 , q_4 и q_5 задаются по справочным данным.

В пределах топки имеются лишь потери $q_8 + q_4 + q_5^m$, остальная часть теплоты топлива передается продуктам сгорания, выходящим из топки в дымоходы котельного агрегата, либо непосредственно отдается поверхностям нагрева лучистым способом. Поэтому к. п. д. топки называют

$$\eta_m = 1 - \frac{q_8 + q_4 + q_5^m}{100}. \quad (48)$$

Пример. Найти к. п. д. топки при $q_8 = 3\%$, $q_4 = 6\%$, $q_5 = 2,2\%$. Принимаем $q_5^m = 1,0\%$, имеем $\eta_m = 1 - (0,03 + 0,06 + 0,01) = 0,9$ (или 90%).

6. ПОТЕРИ ТЕПЛА С ОТХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Потерей тепла с отходящими газами называют разность энтальпий дымовых газов — при выходе из котлоагрегата и воздуха — при входе в котлоагрегат. Эта потеря для 1 кг топлива обозначается через Q_2 ккал/кг. С учетом механических потерь ее можно в общем виде представить формулой

$$Q_2 = (J_{yx} - J_{x.с}) \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \text{ ккал/кг}, \quad (49)$$

где $J_{y,x}$ и $J_{x,s}$ — энтальпии уходящих газов для температуры $t_{y,x}^{\circ}$ при выходе из котлоагрегата и холодного воздуха для температуры $t_{x,s}$ при входе в котлоагрегат; то и другое на 1 кг топлива без учета механических потерь;

$1 - \frac{q_4}{100}$ — коэффициент, учитывающий уменьшение количества газов от механических потерь.

Если приближенно допустить, что при одинаковых температурных условиях объем и теплоемкость воздуха равны объему и теплоемкости продуктов сгорания, то, пользуясь формулами (39) и (37), можно принять

$$Q_2 = [V_{c.2}^{\min} c_{c.2} + V_{s.n} c_{s.n} + (\alpha - 1) V_{o_2} c_{o_2}] (t_{y,x} - t_{x,s}) \times \\ \times \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \text{ ккал/кг,} \quad (50)$$

где по формулам (38) и (31)

$$V_{c.2}^{\min} c_{c.2} = 0,79V_{o_2 N_2} + 0,0187K^p c_{CO_2} \text{ ккал/кг} \cdot \text{град};$$

$$V_{s.n} = \frac{9HP + WP}{80,4} \text{ нм}^3/\text{кг},$$

причем теплоемкости $c_{c.2}$, $c_{s.n}$, c_{o_2} — объемные изобарные средние теплоемкости в температурных пределах $t_{x,s} - t_{y,x}$, а коэффициент избытка воздуха следует взять при выходе из котлоагрегата (он больше, чем в топке, за счет присосов через неплотности обмуровки).

В процентах от теплотворности топлива $q_2 = \frac{Q_2}{Q_n^p} 100$.

Следует заметить, что в котлоагрегате с экономайзером (и воздухоподогревателем) снижение температуры газов в газоходах до значений $t_{y,x}$, близких к температуре воды в экономайзере (или к температуре воздуха в воздухоподогревателе), хотя и выгодно теоретически, но требует очень больших поверхностей нагрева этих теплообменников и соответственно большой затраты металла. Поэтому практически целесообразнее довольствоваться использованием теплоты дымовых газов в пределах котлоагрегата с экономайзером или воздухоподогревателем лишь до 140—200°, а в агрегатах без них — до 300—400°. Поэтому потеря тепла q_2 с отходящими газами бывает значительно больше других потерь.

Как показывают формулы, потеря с отходящими газами q_2 убывает при снижении коэффициента избытка воздуха. При этом повышаются температуры дымовых газов в топке и далее, чем улучшаются условия теплопередачи в котельном агрегате (уменьшается требуемая величина поверхности нагрева и затрата металла). Но при малых значениях α возрастают потери от химической неполноты сгорания,

что нежелательно. Практически при выборе коэффициента избытка воздуха α стремятся к получению наименьшей суммы потерь $q_2 + q_3$.

Уравнение теплового баланса котельного агрегата (равенство расхода и прихода тепла) может быть написано для 1 кг топлива в виде

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = Q_n^p \text{ ккал/кг} \quad (51)$$

или в процентах от теплотворности топлива

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 100. \quad (51a)$$

Так как $q_1 = \frac{Q_1}{Q_n^p} 100$, то, следовательно, к. п. д. котлоагрегата (брутто) может быть представлен через потери так:

$$\eta_{к. а} = \frac{q_1}{100} = \frac{100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5)}{100} = 1 - \frac{q_2 + q_3 + q_4 + q_5}{100}. \quad (52)$$

Так как по формуле (48) к. п. д. топки

$$\eta_m = 1 - \frac{q_3 + q_4 + q_5^m}{100},$$

то к. п. д. котлоагрегата может быть выражен формулой

$$\eta_{к. а} = \eta_m - \frac{q_2 + q_5^k}{100}, \quad (53)$$

где через q_5^k обозначена потеря тепла в окружающую среду теплоагрегата за исключением топки, т. е. $q_5^k = q_5 - q_5^m$.

Пример. Требуется определить потери тепла q_2 с отходящими газами, к. п. д. котлоагрегата брутто $\eta_{к. а}$ и потребный часовой расход топлива B кг/час, если заданы топливо — челябинский уголь $Q_n^p = 3700$ ккал/кг, коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $\alpha = 1,65$, температура уходящих дымовых газов $t_{yx} = 200^\circ$, температура воздуха $t_{x. в} = 30^\circ$, параметры пара $p = 14$ атм и $t = 300^\circ$, температура питательной воды $t_{п. в} = 80^\circ$ (подогрев до котлоагрегата), потери в котлоагрегате принять $q_3 = 3\%$, $q_4 = 6\%$, $q_5^m = 1,00\%$, $q_5 = 2,2\%$.

Производительность котлоагрегата $D = 6,5$ т/час.

Для подсчета тепла, унесенного отходящими газами, применяем приближенную формулу (50):

$$Q_2 = [V_{с. з}^{\min} c_{с. з} + V_{с. в} c_{с. в} + (\alpha - 1) V_0 c_{в}] (t_{yx} - t_{x. в}) \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \text{ ккал/кг},$$

где по формуле (38)

$$V_{с. з}^{\min} c_{с. з} = 0,79 V_0 c_{N_2} + 0,0187 K^p c_{CO_2}.$$

Для данного топлива в примере 1 (гл. III, § 5) было найдено $V_0 = 4,13$ н.м³/кг, $0,79 V_0 = 3,26$ н.м³/кг, $0,0187 K^p = 0,78$ н.м³/кг, следовательно, при $\alpha = 1,65$

$$(\alpha - 1) V_0 = 0,65 \cdot 4,13 = 2,68 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

По справочным таблицам (см. приложения) находим объемные изобарные теплоемкости между 0 и 200°: $c_{N_2} = 0,312$; $c_{CO_2} = 0,430$; $c_{в.п} = 0,362$; $c_в = 0,312$ ккал/мм³·град.

Беря из того же примера $V_{в.п} = 0,56$ мм³/кг, вычисляем

$$\begin{aligned} & 0,79V_0 c_{N_2} + 0,0187K^p c_{CO_2} + V_{в.п} c_{в.п} + (\alpha - 1) V_0 c_в = \\ & = 3,26 \cdot 0,312 + 0,78 \cdot 0,43 + 0,56 \cdot 0,362 + 2,68 \cdot 0,312 = \\ & = 1,017 + 0,335 + 0,203 + 0,836 = 2,391 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град.} \end{aligned}$$

Так как

$$t_{yx} - t_{x.в} = 200 - 30 = 170^\circ$$

и

$$1 - \frac{q_4}{100} = 1 - 0,06 = 0,94,$$

то поэтому

$$Q_2 = 2,391 \cdot 170 \cdot 0,94 = 381 \text{ ккал/кг}$$

и

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_n^p} 100 = \frac{381}{3700} 100 = 10,3\%.$$

В примере при $q_3 = 3,0\%$, $q_4 = 6\%$ и $q_5^m = 1,0\%$ был найден к. п. д. топки $\eta_{тм} = 0,90$, поэтому при $q_2 = 10,3\%$ и $q_5^k = q_5 - q_5^m = 2,2 - 1,0 = 1,2\%$ находим к. п. д. котлоагрегата по формуле (53):

$$\eta_{к.а} = \eta_{тм} - \frac{q_2 + q_5^k}{100} = 0,90 - \frac{10,3 + 1,2}{100} = 0,90 - 0,115 = 0,785$$

(или 78,5%).

Заметим, что при более точном раздельном вычислении энтальпий уходящих дымовых газов и подводимого воздуха мы нашли бы $Q_2 = 392$ ккал/кг, $q_2 = 10,6\%$, $\eta_{к.а} = 0,782$, т. е. потери были бы больше, а к. п. д. ниже (весьма незначительно).

Далее, для пара при 14 атм и 300° по таблицам перегретого пара находим энтальпию $i = 726,4$ ккал/кг, для питательной воды при $i_{п.в} = 80^\circ$ находим энтальпию $i_{п.в} = 80$ ккал/кг, и поэтому из формулы (46)

$$\eta_{к.а} = И \frac{i - i_{п.в}}{Q_n^p}$$

может быть найдена видимая испарительность топлива в данных условиях:

$$И = \eta_{к.а} \frac{Q_n^p}{i - i_{п.в}} = 0,785 \frac{3700}{646,4} = 4,49.$$

Общий расход топлива по формуле (45) при заданном расходе пара $D = 6500$ кг/час будет равен

$$B = \frac{D}{И} = \frac{6500}{4,49} = 1450 \text{ кг/час.}$$

7. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ТЕМПЕРАТУРА ГОРЕНИЯ И ТОПОЧНЫЙ ЭКРАН

Теоретической температурой горения $t_{теор}$ называется такая температура, которую имели бы дымовые газы в топке, если бы на их нагревание пошло целиком все получаемое топкой тепло Q_m как от сгорания топлива (с учетом потерь) $\eta_m Q_n^p$, так и добавочно внесенное в топку с воздухом и с дутьевым паром и пр. $Q_{доб}$:

$$Q_m = \eta_m Q_n^p + Q_{доб} \text{ ккал/кг.} \quad (54)$$

Энтальпия газов при теоретической температуре сгорания $t_{теор}$ и коэффициенте избытка воздуха α_m может быть выражена так:

$$J_{теор} = c_2 V_2 t_{теор} \text{ ккал/кг,}$$

где V_2 — объем газов при коэффициенте избытка воздуха в топке α_m в $\text{н.м}^3/\text{кг}$;

c_2 — средняя объемная изобарная теплоемкость газов при температуре $t_{теор}$ в $\text{ккал/н.м}^3 \cdot \text{град}$.

Приравнявая $J_{теор} = Q_m$, мы найдем теоретическую температуру горения:

$$t_{теор} = \frac{\eta_m Q_n^p + Q_{доб}}{c_2 V_2}. \quad (55)$$

В действительности не все фактически получаемое топкой тепло Q_m идет на нагревание газов в топке, так как некоторая часть этого тепла воспринимается лучевоспринимающими, или радиационными, поверхностями нагрева, расположенными в топке. Поэтому температура t_m'' газов в топке будет ниже теоретической температуры горения $t_{теор}$.

Обозначая через Q_A теплоту, передаваемую лучистым способом, а через Q_2 — теплоту, воспринятую газами в топке, имеем равенство

$$Q_m = Q_A + Q_2 \text{ ккал/кг,}$$

откуда переданное лучеиспусканием тепло на 1 кг топлива

$$Q_A = Q_m - Q_2 = \eta_m Q_n^p + Q_{доб} - V_2 c_2 t_m'' \text{ ккал/кг,} \quad (56)$$

а в час

$$Q_A^{час} = Q_A B \text{ ккал/час.} \quad (56a)$$

Температура t_m'' газов, покидающих слоевую топку или камерную с удалением шлака в твердом виде, должна быть примерно на 50° ниже температуры начала размягчения золы сжигаемого топлива, чтобы избежать зашлаковывания не только внутренней поверхности обмуровки топки, но и поверхностей нагрева, обращенных в топочную камеру, что приводит к снижению паропроизводительности котельного агрегата и требует остановки на чистку.

Таким образом, задаваясь в каждом частном случае желательной величиной температуры t_m'' , по формуле (56а) находим количество тепла Q_A^{qac} , которое должно быть воспринято радиационными поверхностями, а по этому теплу далее следует подсчитать необходимую величину этих поверхностей.

По приближенному методу, предложенному В. Н. Тимофеевым (ВТИ), величина эффективной лучевоспринимающей поверхности топки

$$H_A = \frac{Q_A^{qac}}{\sigma \tau [T_{теор}^2 - (T_m'')^2]} \text{ м}^2, \quad (57)$$

где Q_A — количество тепла, которое должно быть передано в топке лучевоспринимающим поверхностям, в ккал/час;

$T_{теор}$ — теоретическая температура горения в °К;

T_m'' — температура газов, покидающих топку, в °К;

σ — общий коэффициент излучения в топке;

τ — поправочный множитель.

Численные значения произведения $\sigma\tau$ приведены в табл. 7.

Таблица 7

Численные значения $\sigma\tau$

Род топлива	Метод сжигания	$\sigma\tau$
Бурые угли $\alpha_m = 1,2 \div 1,6$	Слоевой	$2,8 \cdot 10^{-8}$
Каменные угли	"	От $(2,8 \text{ до } 3,0) \cdot 10^{-8}$
Кусковой торф	"	
Фрезерный торф	Камерный	$3,5 \cdot 10^{-8}$
Угли	"	$1,55 \cdot 10^{-8}$
Мазут	"	$2,66 \cdot 10^{-8}$

Если имеющаяся эффективная лучевоспринимающая поверхность нагрева котла H_A^k , т. е. поверхность, обращенная в топку, меньше, чем требуемая по расчету H_A , то по стенам или внутри топки размещают дополнительную радиационную поверхность нагрева — так называемый экран с эффективной поверхностью

$$H_A^2 = H_A - H_A^k. \quad (58)$$

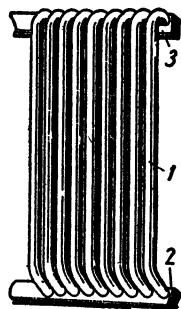
Наиболее распространенный экран состоит из открытых гладких вертикальных труб 1 (фиг. 6) диаметром 83, 60 мм и менее, концы которых выведены за обмуровку топки наружу и присоединены к коллекторам. Нижние коллекторы 2 питаются водой из водяного

пространства котла, а в верхних коллекторах 3 собирается получающаяся в трубках экрана паро-водяная смесь, откуда она отводится в паровое пространство котла.

Действительная поверхность экрана, равная полной наружной поверхности труб экрана, находится по формуле

$$H_s = \frac{H_s^0}{\varphi} M^2, \quad (59)$$

где $\varphi < 1$ — угловой коэффициент, зависящий от расположения экрана, шага (расстояния между осями труб), диаметра труб.



Фиг. 6. Экран.

Имея своим основным назначением охлаждение топочных газов до требуемой температуры, экраны служат также для облегчения условий работы и удлинения срока службы обмуровки топки. Экран дает возможность получить дополнительное количество пара, без увеличения внешних размеров котельного агрегата. Так как

передача тепла излучением вследствие высоких температур в топках значительно эффективнее передачи тепла в газоходах, то в современных котельных агрегатах размеры экранов развивают до максимально возможных пределов.

ГЛАВА V

УСТРОЙСТВО ПАРОВЫХ КОТЛОВ

1. УСТРОЙСТВО ПРОСТЕЙШЕГО ПАРОВОГО КОТЛА

Простейшим паровым котлом может служить стальной цилиндрический сосуд (барабан) с двумя днищами. Такая форма котла, являющаяся наиболее совершенной, была создана русскими техниками на Уральском и Алтайском заводах. Железо для котла впервые было применено великим русским изобретателем Иваном Ивановичем Ползуновым.

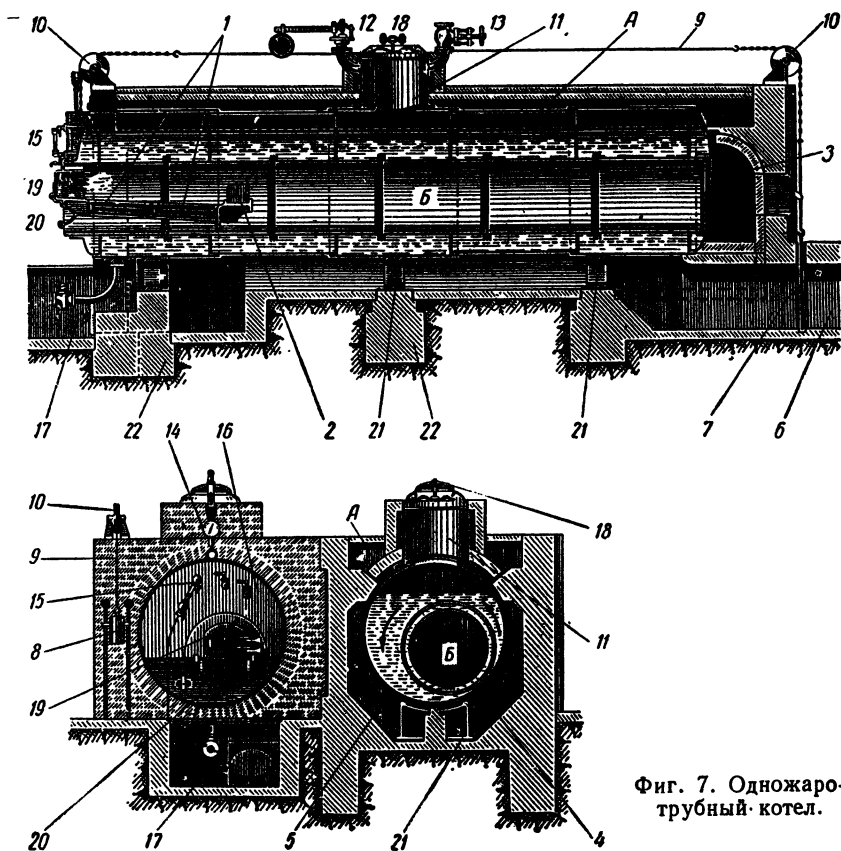
Стремление увеличить поверхность нагрева котла без увеличения его габаритов вызвало появление так называемых жаротрубных котлов.

Барабан *A* этого котла (фиг. 7) состоит из пяти звеньев, соединенных между собой заклепочными швами, и двух днищ. Внутри барабана проходит жаровая труба *B*, омываемая со всех сторон водой. Подобные котлы выполняются с одной или двумя жаровыми трубами.

Барабан лежит на трех чугунных опорах 21, передающих нагрузку от веса котла на фундамент 22. В передней части жаровой трубы расположена топка с колосниковой решеткой из двух рядов колосников 1, ограниченная порогом 2, выложенным из кирпича.

Топливо забрасывается в топку через загрузочное отверстие 19, закрываемое топочной дверцей. Воздух подводится к топливу через прозоры между колосниками снизу из зольника, куда он поступает через поддувало 20.

Дымовые газы из топки направляются к задней части котла по жаровой трубе, являющейся первым газоходом. Далее газы через



Фиг. 7. Одножаро-трубный котел.

поворотную камеру 3 идут в боковой газоход 4, обогревая одну сторону барабана котла, затем они переходят понизу на другую его сторону и по третьему газоходу 5 уходят в боров 6. Кладка обмуровки снаружи выложена из обыкновенного кирпича, а изнутри, где температура дымовых газов может превышать 600° , — из огнеупорного. Снаружи обмуровки для придания ей большей прочности устанавливаются металлические стойки.

Необходимая для движения газов по газоходам тяга создается дымовой трубой или дымососом. Для регулирования тяги в борове

установлена заслонка 7, управляемая с фронта котла при помощи цепей на блоках 10, тяг 9 и противовеса 8.

При омывании газами стенок жаровой трубы и парового котла тепло от газов переходит к воде, превращающейся в пар, который собирается в верхней части барабана и через парозапорный вентиль 13 на сухопарнике 11 выходит из котла к потребителю. Лаз 18 на сухопарнике используется при внутреннем осмотре и чистке котла.

Поверхность кипящей воды, разграничивающая водяное (нижнее) и паровое (верхнее) пространства, называется зеркалом испарения.

Наивысшая линия распространения горячих газов (огневая линия) всегда должна быть не менее чем на 100 мм ниже наинизшего уровня воды в котле во избежание перегрева стенки котла.

Приборы для питания котла водой на фигуре не показаны.

В одножаротрубном котле жаровая труба расположена эксцентрично. При этом в узкой прослойке воды (справа), получающей относительно больше тепла, чем широкая (левая), происходит сильное парообразование. Смесь воды с большим количеством пузырьков пара стремится подняться кверху, устанавливается круговое движение воды в котле около жаровой трубы — циркуляция, улучшающая теплопереход от стенки к воде. Во всех современных котлах так или иначе обеспечивается надежная циркуляция воды.

Двухжаротрубный котел отличается тем, что имеет две параллельно идущие жаровые трубы с отдельной топкой в каждой. Поверхность нагрева и паропроизводительность этих котлов больше, чем одножаротрубных.

Каждый котел должен быть снабжен необходимой арматурой и гарнитурой. Назначение арматуры — увеличение безопасности работы котла, гарнитура облегчает обслуживание котла.

К арматуре котла относятся манометр 14, предохранительные клапаны 12, водоуказательное стекло 15, водопробные краны 16, питательный клапан (вентиль), обратный клапан, спускной (продувочный) кран или вентиль 17 и парозапорный вентиль.

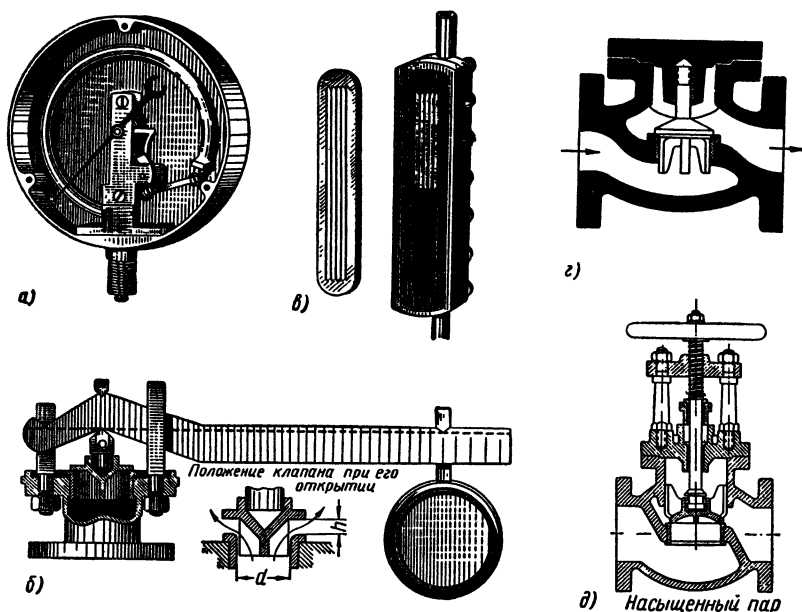
По манометру (фиг. 8, а) контролируется давление в котле. Наблюдая за манометром, кочегар регулирует процесс горения и работу котла таким образом, чтобы поддержать давление, соответствующее безопасной работе котла и требованиям потребителей.

Предохранительные клапаны (фиг. 8, б) служат для сигнализации и автоматического выпуска части пара в случае превышения допустимого давления в котле.

Водоуказательное стекло (фиг. 8, в) нужно для наблюдения за уровнем воды в котле. При помощи питательного вентиля можно отключить котел от питательной магистрали и регулировать количество воды, поступающей в котел.

Обратный клапан (фиг. 8, г) свободно пропускает воду в котел, но не выпускает ее обратно в питательную линию при прекращении питания или при аварии питательного трубопровода.

Спускной кран служит для спуска воды из котла при ремонте и для продувки котла. Продувка котла заключается в выпуске из котла части воды для удаления шлама и уменьшения концентрации солей, растворенных в котловой воде.



Фиг. 8. Арматура парового котла:

а — манометр; б — предохранительный клапан; в — водоуказательное стекло; г — обратный клапан; д — парозапорный вентиль для насыщенного пара.

Парозапорный вентиль (фиг. 8, д) служит для отъединения котла от паропровода.

К гарнитуре котла относятся люки и лазы, служащие для осмотра и очистки внутреннего пространства котла, заслонка, которой пользуются при регулировании силы тяги и для отъединения газопроводов котла, топочные дверцы и пр. По «Правилам устройства, установки и содержания паровых котлов» указанные выше части являются необходимой принадлежностью всякого котла.

Работа парового котла. Чтобы котел давал пар неизменного давления при переменном расходе пара потребителем, нужно поддерживать равновесие между количеством тепла, передаваемого от дымовых газов к воде, и теплом, требуемым для получения отбираемого от котла пара.

При нарушении этого равновесия вследствие повышения расхода пара давление в котле падает, а при уменьшении расхода растет. Чтобы поднять давление до прежней величины, нужно усилить

парообразование увеличением количества сжигаемого топлива, что достигается регулированием дутья и тяги заслонками. При открытии этих заслонок на большую величину увеличивают количество воздуха, подводимого к горящему топливу, топливо сгорает быстрее и выделяет больше тепла, в котле получается больше пара. В топку нужно подавать больше топлива.

Если котел производит пара больше, чем требуется потребителям, то давление в котле растет. Уменьшение давления пара достигается сокращением количества сжигаемого топлива. Более быстрое падение давления достигается усиленным питанием котла водой, которое на некоторое время ослабляет процесс парообразования.

Кроме процесса горения, нужно еще регулировать питание котла водой так, чтобы уровень воды в котле не поднимался выше нормы и не опускался ниже наименьшего допускаемого уровня.

Регулирование работы котла в настоящее время значительно облегчается установкой контрольно-измерительных приборов и автоматических регуляторов.

Колебания давления пара в значительной мере зависят от величины объема воды в котле, так как с повышением давления растет температура кипения и поэтому излишне подводимое тепло не столько расходуется на добавочное испарение, сколько воспринимается водой, задерживая повышение давления. Обратное будет при недостаточном подводе тепла. Вода является аккумулятором, замедляющим изменение давления пара в котле в ту и другую сторону. Поэтому задача поддержания постоянного давления облегчается в котлах с большим водяным объемом по отношению к поверхности нагрева и, наоборот, значительно затрудняется в котлах с малым содержанием воды, требующих сложной автоматизации процессов подачи воды, топлива и воздуха.

Причины взрывоопасности паровых котлов. Высокая температура воды в паровых котлах делает их взрывоопасными. Если произойдет по каким-либо причинам сообщение внутреннего пространства барабана котла с атмосферой (например, при перегреве и трещине стенки или разрыве шва), то давление мгновенно упадет до атмосферного, при этом за счет освобождающейся теплоты воды образуется значительное количество пара, занимающего объем, во много раз больший объема воды, произойдет взрыв. Взрывоопасность котла возрастает с увеличением водяного объема и давления пара.

Максимальная паропроизводительность жаротрубных котлов не превосходит 2,5—3 *т/час*, а тепловое напряжение поверхности нагрева составляет 20 000—25 000 *ккал/м² час*, давление обычно 8—12 *ати*.

Основные положительные качества жаротрубных котлов — простота устройства и обслуживания, нетребовательность к качеству питательной воды, хорошее использование поверхности нагрева жаровой трубы вследствие передачи значительной доли тепла путем

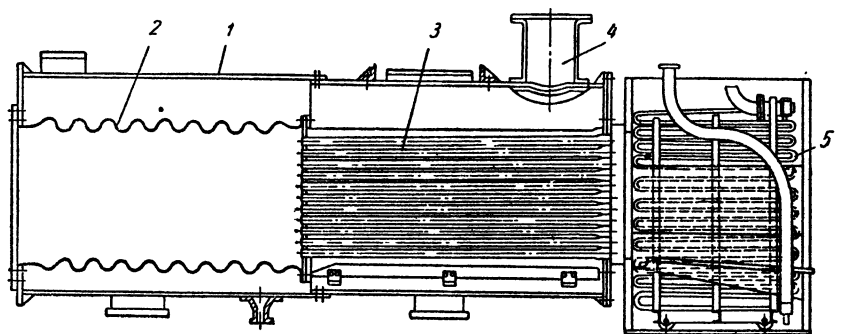
излучения, так как топка внутренняя. Большой объем воды дает возможность держать постоянное давление даже при резко меняющейся нагрузке и сохранять тепло при остановках котла на долгий срок. Однако большой объем придает жаротрубным котлам и отрицательные свойства: взрывоопасность и длительность растопки холодного котла.

Другие недостатки — большой расход металла на 1 м^2 поверхности нагрева, большая занимаемая площадь пола, невозможность применения повышенных и высоких давлений.

Жаротрубные котлы иногда употребляются в качестве водогрейных. В этом случае обмуровка котлов устраивается так, что газы омывают барабаны снизу, с боков и сверху.

2. КОТЛЫ С ДЫМОГАРНЫМИ ТРУБКАМИ И КОМБИНИРОВАННЫЕ КОТЛЫ

Котлами с дымогарными трубками называют цилиндрические котлы, имеющие большое число труб малого диаметра, проходящих



Фиг. 9. Локомотивный котел.

внутри водяного пространства котла от одного днища к другому. По этим трубам проходят дымовые газы. Топка размещается под барабаном.

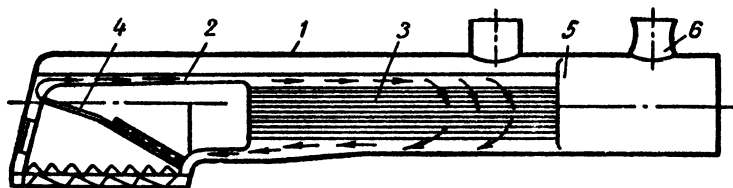
Большое распространение получили комбинированные жаротрубно-дымогарные котлы. Топка в комбинированных котлах размещается внутри жаровых труб, далее газы идут по дымогарным трубам. В комбинированных жаротрубно-дымогарных котлах хорошо используется теплообмен излучением в области высоких температур газов и теплообмен соприкосновением в области низких температур. Необходимость в обмуровке отсутствует, поэтому такие котлы применимы в передвижных установках.

В локомотивном котле 1 (фиг. 9) системы СК Людиновского завода с топкой в виде жаровой трубы 2 газы из дымогарных трубок 3 выходят в дымовую коробку, в которой иногда размещают

пароперегреватель 5, и далее они уходят в дымовую трубу. Пар из парового пространства котла выходит по патрубку 4*.

Локомотивные котлы с поверхностью нагрева до 100 м^2 строятся на давление до 18 атм . Нормальные паронапряжения составляют $25\text{—}30 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$ при температуре уходящих из котла газов $300\text{—}350^\circ$.

Основными недостатками локомотивных котлов являются трудность использования низкосортных топлив и сложность очистки поверхности нагрева от накипи.



Фиг. 10. Паровозный котел.

Паровозные котлы 1 (фиг. 10) отличаются от локомотивных большими размерами, особым выполнением топочной коробки 2 и размещением пароперегревателя внутри части дымовых трубок 3. Из дымовой камеры 5 газы уходят через дымовую трубу 6, работающую с искусственной тягой. Для улучшения циркуляции в топке имеются циркуляционные трубы 4. Направление циркуляции указано стрелками. Давление пара $17\text{—}22 \text{ атм}$ при температуре до 400° . Поверхность нагрева доходит до 300 м^2 при паронапряжении $50\text{—}60 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$. Высокие паронапряжения достигаются за счет повышенных нагрузок топки ($2\text{—}3 \text{ млн. ккал/час м}^2$), а следовательно и увеличенных потерь.

Основные недостатки паровозных котлов — трудность сжигания низкосортных топлив, трудность очистки котла от накипи, невозможность применения пара высокого давления, жесткость конструкции.

3. ВОДОТРУБНЫЕ КОТЛЫ С КАМЕРАМИ ИЛИ СЕКЦИЯМИ

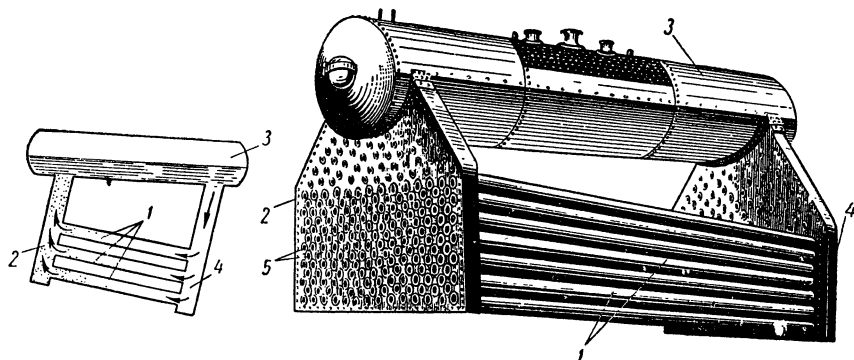
Дальнейшее развитие поверхностей нагрева привело к созданию водотрубных котлов, в которых основная поверхность нагрева состоит из кипящих трубок небольшого диаметра ($60\text{—}100 \text{ мм}$), снаружи обогреваемых газами, а изнутри омываемых водой.

Водотрубные котлы разделяются на горизонтальные (камерные и секционные) и вертикальные (бескамерные). В горизонтальных прямые трубки идут с небольшим уклоном, не больше 15° . В бескамерных котлах применяются как прямые трубки, располагаемые приблизительно вертикально, так и изогнутые.

* См. также раздел IV, фиг. 27.

Схема циркуляции воды и внешний вид без обмуровки камерного водотрубного котла приведены на фиг. 11. Камеры 2 и 4 представляют собой металлические коробки, клепаные или сварные. В одну стенку камеры ввальцовываются трубки 1, в противоположной стенке оставляются отверстия 5 (лючки) для чистки труб, закрываемые специальными крышками — лючковыми затворами. Чтобы предупредить выпучивание стенки, камеры укрепляют связями.

Газы из топки, находящейся ниже трубок, проходя между трубками, нагревают содержащуюся в них воду, превращая ее в пар. Чтобы пузырьки пара могли свободно выходить из трубок, последние устанавливаются наклонно. Пузырьки пара, поднимаясь кверху



Фиг. 11. Камерный горизонтально-водотрубный котел.

и увлекая вместе с собой воду, попадают в переднюю камеру 2, а оттуда в барабан 3 котла (см. фиг. 11). Вода поступает в трубки через камеру 4.

Паронапряжение поверхности нагрева камерных котлов составляет 30—35 кг/м² час.

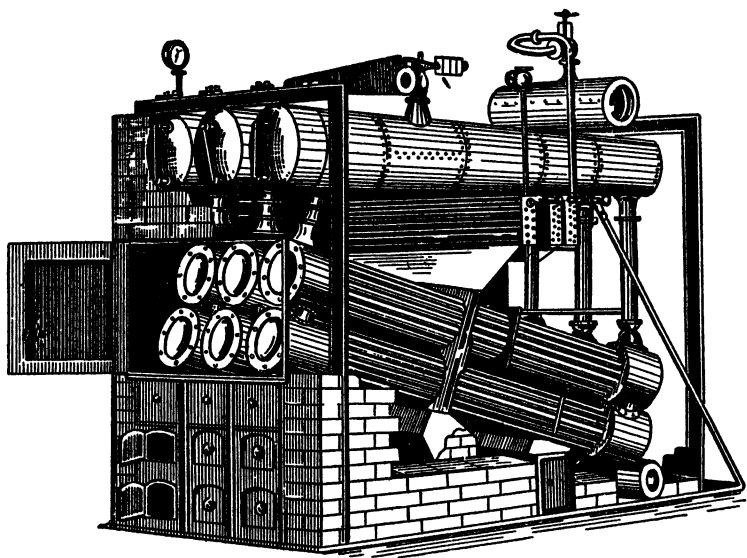
Основные недостатки камерных котлов связаны с наличием плоскостенных камер. Наличие камер придает громоздкость всей конструкции, затрудняет изготовление и монтаж (установку) котла, ограничивает повышение давления и величину поверхности нагрева. К недостаткам камерных котлов относится также жесткость конструкции. Кипятильные трубки, нагреваясь сильнее барабана, больше удлиняются, благодаря чему в местах крепления камеры к барабану возникают опасные напряжения.

Из-за отмеченных недостатков цельнокамерные котлы у нас не строятся, однако на ряде установок они еще работают.

Улучшение конструкции горизонтально-водотрубного котла достигается разделением камеры на отдельные части — коллекторы. Такие котлы называются с е к ц и о н н ы м и. Каждая секция состоит из пучка кипяtilьных труб, ввальцованных в коллекторы, которые при помощи соединительных труб связаны с барабаном

котла. Одна из первых таких конструкций была предложена инженером В. Г. Шуховым в конце прошлого столетия.

Котел Шухова (фиг. 12 и 13) состоит из барабанов и кипяtilьных труб, расположенных отдельными пучками. Трубки 8 каждого пучка (фиг. 13) концами завальцовываются в коллекторы — головки 2 и 7 цилиндрической формы. Каждый коллектор имеет крышку 9, снимаемую для осмотра и чистки всех труб пучка. Два пучка труб с коллекторами и один верхний барабан 1 объединяются в один



Фиг. 12. Внешний вид котла системы Шухова (без обмуровки).

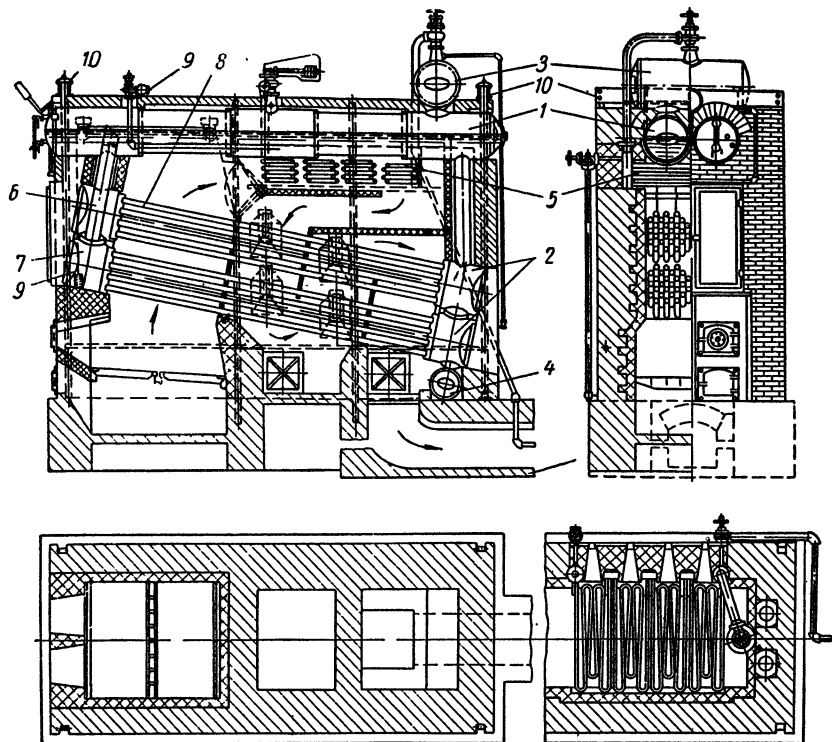
комплект поверхностью нагрева 105 или 125 м². Все детали котла стандартные. Барабаны подвешены к каркасу 10 котла. Такая компоновка котла значительно упрощает изготовление и его монтаж.

Для лучшей циркуляции воды обеспечен отдельный выход пароводяной смеси из нижних пучков в верхний барабан по трубе 6.

Барабаны объединяются общим поперечным сухопарником 3. Пар из сухопарника направляется в пароперегреватель 5. Грязевик 4 также общий для нескольких комплектов. Направление движения газов в газоходах показано стрелками. Котел системы Шухова явился первой в мировой технике конструкцией, разрешившей одну из важнейших задач массового развития котлостроения — максимальную стандартизацию отдельных элементов котлов и унификацию их размеров. Котлы Шухова получили большое распространение в промышленных установках с небольшим давлением и малой паропроизводительностью. В развитии отечественного котлостроения эти котлы сыграли большую и положительную роль.

К недостаткам котла Шухова относятся термическая жесткость, тесное расположение труб в пучках и недостаточное использование тепла потока газов.

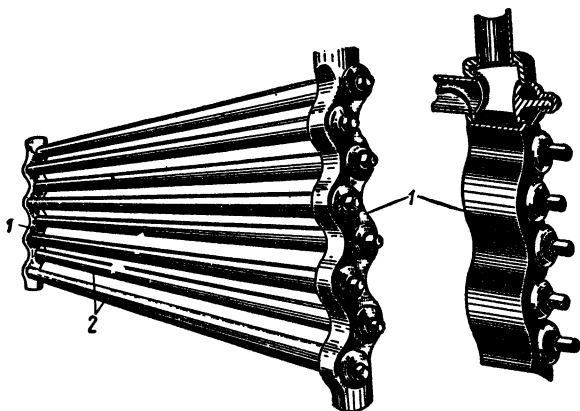
Видоизменением этих котлов были котлы Шухова — Берлина, отличающиеся наличием одного поперечного барабана и шахматным расположением пучков, что уменьшило вес котлов в 1,7 раза¹.



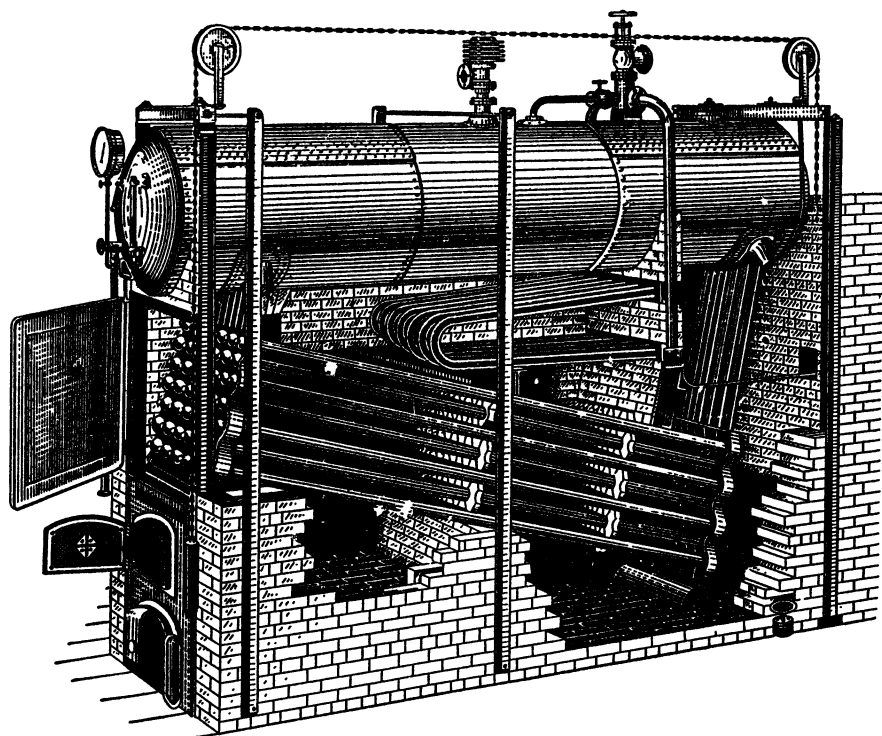
Фиг. 13. Котел системы Шухова.

Коллекторы в секционных котлах могут быть выполнены в виде прямых (котел Лазарева) или змееобразно изогнутых труб-камер (котел Бабкок и Вилькокс). Секция таких котлов состоит из группы трубок 2 (фиг. 14) и двух коллекторов 1. Змееобразная форма коллекторов позволяет разместить трубки в шахматном порядке и этим улучшить использование тепла газов. Внешний вид такого секционного котла показан на фиг. 15, а чертеж подобного же котла—на фиг. 16. Каждая секция, состоящая из трубок 6 и коллекторов 5, соединяется с барабаном 1 котла водоподводящей трубой 3 и пароводводящей 4. Получающийся в котле пар по трубкам 7 переходит в сухопарник 2

¹ В настоящее время котлы Шухова — Берлина не выпускаются.

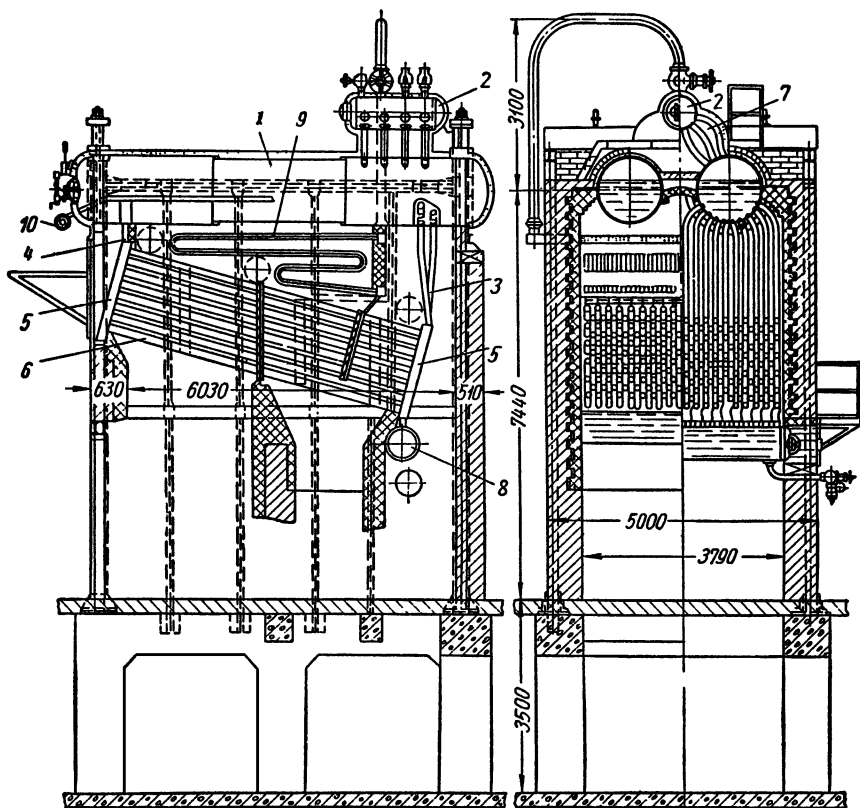


Фиг. 14. Секция котла Бабкок и Вилькоккс.



Фиг. 15. Секционный котел системы Бабкок и Вилькоккс.

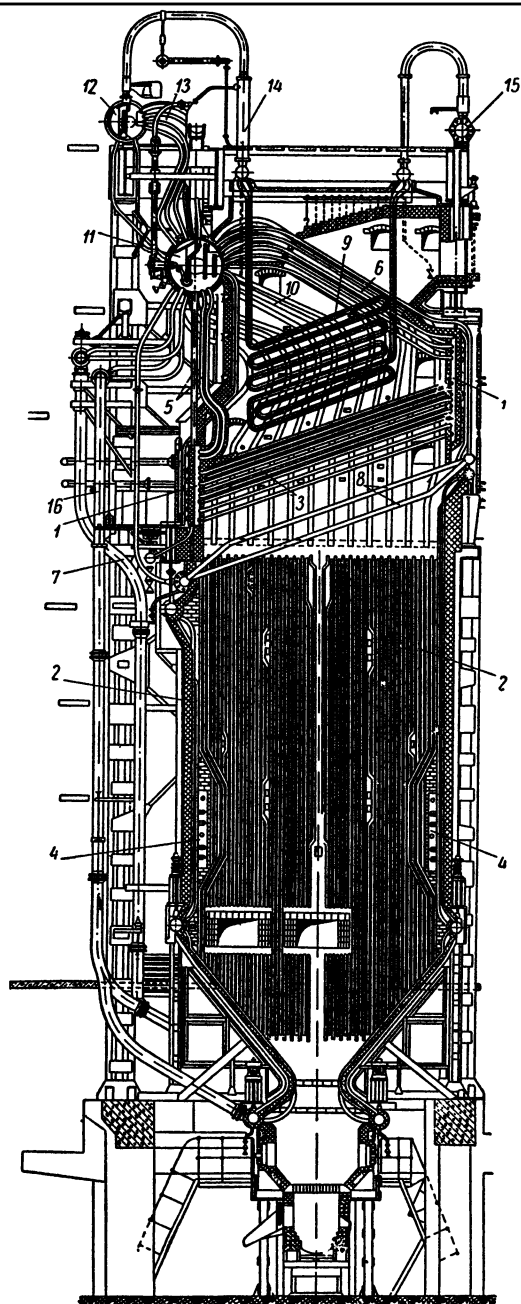
и затем в пароперегреватель 9. Питание котла водой осуществляется с фронта котла по трубе 10. Продувка котла производится через грязевик 8. Секционные котлы такого типа с продольным барабаном строились поверхностью нагрева до 500 м^2 на давление до 25 атм при паронапряжении $25\text{—}32 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$.



Фиг. 16. Секционный котел завода «Красный котельщик».

К недостаткам этих котлов относятся необходимость применения нескольких барабанов большого диаметра для котлов поверхностью нагрева свыше 200 м^2 , недостаточная циркуляция воды высокая стоимость коллекторов и высокий вес поверхности нагрева ($70\text{—}80 \text{ кг/м}^2$ при 25 атм). В настоящее время секционные котлы с продольным барабаном не строятся, но значительное количество таких котлов еще эксплуатируется в промышленных котельных.

Переход от продольных барабанов к поперечному барабану позволил создать вполне законченный тип секционного котла. Секционные котлы с поперечным барабаном (фиг. 17) применяются для паропроизводительности до 200 т/час и давления до 125 атм .



Фиг. 17. Секционный котел системы инж. Лазарева производительностью 200 т/час.

Длина поперечного барабана выполняется в соответствии с числом устанавливаемых секций. Барабан можно выполнить небольшого диаметра, способным выдержать высокие давления.

На фиг. 17 показан серийный советский котлоагрегат конструкции инж. Лазарева, выпускавшийся Ленинградским металлическим заводом имени Сталина (ЛМЗ), паропроизводительностью 200 т/час. Котел агрегата состоит из барабана 11 и кипяtilьных трубок 3, завальцованных в передние и задние вертикальные цилиндрические секционные камеры 1, которые присоединяются к барабану при помощи труб 5 и 6. Перед котельным пучком расположен фестон 8, представляющий собой ряд редко расставленных кипяtilьных трубок, также приключаемых к барабану котла при помощи коллекторов. Фестон затрудняет зашлаковывание первого газохода котла. Под котлом расположена сильно экранированная камерная топка с пылеугольными горелками 4.

Дымовые газы, поднимаясь из топки вверх, омывают фестон, ки-

пятильные трубки, пароперегреватель 9 и пароотводящие трубы 6, после чего опускаются вниз, последовательно омывая поверхности нагрева экономайзера и воздухоподогревателя (на чертеже не показаны).

Питательная вода поступает в барабан 11 котла, из него по водоподводящим трубам 5 и питательным трубам 7 и 16 вода следует в кипятельные трубки секций и экраны 2. Образующаяся в экранах и кипятельном пучке паро-водяная смесь выводится по пароотводящим трубам 10, 6 и др. в верхнюю часть барабана котла, а оттуда влажный пар отводится по трубам 13 в сухопарник 12 и далее через пароохладитель 14, служащий для регулирования температуры перегретого пара, направляется в змеевики пароперегревателя 9 и затем в паропровод 15. В этом котельном агрегате конвективная поверхность нагрева котла составляет всего 570 м^2 и основная часть пара получается в радиационных поверхностях.

Применение коллекторов трубчатой формы упростило их изготовление и снизило удельный расход металла.

4. БЕСКАМЕРНЫЕ ВОДОТРУБНЫЕ КОТЛЫ

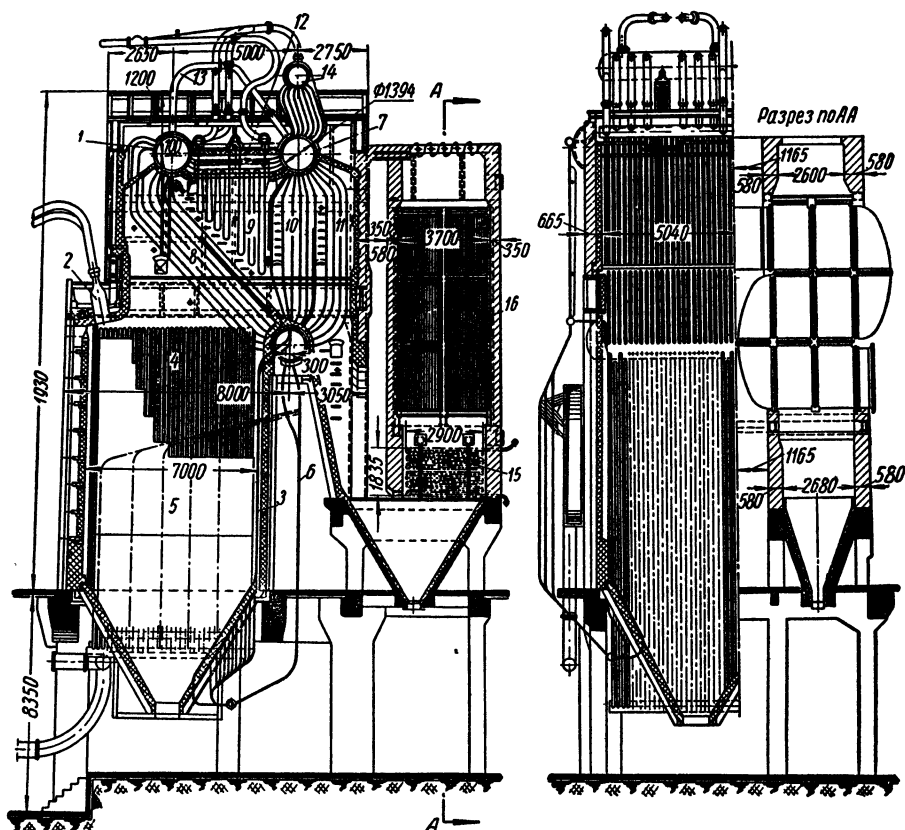
Значительное упрощение конструкции водотрубных котлов было достигнуто с переходом к бескамерным котлам, в которых кипятельные трубки, расположенные вертикально или с большим уклоном, присоединяются непосредственно к барабанам. При такой конструкции благодаря увеличению высоты столбов жидкости и паро-водяной смеси достигается улучшение циркуляции. Кроме того, такое расположение кипятельных труб позволяет увеличить размеры лучевоспринимающей поверхности нагрева котла и сокращает занимаемую площадь.

Применение прямых трубок в вертикальных котлах первоначально было вызвано желанием облегчить чистку труб от накипи, с переходом же на питание котлов хорошо очищенной водой стали применяться изогнутые трубки. Начальные конструкции котлов с изогнутыми трубками выполнялись многобарабанными. Переход на сильно изогнутые трубки дал возможность увеличить поверхность нагрева и придать котлам большую гибкость конструкции.

Бескамерный вертикально-водотрубный трехбарабанный котел со слабо изогнутыми трубками показан на фиг. 18.

Три барабана этого котла соединены четырьмя пучками кипятельных труб. Топка 5 камерная, с экранами 3 и 4, питание которых производится по опускным трубам 6. Пылевидное топливо в смеси с воздухом подается через горелки 2. Дымовые газы проходят последовательно через первый газоход котла 8, газоход перегревателя 9 и последние газоходы котла 10 и 11. За котлом установлены экономайзер 15 и воздухоподогреватель 16. Питание котла водой производится в задний верхний барабан 7. Вода опускается по заднему пучку 11 кипятельных трубок, паро-водяная смесь

поднимается по переднему 8 и среднему 10 пучкам. Основная масса пара собирается в переднем верхнем барабане 1, откуда пар направляется по трубам 13, а вода по трубам 12 в задний барабан и далее через сухопарник 14 во входной коллектор пароперегревателя 9. Перегретый пар из выходного коллектора пароперегревателя направляется к потребителю.

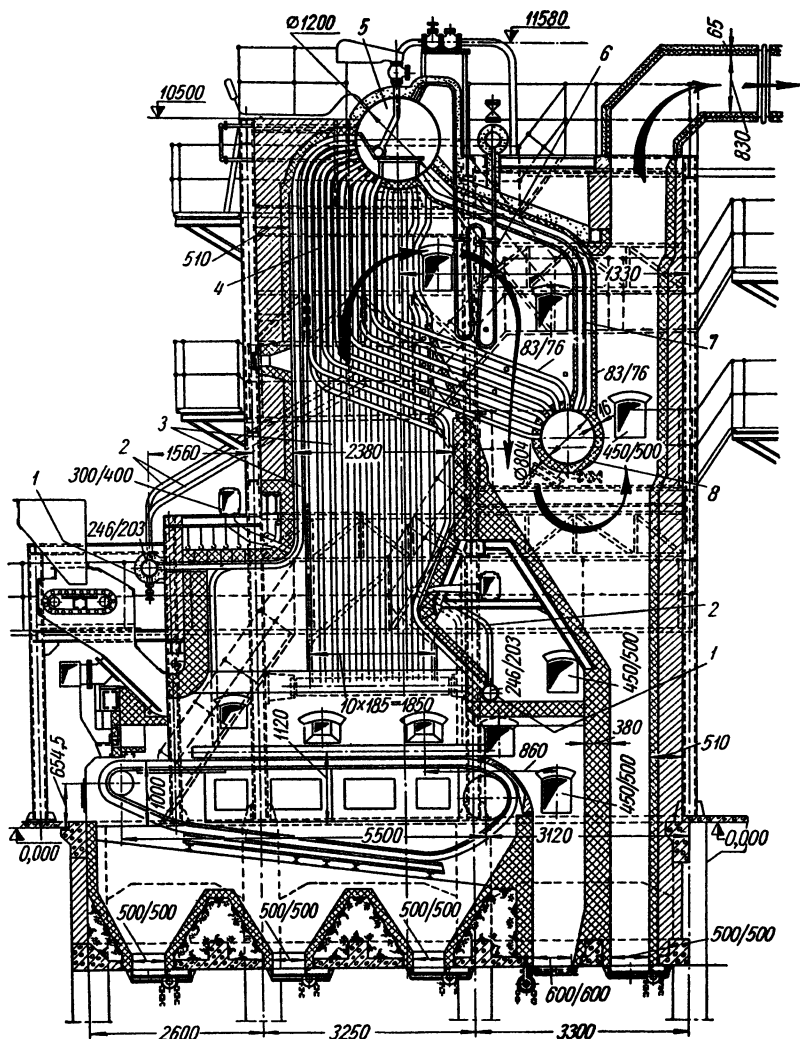


Фиг. 18. Трехбарабанный котел.

Котлы этого типа выпускались нашими заводами в 1930—1935 гг. на давление 32—34 *атм* и паропроизводительностью до 180 *т/час*.

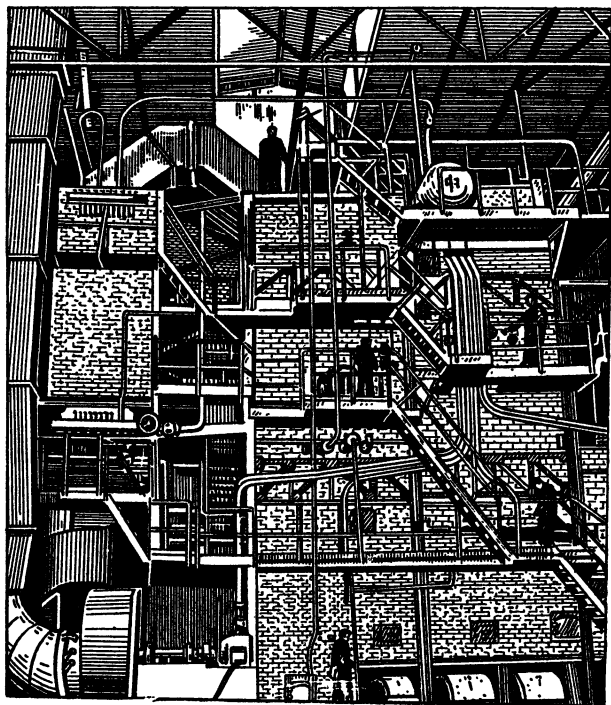
Более совершенными являются двухбарабанные котлы. Двухбарабанный котельный агрегат средней производительности типа СП (для слоевого сжигания топлива) производительностью 12 *т/час* на 16 *атм* и 250° показан на фиг. 19.

Барабаны 5 и 8 соединены двумя пучками труб. Передний пучок 4 (подъемный) омывается дымовыми газами (путь газов указан



Фиг. 19. Двухбарабанный котел типа СП производительностью 12 т/час.

стрелками), задний пучок 7 (опускной) для улучшения циркуляции покрыт тепловой изоляцией. Пар непосредственно из барабана 5 направляется в пароперегреватель 6 и из него к потребителю. Топка котла экранирована. Питание экранных труб водой осуществляется по опускным трубам 2, расположенным снаружи котла, через коллектор 1. Верхние концы экранных труб развальцованы непосредственно в барабане 5. Этот барабан лежит на подушках, которые передают всю нагрузку на каркас котла.



Фиг. 20. Внешний вид котельного агрегата с двух-барабанным котлом в обмуровке.

Такие котлы производительностью 12 и 20 $t/час$ для слоевого и камерного сжигания топлива строятся Таганрогским заводом. Внешний вид котельного агрегата с подобным котлом приведен на фиг. 20.

Большинство рассмотренных выше котлов малой мощности (жаротрубные котлы, водотрубные цельнокамерные, секционные и др.) не удовлетворяют современным требованиям. Они имеют значительные габариты, большой расход металла на килограмм вырабатываемого пара, жесткую конструкцию и пр. Советские конструк-

торы разработали более совершенные конструкции котлов малой мощности; к их числу относятся однопучковые двухбарабанные котлы, изображенные на фиг. 21 и 22.

Котел ЦКТИ типа ДКВ (фиг. 21) выпускается Бийским заводом, паропроизводительность его от 0,7 до 6,5 $m/час$ при давлении до 13 $ати$ и температуре перегретого пара 350°. Котел является транспортабельным, его можно перевозить в собранном виде на железнодорожных платформах. Верхний 2 удлиненный и нижний 4 короткий барабаны соединены пучком кипяtilьных трубок 3. Газы, выходя из топки 1, омыают кипяtilьные трубки котла поперечным током (их путь показан на плане стрелками).

Удлинение верхнего барабана дает возможность развить экран.

На фиг. 22 приведены разрезы котла КРШ (конструкции Курочко, Рассудова и Шафран). Для этого котла также характерно поперечное омывание газами пучков кипяtilьных трубок. Котлы типа КРШ и котел типа ДКВ имеют по сравнению с котлами Шухова и Шухова — Берлина значительно меньшие размеры и меньший расход металла.

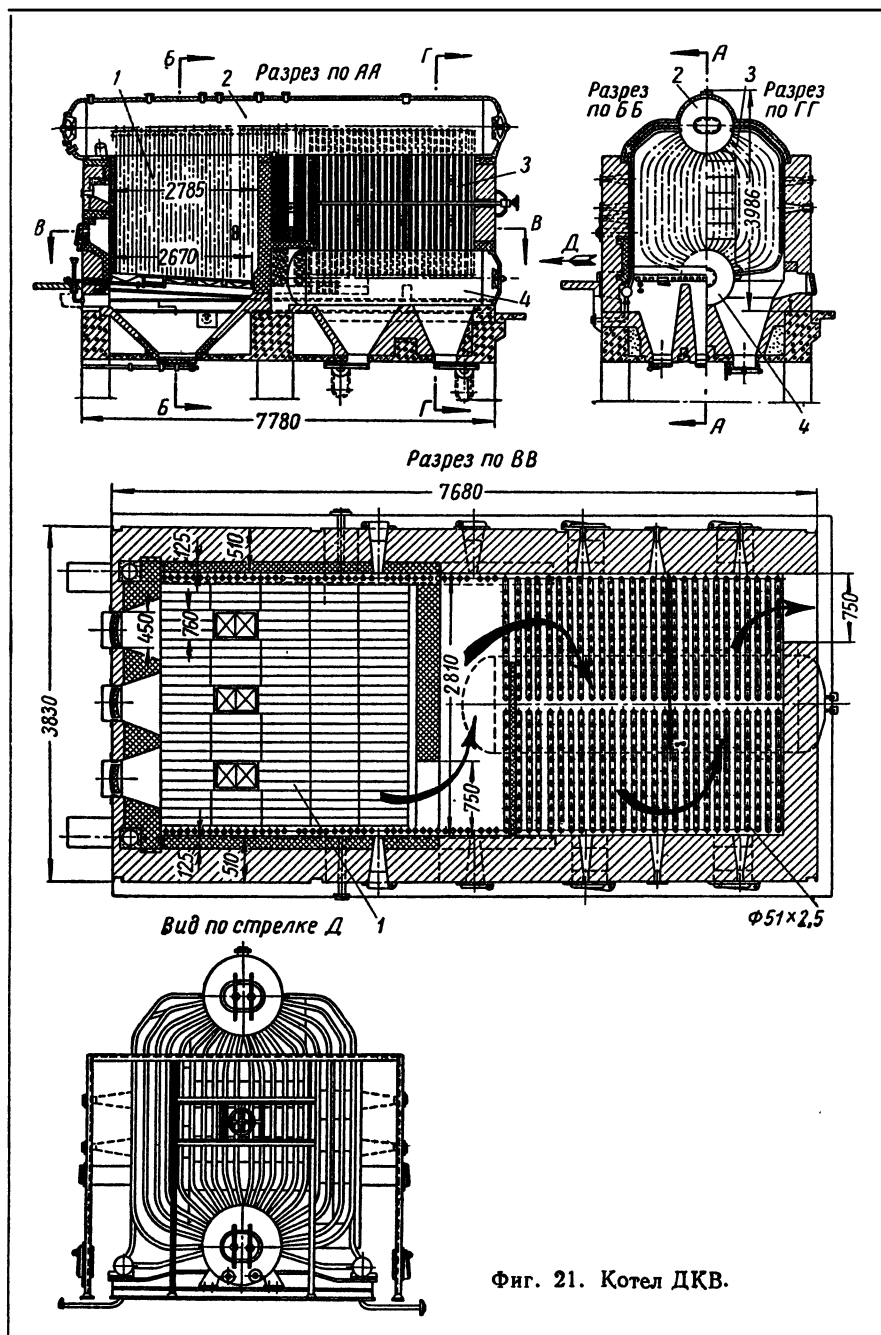
Котлы типа ДКВ и КРШ выпускаются для небольших производительностей взамен котлов Шухова — Берлина.

Экранирование топок, развитие поверхностей нагрева экономайзеров и воздухоподогревателей, а также повышение давления пара привели к уменьшению конвективных поверхностей нагрева котла и дали возможность уменьшить число барабанов до одного.

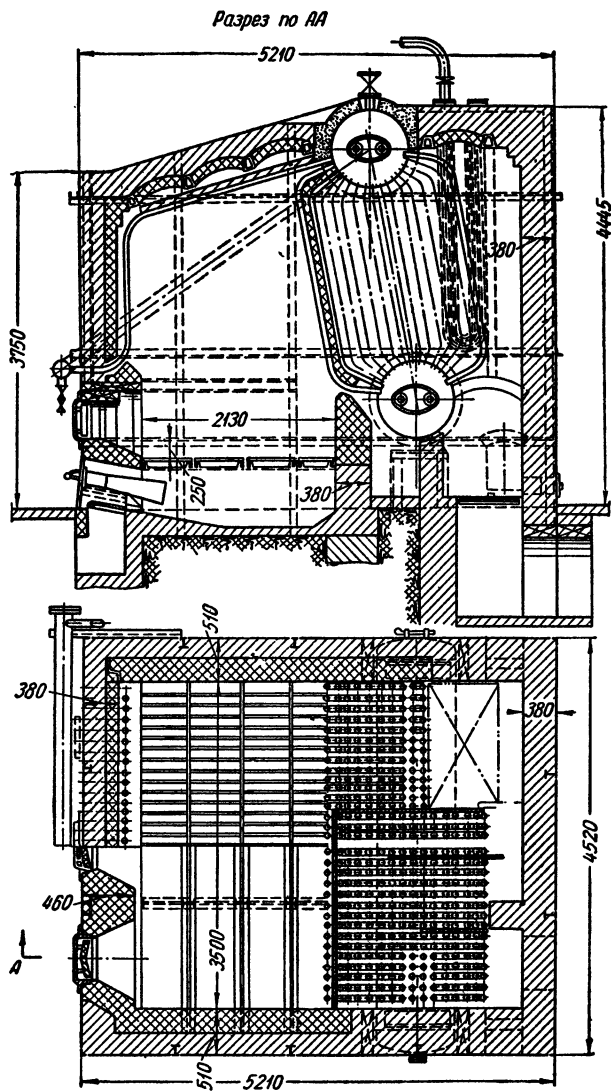
Схема современного однобарабанного котла производительностью 20 $m/час$ давлением 43 $ати$ при $t = 450^\circ$ с сильно развитыми экранными поверхностями и с конвективным котельным пучком, не имеющим горизонтальных или слабо наклоненных обогреваемых участков, приведена для случая компоновки с камерной топкой на фиг. 23.

В этих котлах пароотводящие трубы заднего экрана составляют небольшой предвключенный (по газам) к пароперегревателю 4 конвективный пучок 2. За этими трубами размещается небольшой конвективный котельный пучок 3 труб, выведенных непосредственно в котельный барабан и соединенных внизу коллектором 1. Питание этого коллектора осуществляется по трубам, расположенным вне обмуровки и не обогреваемым горячими газами. Дымовые газы, пройдя пароперегреватель 4, опускаются по вертикальному газоподогревателю, в котором расположены стальной экономайзер 5 и трубчатый воздухоподогреватель 6. Таким образом, котельный агрегат имеет компактное П-образное расположение. Котлы такого типа, выпускаемые нашими заводами на паропроизводительность до 200 $m/час$ (например ТП-200), при высокой надежности имеют наименьший расход металла на 1 m выработанного пара.

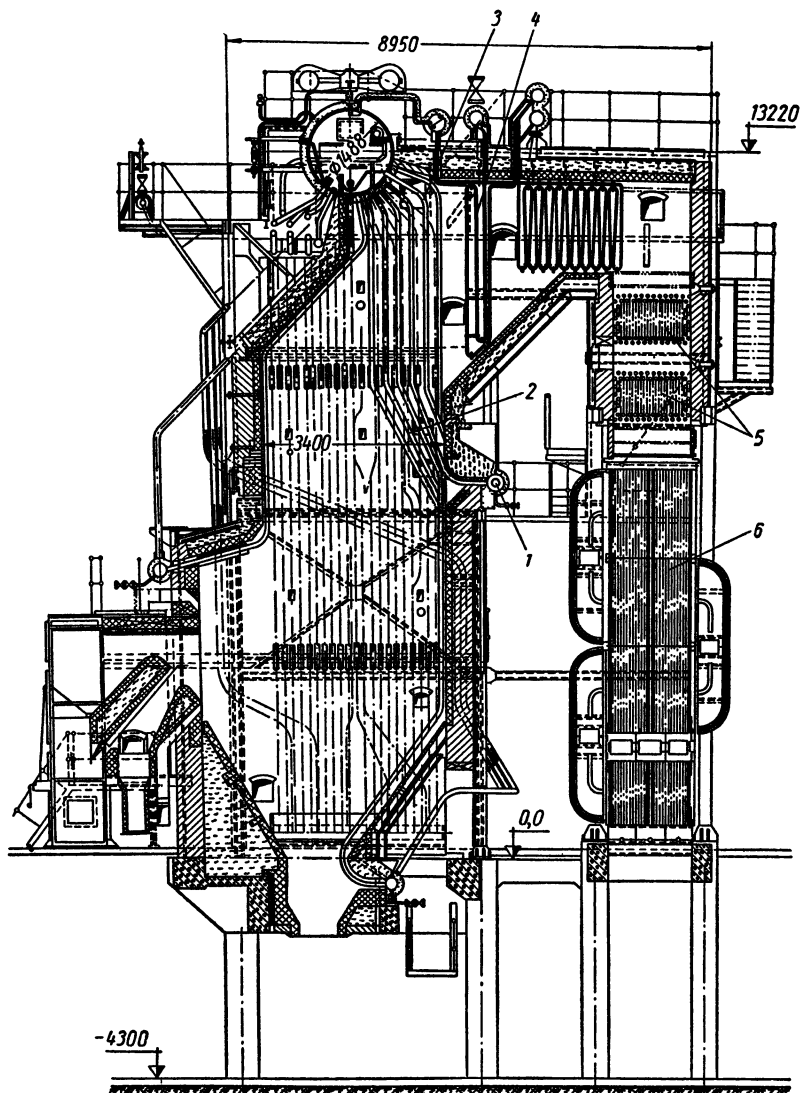
В процессе дальнейшего улучшения и удешевления котельного агрегата конвективный котельный пучок был в ряде конструкций полностью ликвидирован за счет некоторого развития поверхности



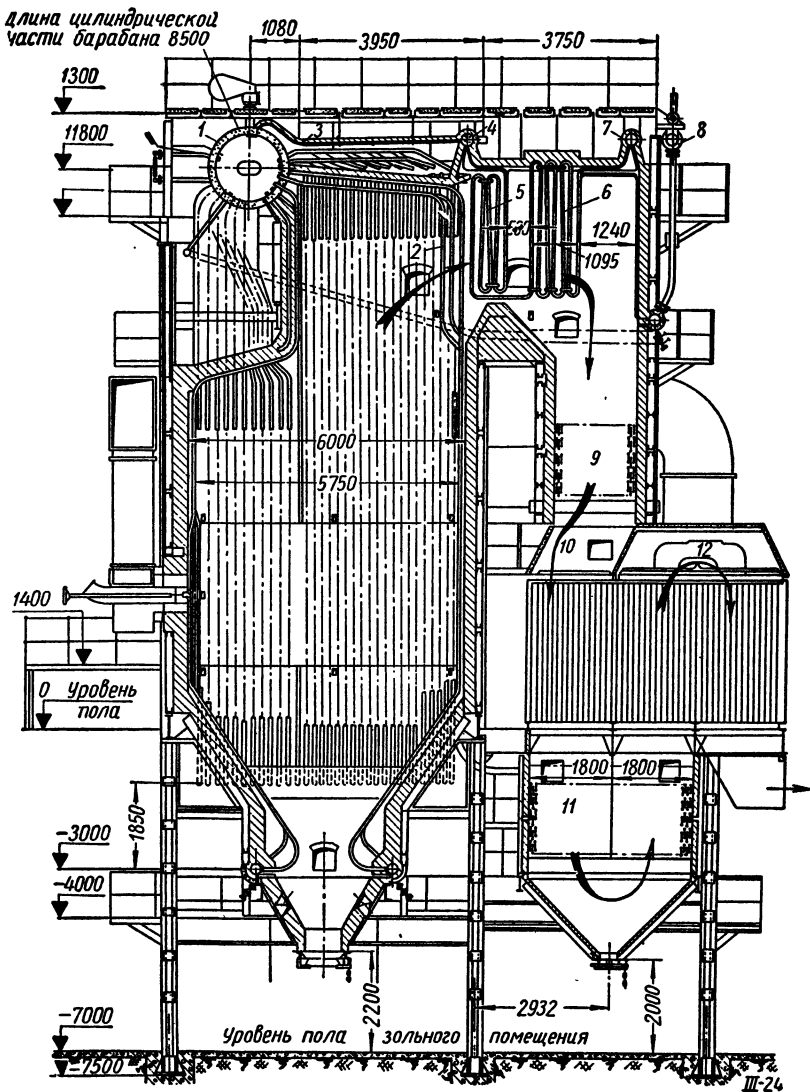
Фиг. 21. Котел ДКВ.



Фиг. 22. Котел КРШ.



Фиг. 23. Однobarабанный котел Таганрогского завода производительностью 20 т/час с камерной топкой.



Фиг. 24. Котлоагрегат ЦКТИ производительностью 75 т/час, 39 атм, 450°.

нагрева экономайзера. Схема котельного агрегата такого типа системы ЦКТИ паропроизводительностью 75 м/час при 39 атм и $t = 450^\circ$ приведена на фиг. 24. Дымовые газы последовательно омывают фестон 2, змеевики 5 и 6 пароперегревателя, первую по ходу газов ступень 9 экономайзера, первую по ходу газов ступень 10 воздухоподогревателя, вторую по ходу газов ступень 11 экономайзера, вторую по ходу газов ступень воздухоподогревателя 12. Пар по трубам 3 из барабана 1 через регулятор перегрева 4 идет в первую часть 5 пароперегревателя, промежуточный коллектор 7 и во вторую часть 6 перегревателя. Перегретый пар идет к потребителю из коллектора 8.

5. ПРЯМОТОЧНЫЕ КОТЛЫ

В рассмотренных выше системах котлов происходит многократное движение воды по некоторому замкнутому контуру. Котельные агрегаты, в которых вода, превращаясь в пар, однократно омывает поверхности нагрева, называются **прямоточными**. Принцип прямоточного испарения был предложен еще в 1820 г. Литвиновым. Котлы с однократным принудительным испарением были предложены впервые также русским инженером Табуловичем в середине прошлого века. В 1893 г. был построен прямоточный котел Д. И. Артемьева. Наиболее совершенное свое развитие этот принцип получил в советских прямоточных котлах конструкции Л. К. Рамзина. Первый опытно-промышленный котел Л. К. Рамзина мощностью $160\text{—}200 \text{ м/час}$ на давление 140 атм при 500° в 1932—1935 гг. являлся первым в мире как по давлению, так и по паропроизводительности.

Прямоточный котельный агрегат представляет собой систему змеевиков, расположенных в газоходах агрегата. Перемещение жидкости в них осуществляется принудительно питательными насосами. Проходя по змеевикам, вода сперва подогревается, а затем испаряется и переходит в перегретый пар.

Схема советского прямоточного котла Рамзина 51 СП 220/100 производительностью 220 м/час пара давлением 100 атм и температурой 495° приведена на фиг. 25.

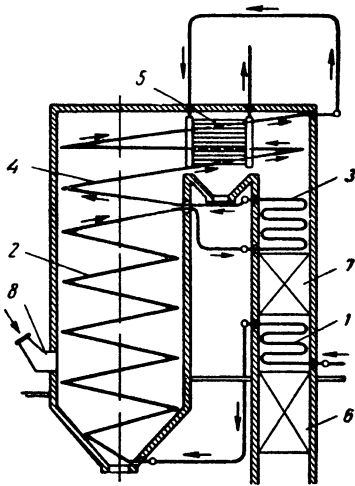
Топливо подается через горелку 8. Питательная вода с температурой 185° поступает в конвективный экономайзер 1, подогревается в нем до 233° (при работе на подмосковном угле) и далее направляется в трубки экрана, выполненные в виде спирали. В нижней части этого экрана производится подогрев воды до температуры кипения, а затем и испарение значительной части (около 70%) воды.

Испарение в радиационной зоне всей воды недопустимо, так как отложение на стенках труб солей, содержащихся в воде, может привести к перегосу этих труб.

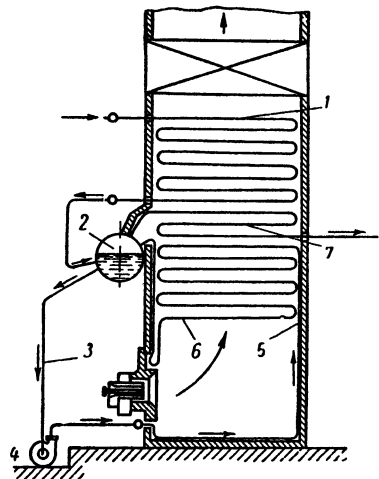
Из радиационной зоны 2 паро-водяная смесь переходит в конвективную поверхность нагрева, называемую переходной зоной 3. Здесь происходит испарение остальной влаги и частичный перегрев

пара (до 342°). Выпадающие соли удаляются путем периодических промывок.

Из переходной зоны пар идет в радиационный перегреватель 4, а затем в конвективный перегреватель 5. Воздух, необходимый для горения, подогревается в воздухоподогревателе 7 и 6. Вследствие отсутствия барабанов и минимального числа коллекторов и соединительных труб расход металла в прямоточных котлах на 1 т получаемого пара меньше, чем у котлов с многократной циркуляцией, что особенно существенно при высоких давлениях, когда приходится применять дорогие легированные стали.



Фиг. 25. Схема прямоточного котла системы Рамзина.



Фиг. 26. Схема котла с многократной принудительной циркуляцией.

К недостаткам прямоточных котлов относится трудность регулирования работы и удаления солей котловой воды путем продувки. Прямоточные котлы должны питаться чистым конденсатом или смесью его с дистиллированной водой, причем солесодержание питательной воды не должно превышать 5 мг/кг . Регулирование их работы автоматизировано.

Прямоточные котлы Рамзина выпускаются производительностью до 220 т/час , на давление пара от 35 до 140 атм и температуру от 425 до 510° . Советские прямоточные котлы являются совершенным современным агрегатом.

Котлы с многократной принудительной циркуляцией. Искусственная циркуляция осуществляется при помощи циркуляционного насоса 4 (фиг. 26), получающего воду из барабана-сепаратора 2 по трубам 3 и нагнетающего ее в трубки экранов 5 и котла 6. Полученный насыщенный пар из барабана-сепаратора направляется в пароперегреватель 7, откуда идет к потребителю. Питание котла водой осуществляется через экономайзер 1.

Применение искусственной циркуляции дает возможность использовать в котле кипяtilьные трубы малого диаметра с высоким коэффициентом теплопередачи. Кроме того, применение труб малого диаметра дает возможность осуществить почти любую компоновку поверхностей нагрева, добываясь уменьшения наружных размеров котельного агрегата.

Принцип принудительной многократной циркуляции может быть использован и для одного экрана. Экраны с искусственной циркуляцией применяются при невысоких топках, когда затруднительно применение естественной циркуляции. Котлы с принудительной многократной циркуляцией получили в СССР лишь незначительное распространение.

6. КОТЛЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

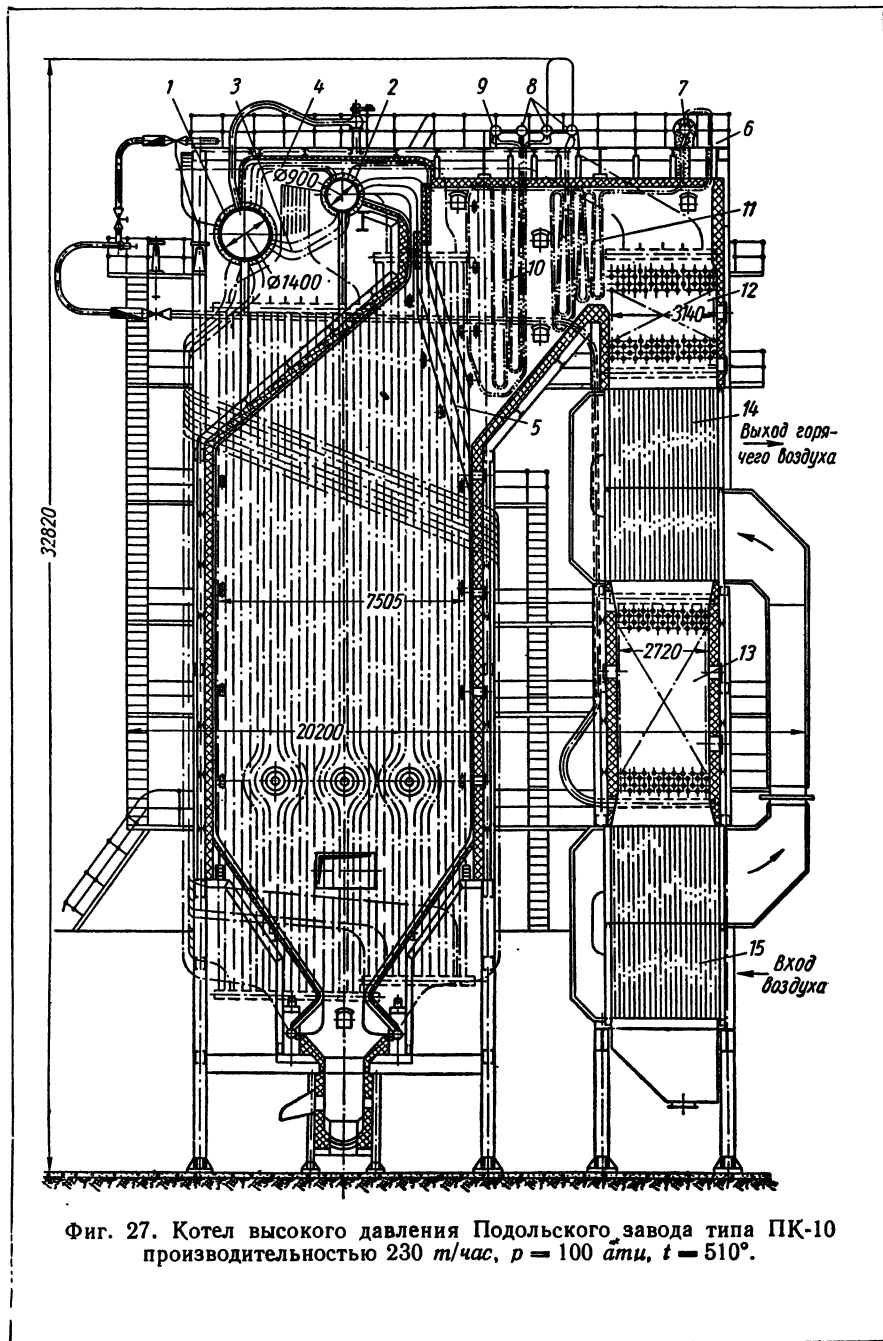
Применение пара высокого начального давления и температуры значительно повышает общий к. п. д. паросиловой установки и снижает расход топлива. Высокие параметры пара вызывают в котельных агрегатах ряд конструктивных особенностей. Высокое давление пара требует значительного увеличения толщины стенок труб, коллекторов и барабанов (так, например, толщину стенок барабанов увеличивают с 45 мм при 35 *атм* до 90 мм при 110 *атм*). Совместное действие на металл высоких давлений и температур приводит вследствие так называемой ползучести металла к остаточным деформациям, потере металлом прочности и его разрушению.

В связи с этим детали, подверженные действию высоких давлений и температур, изготавливаются из более стойких в отношении ползучести углеродистых и легированных (молибденовых, хромомолибденовых, никелевых и др.) сталей. Барабаны в котлах высокого давления приходится отковывать, что повышает и без того высокую их стоимость. Поэтому в котлах высокого давления особенно стремятся уменьшить диаметр и число барабанов или обойтись совершенно без них.

Уменьшение с ростом давления теплоты парообразования и увеличение теплосодержания жидкости вызывает соответствующее сокращение испарительных и развитие экономайзерных поверхностей нагрева. Изменяются также и условия циркуляции пароводяной смеси в связи с изменением удельного объема пара, ухудшаются условия отделения влаги от насыщенного пара.

Котлы высокого давления выполняют как в виде прямоточных, так и с естественной циркуляцией. Современный котел высокого давления изготовления Подольского завода имени С. Орджоникидзе типа ПК-10 производительностью 230 *т/час*, на давление 100 *атм* и температуру 510° показан на фиг. 27.

Котел оборудован пылеугольной топкой. Специального котельного испарительного пучка нет. Небольшая конвективная поверхность нагрева образована отводящими трубами 5 заднего экрана. Непосредственно за этими трубами расположен пароперегреватель, разделенный на две секции 10 и 11. В секции 11 возможно отложение унесенных вместе с влагой солей, поэтому она во избежание пережога труб расположена в зоне более низких температур газов.



Фиг. 27. Котел высокого давления Подольского завода типа ПК-10
производительностью 230 т/час, $p = 100$ атм, $t = 510^\circ$.

В опускном газоходе котлоагрегата размещены водяной экономайзер 12 и 13 и воздухоподогреватель 14 и 15. Как экономайзер, так и воздухоподогреватель выполнены двухступенчатыми. Этим достигается увеличение температуры нагрева воздуха, а следовательно, и интенсификация процесса горения топлива, и, кроме того, увеличение разности температур между дымовыми газами и нагреваемыми водой и воздухом.

Питание котла водой производится в барабан 1, откуда вода по опускным трубам поступает в нижние коллекторы экранов. Образующаяся в экранах паро-водяная смесь поступает в предвключенный разделительный барабан 2, где происходит предварительное отделение пара от воды. Далее пар по пароперепускным трубам 4, а вода по водоперепускным трубам 3 переходит в основной барабан 1, в котором происходит уже окончательное отделение влаги от пара. Насыщенный пар из барабана 1 по трубам 6 поступает в парохладитель 7, а затем последовательно в секции 11 и 10 пароперегревателя через промежуточные коллекторы 8. Перегретый пар направляется к потребителю из коллектора 9.

Котлоагрегат ПК-10 относится к группе так называемых унифицированных котлов, конструкция которых при сжигании различных топлив отличается лишь сравнительно незначительным изменением величины поверхностей нагрева экономайзера и пароперегревателя. Унификация котельных агрегатов дает возможность быстрого перевода действующих установок с одного топлива на другое и позволяет организовать серийное, стандартизованное производство котлоагрегатов. Эта задача, оказавшаяся не под силу капиталистическим странам, успешно разрешена у нас. В СССР котельные агрегаты высокого давления проектируются и строятся унифицированными¹.

ГЛАВА VI

ТОПКИ

1. ТОПКИ С НЕПОДВИЖНЫМ СЛОЕМ ТОПЛИВА

Ручная топка. *Ручной называется слоевая топка, в которую топливо забрасывается, а зола и шлак удаляются вручную.*

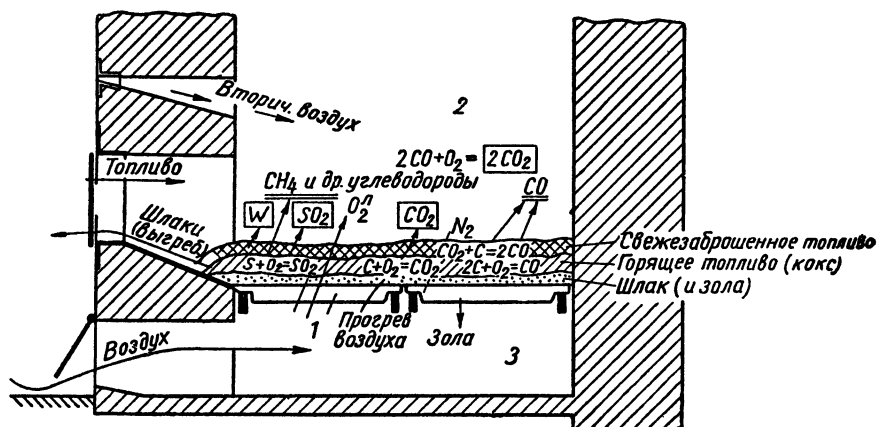
Устройство простейшей топки для кускового топлива. Основные части ручной топки (фиг. 28) — колосниковая решетка 1, топочное пространство 2 и зольник 3.

Колосниковая решетка поддерживает слой горящего кускового топлива и распределяет подводимый через поддувало воздух. Топочное пространство служит для смешения с воздухом и

¹ Методы унификации котельных установок были разработаны коллективом ВТИ под руководством С. Я. Корницкого.

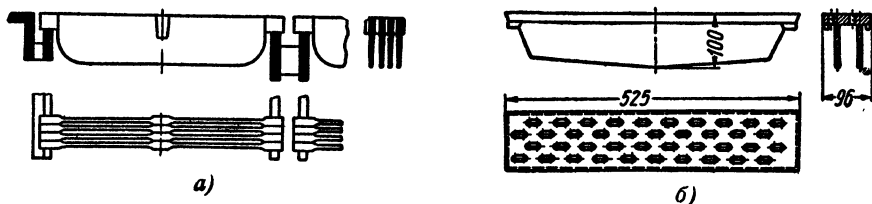
сжигания горючих летучих, выделяющихся из топлива. В нижней части зольника собирается зола, проваливающаяся через решетку.

Колосниковая решетка набирается из отдельных чугунных брусков клиновидного сечения — балочных колосников (фиг. 29, а).



Фиг. 28. Ручная топка.

Между колосниками остаются щели — прозоры для подвода воздуха к топливу. Площадь этих прозоров, выраженная в процентах всей площади решетки, называется живым сечением решетки.



Фиг. 29. Колосники:

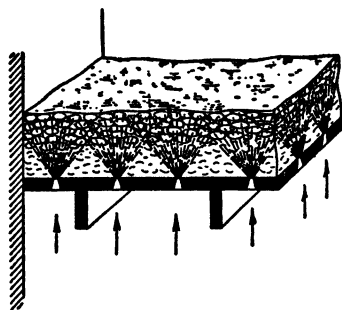
а — балочные; б — плитчатые.

Форма колосников — пластина, поставленная на ребро. При такой форме образуется достаточная поверхность охлаждения колосника воздухом.

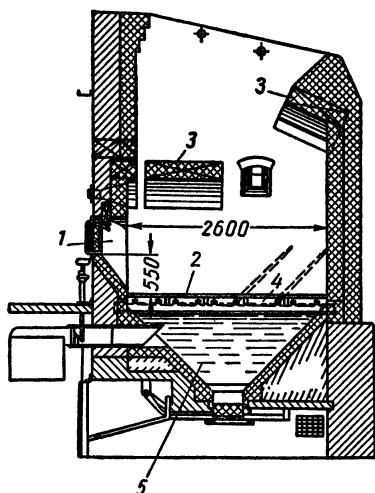
Кроме балочных, широко применяются также предложенные виднейшим русским теплотехником К. В. Киршем плитчатые колосники, выполненные в виде чугунных плит со щелями для подвода воздуха (фиг. 29, б). В плитках, имеющих малое живое сечение (около 10—15%), зона горения располагается выше, дальше от колосников (фиг. 30), что предохраняет их от пережога при сжигании углей с небольшим выходом летучих.

Работа ручной топки. Кочегар периодически забрасывает топливо на раскаленный слой, лежащий на решетке. Только что брошенное топливо нагревается от горящего слоя топлива и раскаленной кладки. При нагревании топливо сперва просушивается, а затем выделяет горючие летучие. Вследствие тяги горючие газы поднимаются в топочное пространство, смешиваются с воздухом и горят, образуя пламя.

Топливо, остающееся на решетке, постепенно превращается в кокс. Кокс горит на решетке. После сгорания кокса остается зола. Если температура в слое



Фиг. 30. Расположение зоны горения у решетки с малым живым сечением.



Фиг. 31. Ручная топка для сжигания бурых углей.

выше температуры плавления золы, то она плавится. Расплавленная зола, стекая вниз, встречает воздух и колосники, охлаждается и отвердевает, образуя застывший шлак.

Накапливающийся на решетке шлак выгребается во время чистки решетки. Удаление шлака производят либо через загрузочное отверстие, либо через специальные опрокидные колосники. Эти колосники 4 специальными рычагами (см. фиг. 31) могут быть повернуты так, что в решетке образуется отверстие, через которое шлак сгребают в шлаковый бункер 5.

Чтобы летучие горючие успели сгореть, нужно, чтобы они были в топке достаточное время. Это достигается соответствующими размерами топочного пространства.

Размеры топочного пространства рассчитываются по его видимому тепловому напряжению. Площадь колосниковой решетки определяется по ее тепловому напряжению.

Величина теплонапряжений топочного пространства и решетки зависит от вида топлива и способа его сжигания (см. табл. 8).

Для обеспечения более совершенного сжигания топлива важно правильно выбрать толщину слоя топлива на решетке. Для крупного

Таблица 8

Характеристики ручных топок

Род топлива	$\frac{Q}{R}$ в ккал/м ² час	$\frac{Q}{V_m}$ в ккал/м ³ час	α_m	q_3 в %	q_4 в %
Дрова	1100·10 ⁸	300·10 ⁸	1,3	3	1,5
Торф кусковой	1000·10 ⁸	300·10 ⁸	1,3	3	2
Бурые угли при $W^p > 25\%$	700·10 ⁸	250·10 ⁸	1,4	3	8
Бурые угли при $W^p < 25\%$	800·10 ⁸	250·10 ⁸	1,4	3	6
Каменные угли марок Д, Г, ПЖ	900·10 ⁸	250·10 ⁸	1,4	4	5
Каменные угли марки Т	700·10 ⁸	250·10 ⁸	1,4	3	7
Антрациты несортированные и рядовые	700·10 ⁸	300·10 ⁸	1,5	2	9
Антрациты сортированные	900·10 ⁸	300·10 ⁸	1,3	2	7

Примечание. $\frac{Q}{R}$ — тепловое напряжение решетки; $\frac{Q}{V_m}$ — тепловое напряжение топочного пространства; α_m — коэффициент избытка воздуха в конце топки; q_3 — потеря тепла от химической неполноты горения; q_4 — потеря тепла от механической неполноты горения.

топлива она должна быть больше, чем для мелкого. Для бурых углей толщина слоя должна составлять 40—70 мм, для антрацита 100—200 мм, для дров около 700 мм и т. д. Поэтому для дров и торфа загрузочную дверцу следует располагать значительно выше над решетками, чем, например, для углей. Высота расположения загрузочного отверстия над решеткой определяется также толщиной слоя шлака на решетке, а следовательно, и зольностью топлива. Если сжигать многозольное топливо (например, подмосковный уголь) в топке с небольшим углублением решетки, то такую топку часто придется останавливать на чистку.

Устройство ручной топки для сжигания антрацита или каменных углей при отсутствии зольного подвала показано на фиг. 22. Стандартная длина решеток у таких топок около 2100 мм. Дутье комбинированное, т. е. воздух может подаваться вентилятором под давлением 80—100 мм вод. ст. и при помощи струи пара, вытекающей из парового сопла, установленного в диффузоре.

Паровым дутьем пользуются лишь изредка, например после чистки топки, когда отсутствует шлаковая подушка, защищающая

решетку от действия высоких температур. Паровое дутье усиливает охлаждение колосников и помогает создать пористую шлаковую подушку.

При отсутствии парового дутья шлак во время чистки выгребают не весь, часть его оставляют для создания изолирующей шлаковой подушки.

Отсутствие зольного подвала затрудняет удаление из топки шлака.

На фиг. 31 показана ручная топка для бурых углей. Решетку для обеспечения достаточной мощности топки приходится делать длиннее (2500—2600 мм). Расстояние между нижним краем загрузочного отверстия 1 и решеткой 2 в связи с высокой зольностью доведено до 550 мм. Кроме того, для уменьшения потерь от механической и химической неполноты сгорания установлены своды 3. Шлак удаляется с решетки в шлаковый бункер 5 через опрокидные колосники 4.

Основное достоинство ручной топки — это простота конструкции. Другое ее достоинство — благоприятные условия зажигания топлива. Свежезаброшенное топливо нагревается и загорается за счет непосредственного соприкосновения снизу с горящим слоем и сверху за счет теплового излучения топки, причем топливо подводится навстречу распространению процесса горения, т. е. имеет место так называемое неограниченное воспламенение.

Основной недостаток тепловой работы ручной топки — неравномерность процесса горения. Благодаря периодической загрузке топлива происходит периодическое выделение летучих. Во время интенсивного выделения летучих подводимого воздуха оказывается недостаточно для горения. Через несколько минут, наоборот, воздуха оказывается слишком много, так как выделение летучих уже прекратилось и топливо горит только в слое. Благодаря этому топка работает то с химической неполнотой горения, то с очень большим коэффициентом избытка воздуха и большими потерями тепла с уходящими газами. Для снижения вредного влияния неравномерности процесса горения топливо следует забрасывать не реже чем через 8—10 мин.

Если топка работает без дутья, то во время заброса топлива на решетку процесс горения почти прекращается, так как воздух поступает в топку через загрузочное отверстие, минуя слой топлива, и вызывает нежелательное охлаждение топки.

Дутье, т. е. нагнетание воздуха под решетку, несколько улучшает работу ручной топки. В этом случае при загрузке горение не прекращается, а лишь несколько ослабляется. Преодоление сопротивления слоя топлива за счет дутья позволяет уменьшить разрежение в топке и газоходах. Это, в свою очередь, вызывает уменьшение количества воздуха, поступающего через загрузочное отверстие, и уменьшение присоса воздуха через неплотности в обмуровке. Таким образом, применение дутья уменьшает объем уходящих газов, а следо-

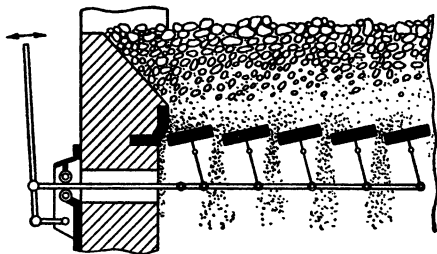
вательно, и потери тепла с ними. Кроме того, дутье позволяет увеличить промежутки времени между чистками топki, так как им можно преодолеть сопротивление более толстого слоя шлака.

Другие недостатки ручной топki — малая производительность, вызванная ручным обслуживанием, тяжелый физический труд. Ручные топki были в состоянии удовлетворить требованиям энергетики лишь на первоначальном этапе ее развития.

Основные характеристики ручных топок приведены в табл. 8.

Улучшение тепловой работы ручных топок и облегчение труда кочегара может производиться различными путями.

Первоочередным мероприятием является применение достаточного по напору дутья. Для многосольных топлив существенное улучшение достигается применением качающихся колосников, которые вручную или механическим путем можно поворачивать в ту или другую сторону. Качающиеся колосники позволяют организовать удаление золы и шлака без нарушения процесса горения. Схема действия качающихся колосников показана на фиг. 32.



Фиг. 32. Качающиеся колосники.

Другим важнейшим мероприятием является механизация процесса загрузки топлива на решетку путем применения пневматических или механических забрасывателей. Такие забрасыватели одновременно с распределением топлива по решетке сортируют его так, что на отдельные участки решетки ложатся примерно однородные куски топлива.

2. ТОПКИ С ПОДВИЖНЫМ СЛОЕМ ТОПЛИВА

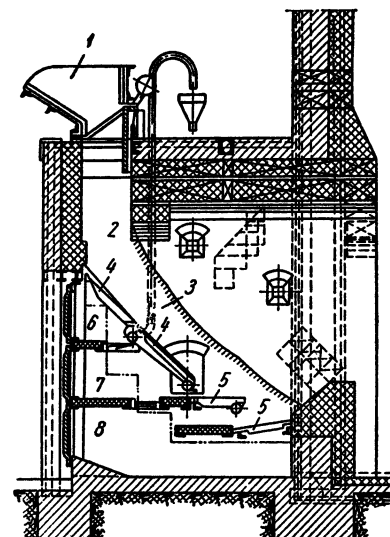
Шахтные топki, созданные в СССР проф. К. В. Киршем, получили распространение для сжигания объемистых и влажных топлив — дров и кускового торфа. Устройство топki для торфа показано на фиг. 33. Топка состоит из шахты 2, наклонной решетки 4, горизонтальной решетки 5 и топчного пространства. Торф загружается в шахту через бункер 1. В шахте вследствие выгорания на решетке торф постепенно опускается вниз, прогревается и подсушивается.

Когда топливо 3 доходит до верхней части наклонной решетки, оно уже настолько прогрето, что из него начинают выделяться горючие летучие, которые уходят в топчное пространство, где сгорают.

Опускаясь по решетке, топливо постепенно коксуется (обуглеживается) и горит в слое. Ококсовавшееся топливо доходит до горизонтальной части решетки, где происходит догорание кокса и выжиг шлака.

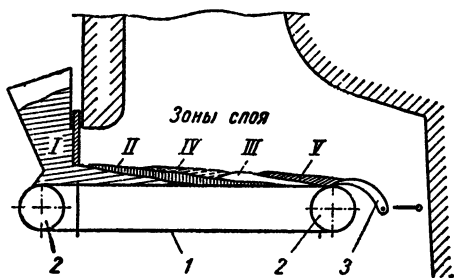
В шахтной топке подсушка, выделение горючих летучих, горение и догорание кокса происходят непрерывно и в определенных участках — зонах.

Для совершенного сжигания топлива в шахтной топке нужно правильно распределить по зонам подводимый воздух. Для этой цели устраивают несколько поддувал 6, 7 и 8 с самостоятельными дверцами для регулирования количества поступающего воздуха.



Фиг. 33. Шахтная топка для торфа.

Шахтные топки работают с небольшими коэффициентами избытка воздуха ($\alpha \approx 1,3$) и с малыми потерями тепла от неполноты горения. Тепловое напряжение зеркала горения (поверхности горящего топлива) 1 100 000—1 500 000 ккал/м² час.



Фиг. 34. Схема цепной решетки.

Недостатки топки — большие потери в окружающую среду, большая занимаемая площадь, необходимость чистки вручную и трудность быстрой остановки.

Шахтные топки применяются под котлами производительностью от 3 до 10 т/час.

Механические топки. В механических топках подача топлива на решетку и дальнейшее перемещение его осуществляются механическим путем, что облегчает управление процессом сгорания топлива.

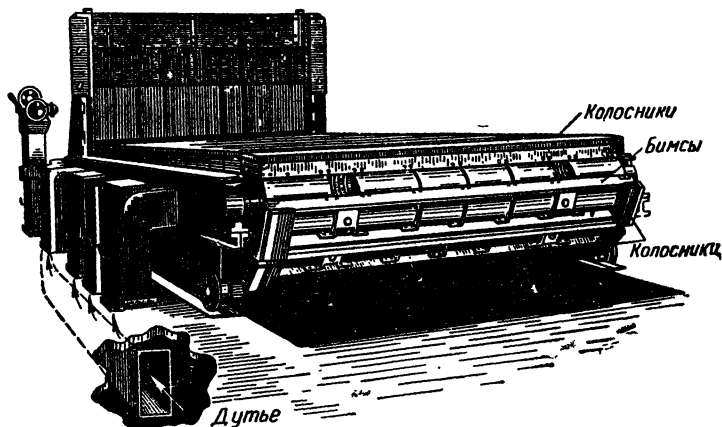
Различают следующие типы механических решеток:

- 1) топки с цепной решеткой;
- 2) топки с переталкивающей решеткой;
- 3) топки с шурующей планкой;
- 4) топки с нижней подачей.

Особое распространение получили топки с цепными решетками. Цепная решетка (фиг. 34) представляет собой ленту I, состоящую из бесконечных цепей, связанных между собой поперечными балками — бимсами, между которыми укреплены колосники. Бесконечные цепи надеты на звездочки 2, насаженные на валы, из которых один рас-

положен впереди под загрузочной воронкой топки, а другой — сзади. Передний вал приводится в движение от червячной или какой-либо другой передачи. Механизм для перемещения решетки устраивается обычно так, что позволяет изменять скорость ее движения от 2 до 25 м в час, в зависимости от сжигаемого сорта топлива и форсировки.

Топливо, подаваемое спереди в загрузочный бункер, попадает через заслонку, регулируемую толщину слоя топлива, на переднюю часть цепной решетки и затем движется вместе с решеткой в топку. При этом топливо сначала подсушивается, выделяются



Фиг. 35. Внешний вид цепной решетки.

горючие летучие, затем происходит горение образовавшегося кокса и выжигание оставшегося на решетке шлака. Чтобы можно было регулировать подачу воздуха отдельно на различных участках решетки в соответствии с его потребностью, цепные решетки оборудуются позонным дутьем. Таких зон устраивают по длине решетки четыре-пять. При правильно выбранной скорости движения решетки на заднем конце ее должны оставаться только шлак и зола, которые особыми скребками или шлакоснимателями 3 сбрасываются в шлаковый бункер.

Внешний вид решетки приведен на фиг. 35.

Раньше для улучшения зажигания топлива над передней частью решетки устраивали зажигательный свод из огнеупорного кирпича, предназначенный для просушки и зажигания топлива. В современных топках этот свод поднимается значительно выше или полностью убирается. Подсушка и зажигание от этого усиливаются за счет тепла, воспринимаемого свежим топливом от раскаленных топочных газов.

Для улучшения перемешивания газов и уменьшения уноса применяют удлиненные задние своды. Направляя поток горячих газов к

передней части топки, эти своды улучшают также условия зажигания топлива.

Улучшение перемешивания газов и снижение потери от уноса в топочной камере достигаются также путем вдувания в топку со скоростью 50—70 м/сек струи вторичного воздуха (острое дутье).

Хорошее охлаждение колосников во время нижнего холостого хода полотна дает возможность в современных цепных решетках применять горячее позонное дутье с температурой, доходящей в отдельных случаях до 250°. Горячее дутье усиливает подсушку топлива и улучшает процесс горения, способствуя повышению температуры в топке.

Конструкция колосников цепной решетки должна по возможности исключить провал частиц топлива. Современные цепные решетки выпускаются беспровальными, с чешуйчатыми колосниками. Воздух проникает к топливу через узкие щели в верхней части колосников. Провалившиеся частицы попадают в специальные ковшки 1 (фиг. 36), устроенные в нижней части колосников 2. При повороте колосников вокруг задней звездочки колосник опрокидывается, и уловленный им провал сбрасывается (в направлении стрелки 3) в особый бункер, откуда он может быть возвращен в топку. Оставшийся на решетке шлак шлакоснимателем 4 направляется в шлаковый бункер. Разрез топки с беспровальной цепной решеткой дан на фиг. 37. Цепные решетки применяются под котлами паропроизводительностью до 35 т/час.

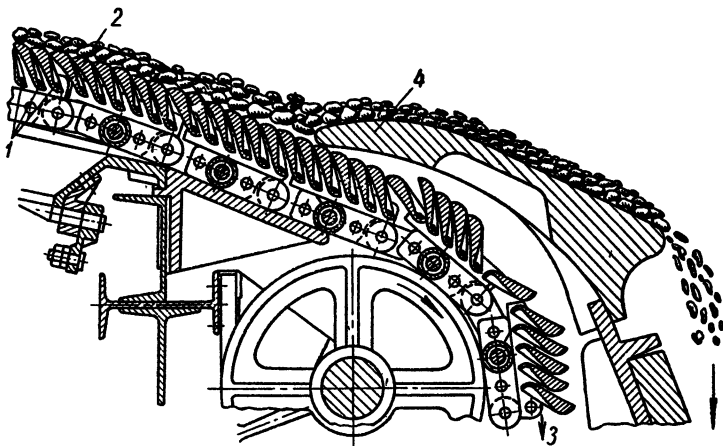
Для сжигания кускового торфа, по предложению проф. Т. Ф. Макарьева, цепная решетка комбинируется с шахтой, служащей для подготовки топлива к процессу горения. Такие топки называются шахтно-цепными (фиг. 38). Эти топки отличаются высокой эффективностью и являются самыми мощными советскими слоевыми топками. Они могут устанавливаться под котлами мощностью до 200 т/час.

Подсушка торфа в шахте 1 усиливается очагами горения, образующимися на балках 2 шахты. Воздух подается в шахту по каналам 3, а под решетку — по каналам 4. Хороший выжиг шлака обеспечивается устройством шлакового подпора 6 в конце цепной решетки 5.

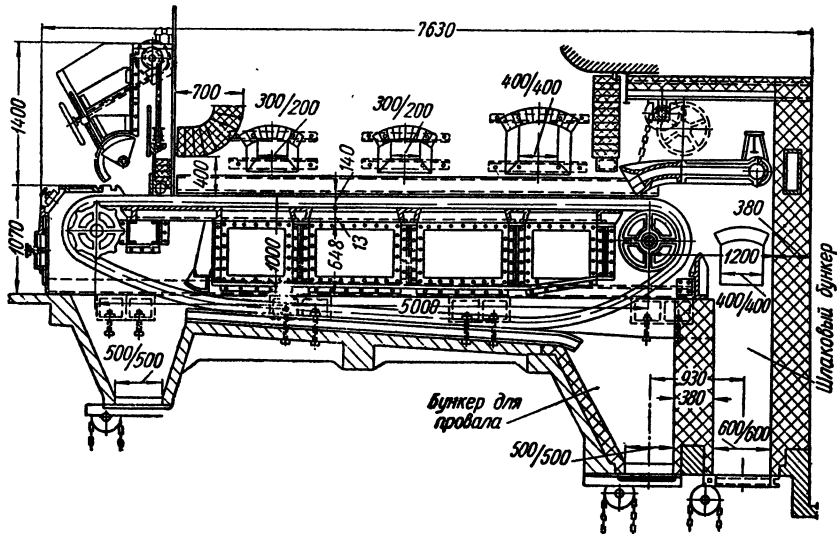
Основными достоинствами цепных решеток являются:

- 1) полная механизация процесса горения;
- 2) возможность совершенного сжигания ряда топлив;
- 3) легкая регулировка топки и полное управление процессами горения;
- 4) возможность работать при большой форсировке;
- 5) удобство и простота наблюдения за работой;
- 6) значительное сокращение рабочего персонала для обслуживания и проч.

К недостаткам цепных решеток следует отнести одностороннее верхнее (ограниченное) зажигание и отсутствие перемешивания

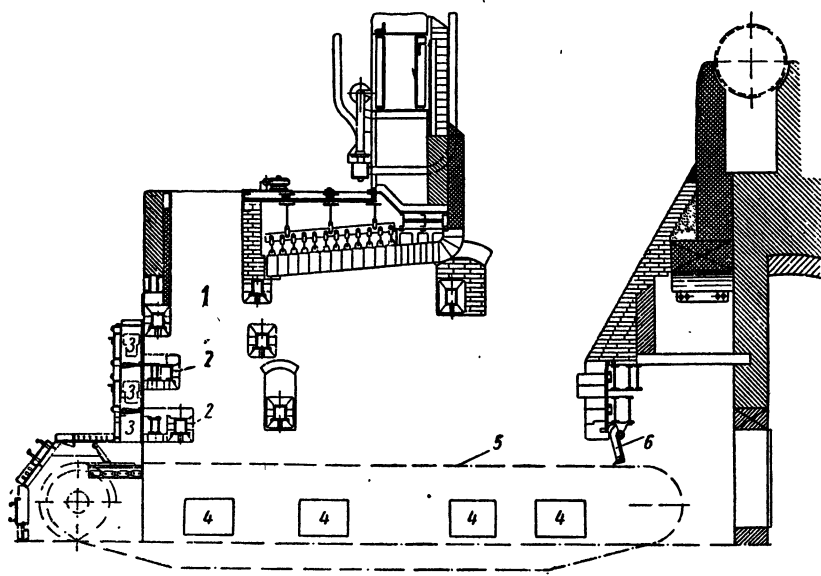


Фиг. 36. Чешуйчатые колосники беспровальной цепной решетки.



Фиг. 37. Топка с беспровальной цепной решеткой.

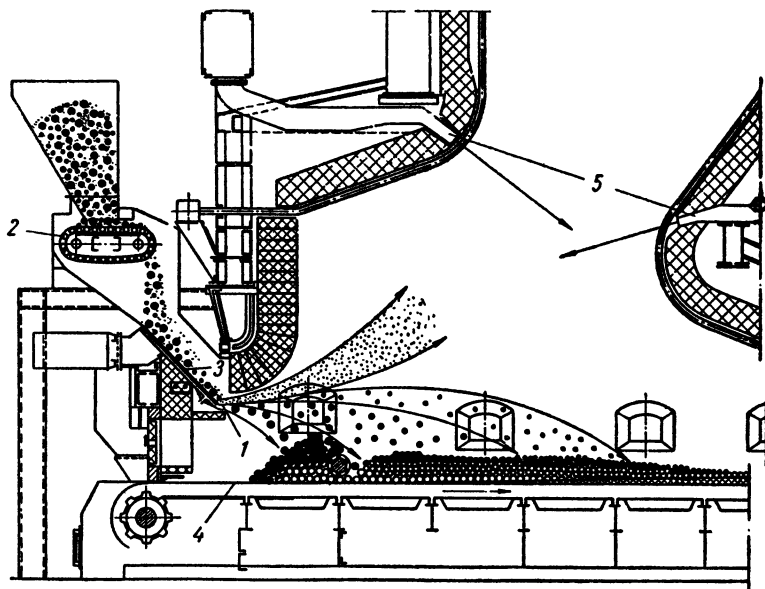
топлива на полотне решетки. Оба эти обстоятельства ограничивают количество видов топлив, для которых могут быть применены эти топки. На цепной решетке можно достаточно экономично сжигать не сильно спекающиеся каменные угли, антрациты, щепу, торф и другое топливо. Совершенное сжигание бурых углей с большой зольностью и влажностью, а также спекающихся углей на этих решетках не удается.



Фиг. 38. Шахтно-цепная топка проф. Т. Ф. Макарьева.

Характеристики топок с цепными решетками приведены в табл. 9. Факельно-слоевые топки с забрасывателями. На эффективность работы цепной решетки сильное влияние оказывает сортированность топлива. Наличие на решетке кусков топлива разной величины, требующих для их полного сжигания разного времени пребывания на решетке, приводит к неполному выжигу наиболее крупных кусков и требует более частой шуровки слоя. Подача топлива на решетку 4 (фиг. 39) при помощи пневматических 1 или механических забрасывателей автоматически сопровождается одновременной сортировкой топлива¹ и поэтому значительно улучшает процесс горения, обеспечивая возможность сжигания на цепной решетке как сильно спекающихся углей, так и бурых углей с большой зольностью и влажностью. К забрасывателю 1 факельно-слоевой топки ВТИ топливо подается питателем 2 по разгонной плите 3.

¹ При пневмозабрасывателях крупные куски ложатся ближе к забрасывателю, а мелкие — дальше от него; при механических забрасывателях — наоборот.



Фиг. 39. Факельно-слоевая топка системы ВТИ.

Таблица 9

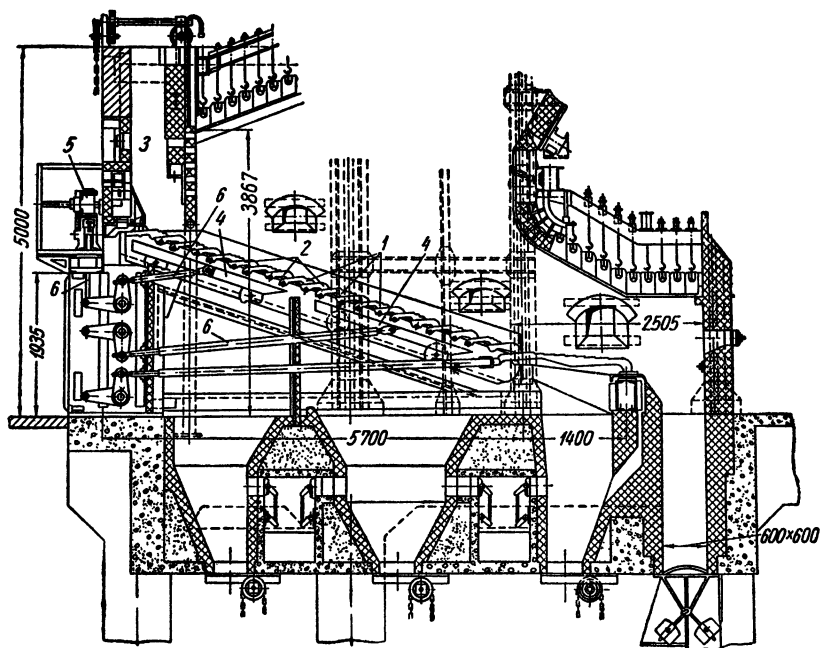
Характеристики топок с цепными решетками

Род топлива	$\frac{Q}{R}$ в ккал/м ² час	$\frac{Q}{V_m}$ в ккал/м ³ час	α_m	q_3 в %	q_4 в %
Древесная щепа	$1200 \cdot 10^8$	$300 \cdot 10^8$	1,25	3	$q_4 = 1\%$
Торф	$2000 \cdot 10^8$	$300 \cdot 10^8$	1,25	1,5	$q_4 = 0,8 A^{n_0}\%$
Бурые угли при $W^p < 25\%$	$1000 \cdot 10^8$	$300 \cdot 10^8$	1,3	1	$q_4 = 1,1 A^{n_0}\%$
Каменные угли марок Д и Г	$1100 \cdot 10^8$	$300 \cdot 10^8$	1,3	0,5	$q_4 = 1,4 A^{n_0}\%$
Антрациты сортирован- ные	$1200 \cdot 10^8$	$300 \cdot 10^8$	1,25	0	$q_4 = 3,5 A^{n_0}\%$

Примечание. $\frac{Q}{R}$ — тепловое напряжение решетки; $\frac{Q}{V_m}$ — тепловое напряжение топочного пространства. α_m — коэффициент избытка воздуха в конце топки; q_3 — потеря тепла от химической неполноты горения; q_4 — потеря тепла от механической неполноты горения;

Под решетку подается лишь часть необходимого для горения воздуха. Это усиливает выделение из слоя топлива газообразных продуктов; для их дожигания в топочное пространство подается вторичный воздух в виде острого дутья. Таким образом, значительная часть топлива сгорает в топочном пространстве, поэтому топка и называется факельно-слоевой.

Так как топливо забрасывается на горящий слой, то топка в основном работает с неограниченным зажиганием и допускает большие тепловые напряжения, чем обычная цепная решетка.



Фиг. 40. Топка с наклонно-переталкивающей решеткой (ЛР).

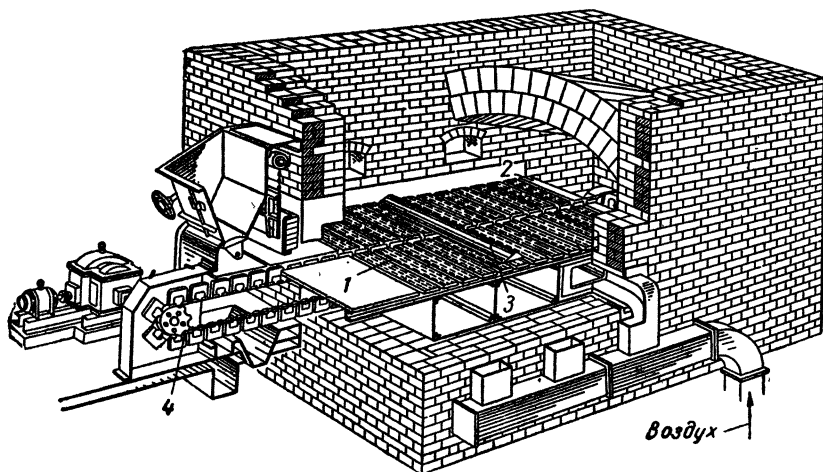
Переталкивающие топки (фиг. 40) нашли применение для сжигания бурых влажных углей. В этих топках подвижные колосники 1 чередуются с неподвижными колосниками 2. Подвижные колосники получают возвратно-поступательное движение в горизонтальном направлении от сервомотора 5 при помощи системы рычагов и тяг 6 и подвижной тележки 4.

При возвратно-поступательном движении подвижных колосников топливо, поступающее из шахты 3, переталкивается с верхних колосников на нижние, постепенно перемещаясь вниз. Для регулирования скорости переталкивания топлива в различных зонах подвижные колосники разделены на группы. Для улучшения процесса горения в этой топке, так же как и в цепной, применяется позонное дутье горячим воздухом.

Основные преимущества переталкивающих топков заключаются в механической непрерывной шуровке (перемешивании) топлива, малом провале и меньшем весе по сравнению с цепными решетками.

К недостаткам переталкивающих решеток относится попадание горящего кокса на колосники. Соприкосновение колосников с горящим коксом может привести к пережогу колосников. Поэтому топлива с малым выходом летучих (такие, как антрациты и тощие угли) на этой решетке не сжигаются.

Для небольших котельных агрегатов паропроизводительностью 4—10 *т/час* стали получать распространение топки с шурую-



Фиг. 41. Топка с шурующей планкой.

щей планкой (фиг. 41). Эта топка состоит из неподвижной решетки 1 и шурующей планки 3, приводимой от механизма 4. Неравнобокий профиль планки обеспечивает при возвратно-поступательном движении и при показанном на чертеже ее расположении перемещение слоя топлива по решетке от загрузочного бункера к шлако-снимателю 2 и далее к шлаковому бункеру.

Проведенные в СССР исследования показали целесообразность применения таких топков для сжигания спекающихся углей. Дополненная специальной зажигательной шахтой, эта топка оказалась удобной для сжигания и таких топлив, как подмосковный уголь.

3. КАМЕРНЫЕ ТОПКИ ДЛЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Обычно твердое топливо сжигают в камерной топке в виде пыли. Для этого топливо предварительно дробят, сушат и размалывают. Эти операции осуществляются в пылеприготовительном устройстве. Пылевидное топливо смешивается с воздухом и при помощи специ-

альных приборов — горелок вдувается в топочную камеру, где и сгорает в виде факела.

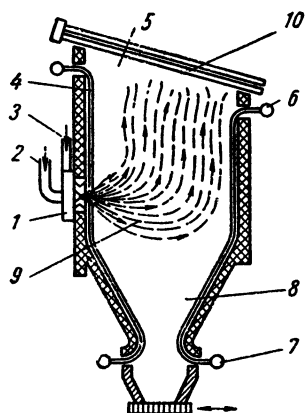
Теоретическая и практическая разработка такого метода сжигания твердого топлива была предложена профессором Петербургского технологического института Г. Ф. Делл.

Сжигание топлива в пылевидном состоянии является основным способом сжигания, применяемым на наших мощных электростанциях.

Развитие сжигания пылевидного топлива в нашем отечестве явилось следствием социалистической системы хозяйства, допускающей сжигание в энергетических установках лишь таких сортов

топлива, которые не могут быть использованы более целесообразно для каких-либо других целей, т. е. топлив низкосортных, с большим содержанием мелочи, золы и пр.

Схема камерной топки для сжигания твердого топлива приведена на фиг. 42. Пыль подается в топочную камеру 5 в смеси с первичным воздухом 2 через горелку 1, к которой одновременно подводится и вторичный воздух 3. На некотором расстоянии от горелки пыль воспламеняется и образует факел 9. Стенки топки обычно экранированы. Трубки экрана 4 питаются водой по коллекторам 7. Паро-водяная смесь отводится в коллекторы 6. Дымовые газы из топки уходят в первый газоход котла 10. В нижней



Фиг. 42. Схема камерной топки.

ней части топки располагается холодная шлаковая воронка 8, служащая для грануляции шлака.

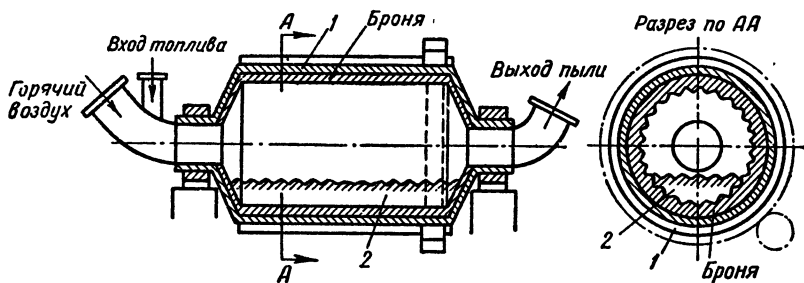
Суммарная поверхность частиц пылевидного топлива несравненно больше, чем кускового, что делает угольную пыль более горючей, чем кусковое топливо, ускоряет зажигание, горение и догорание и дает возможность работы с малыми коэффициентами избытка воздуха (около 1,15—1,25). Уменьшение коэффициента избытка воздуха снижает потерю тепла с отходящими газами и позволяет развить радиационные поверхности.

Пылеприготовление. Для совершенного сжигания пыль должна быть очень мелкой, до 300 μ , при размере основной массы частиц 20—50 μ . Значительная часть ее должна просеиваться через сита, имеющие несколько тысяч отверстий на 1 $см^2$.

Основная характеристика пыли — тонина помола, характеризуется величиной остатка, который получается при просеве пыли через мелкое сито. Для оценки тонкости помола пользуются ситами № 70 и 30.

Сито № 70 имеет 4900 отверстий на 1 $см^2$ (70 отверстий на 1 *пог. см*), а сито № 30—900 отверстий на 1 $см^2$ (30 отверстий на 1 *пог. см*). Величины остатков на этих ситах обозначаются $R_{70}^0/\%$ и $R_{30}^0/\%$.

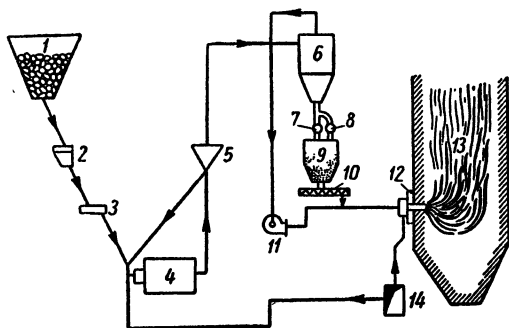
Для размола топлива применяют мельницы самых разнообразных типов. В Советском Союзе особенно большое применение нашла шаровая мельница, состоящая из бронированного барабана 1 (фиг. 43), заполненного шарами 2. При работе мельницы барабан вращается, делая около 20 об/мин. Шары в барабане за счет центро-



Фиг. 43. Схема шаровой мельницы для помола топлива.

бежной силы поднимаются на некоторую высоту и падают. Куски топлива, попадающие между шарами, размалываются. Получаемая пыль удаляется из мельницы проходящим через нее током воздуха.

В современных установках к каждому котлу устанавливаются свои мельницы. Такая система называется индивидуальной. Принципиальная схема индивидуального пылеприготовления приведена на фиг. 44. Уголь загружается в бункер 1, далее под действием силы тяжести он пропускается через автоматически действующие весы 2, попадает на питатель 3 и

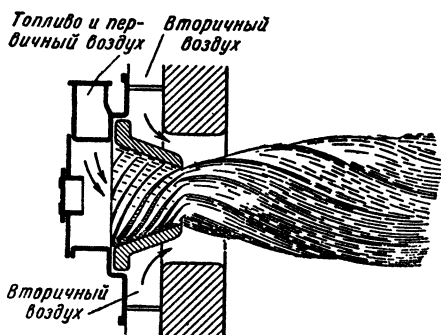


Фиг. 44. Схема индивидуального пылеизготовления.

после этого поступает в мельницу 4. Из мельницы смесь пыли и воздуха, поступающего из воздухопровода 14, направляется в сепаратор 5, где наиболее крупные частицы отделяются и направляются обратно в мельницу на повторный размол, а пыль требуемой тонкости помола поступает в циклон 6. В циклоне пыль отделяется от воздуха и шнеками 7 и 8 направляется вниз в промежуточный бункер 9, имеющий запас пыли на 4—6 час. работы котла. Транспорт пыли из бункера 9 к горелкам 12, подающим аэропыль в камерную топку 13, осуществляется шнеком 10 и вентилятором 11. Дополнительный (вторичный) воздух берется от воздухоподогревателя.

При размоле угля с повышенной влажностью схема дополняется специальной сушильной трубой, в которой идущий в мельницу уголь подсушивается. Для усиления подсушки и уменьшения возможности взрыва аэросмеси к воздуху добавляются горячие дымовые газы.

Качество работы пылеугольной топki очень сильно зависит от конструкции горелок и их размещения. Горелки должны обеспечить хорошее перемешивание аэропыли с воздухом и достаточное время пребывания частиц в топочном пространстве. Для этого стараются обеспечить в топке турбулентное (завихренное) движение



Фиг. 45. Турбулентная горелка ЦККБ.

пыли и газов. Схема турбулентной горелки ЦККБ изображена на фиг. 45.

Камерные топki с удалением гранулированного шлака. Топочные камеры для пылевидного топлива занимают больше места, чем сам котел. Их стенки экранируются. Для застывания (грануляции) шлака применяют шлаковую воронку, которую располагают в нижней части топki; эта воронка охлаждается продолженными трубками экрана.

При пылевидном топливе большая часть золы (около 85%) уносится в газоходы и трубу. Вынос летучей золы в газоходы вызывает загрязнение или истирание поверхностей нагрева и снижает экономичность и надежность работы котельного агрегата. Основная часть летучей золы, унесенная в трубу, отделяется от газов в специальном устройстве — газоочистке, устанавливаемой обычно перед дымососом.

Топками для пылевидного топлива снабжены котлы, изображенные на фиг. 17, 18, 24 и 27.

Основные преимущества сжигания топлива в пылевидном состоянии следующие:

1) хорошее перемешивание топлива с воздухом, обеспечивающее совершенное сжигание топлива и позволяющее развивать радиационные поверхности;

2) высокая экономичность;

3) легкая и быстрая регулировка топki в зависимости от нагрузки, возможность полной автоматизации, быстрая остановка топki прекращением подачи пыли, быстрый пуск (пуск производится на жидком топливе) и относительно легкий перевод топki с одного топлива на другое;

4) хорошая работа топki на многозольных топливах и мелких топливах;

5) возможность обслуживания очень мощных котлов производительностью до 200 и даже 300 $t/час$.

К недостаткам сжигания пылевидного топлива следует отнести:

1) более высокие по сравнению со слоевыми топками затраты на оборудование;

2) сложность и громоздкость устройства по пылеприготовлению и улавливанию летучей золы;

3) большие расходы на дробление топлива, его размол и пр.;

4) взрывоопасность аэропыли;

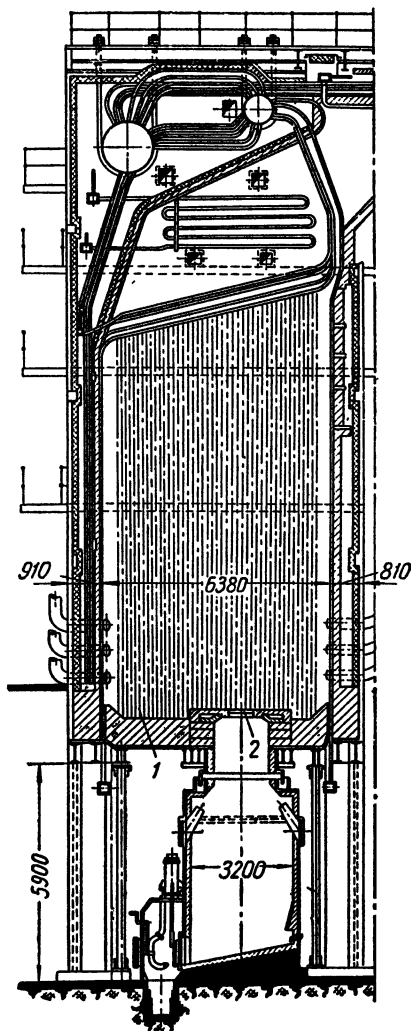
5) большой унос из топки летучей золы.

Камерные топки с удалением жидкого шлака. В топках с жидким шлакоудалением температура газов у пода и части стенок топки поддерживается выше температуры плавления золы, что достигается путем применения закрытых экранов и таким расположением горелок, при котором зона высоких температур оказывается вблизи пода топки.

В таких топках шлак свободно стекает по стенам топки вниз в специальную шлаковую ванну, из которой и удаляется в жидком виде. При жидком шлакоудалении в топке задерживается около 40—50% золы. Одна из топек с жидким шлакоудалением, установленная в СССР под мощным котлом, показана на фиг. 46. Зона высоких температур создается путем замены холодной воронки ванной 1 для жидкого шлака и концентрированным вводом топлива в нижнюю часть топки. Шлак из ванны выпускается через летку 2 в заполненный водой шлаковый бункер.

Кроме приведенной однокамерной топки, ВТИ разработана более совершенная двухкамерная топка с жидким шлакоудалением.

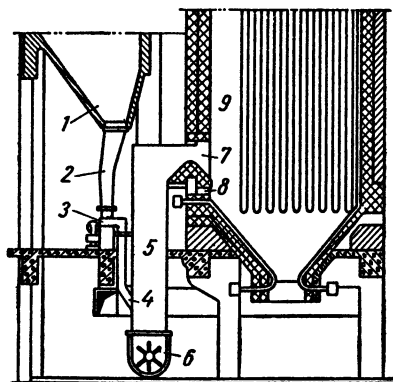
Топки с шахтными мельницами. Топливо с большим выходом летучих можно сжигать и при очень грубом помоле, при этом нет



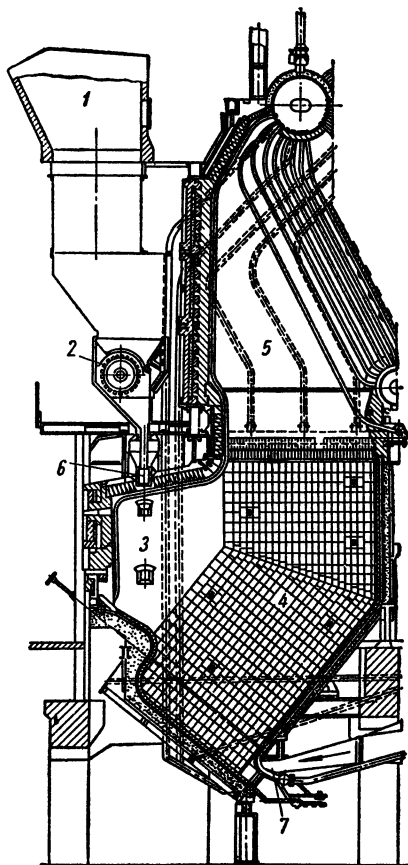
Фиг. 46. Топка с жидким шлакоудалением.

надобности в сложных, потребляющих много электроэнергии системах пылеприготовления. Советские инженеры явились пионерами в создании топки с упрощенным пылеприготовлением — топки с шахтной мельницей.

Топка с шахтной мельницей (фиг. 47) состоит из топочной камеры 9 и шахты 5 с быстроходной мельницей 6. Топливо из бункера сырого угля 1 по рукаву 2 питателем 3 через отверстие 4 подается в шахту, падает вниз и размалывается мельницей. Образующаяся пыль подсушивается и выдувается из шахты горячим воздухом или газо-воздушной смесью (смесь воздуха и топочных газов), подающейся сбоку или с торца



Фиг. 47. Схема топки с шахтной мельницей.



Фиг. 48. Пневматическая топка системы Шершнева.

мельницы, и через амбразуру 7 поступает в топочную камеру. Вторичный воздух подается под амбразуру через щель 8.

Основные преимущества топок с шахтными мельницами заключаются в их простоте и меньшем расходе энергии (около $8-13 \frac{\text{квт-ч}}{\text{т}}$) на размол по сравнению с шаровыми мельницами.

Недостатком является пока еще меньший к. п. д. вследствие более крупного размола и значительного уноса топлива и быстрый износ бил мельницы.

Топки с шахтными мельницами получили большое распространение для сжигания бурых углей и фрезерного торфа.

Основные характеристики камерных топок для сжигания пылевидного топлива с удалением шлака в гранулированном виде приведены в табл. 10.

Таблица 10

Характеристики камерных топок

Род топлива	R_{70} в %	$\frac{Q}{V_m}$ в ккал/м ³ час	α_m	q_3 в %	q_4 в %
Доменный газ	—	$200 \cdot 10^3$	1,15	3	0
Мазут, природный газ при сжигании в неэкранированных топках	—	$250 \cdot 10^3$	1,2	1,5	0
Мазут, природный газ в экранированных топках	—	$300 \cdot 10^3$	1,15	2	0
Торф фрезерный при шахтных мельницах	—	$160 \cdot 10^3$	1,25	2	$q_4 = 0,41 A^{n_0} / 0$
Бурые угли при шахтных мельницах	$1,4V^2$	$160 \cdot 10^3$	1,25	1,5	$q_4 = 0,18 A^{n_0} / 0$
Бурые угли при барабанно-шаровых мельницах	30	$250 \cdot 10^3$	1,2	1	$q_4 = 0,07 A^{n_0} / 0$
Каменные угли при $V^2 > 25$ %	$4 + 0,5V^2$	$200 \cdot 10^3$	1,2	1	$q_4 = k_4 A^{n_0} / 0$
Каменные угли при $V^2 = 15 \div 25$ %	$4 + 0,5V^2$	$180 \cdot 10^3$	1,2	0,5	$q_4 = k_4 A^{n_0} / 0$
Каменные угли при $V^2 = 10 \div 15$ %	$4 + 0,5V^2$	$160 \cdot 10^3$	1,2	0,5	$q_4 = k_4 A^{n_0} / 0$
Антрациты	$4 + 0,5V^2$	$150 \cdot 10^3$	1,25	0	$q_4 = k_4 A^{n_0} / 0$

Примечание. $\frac{Q}{V_m}$ — тепловое напряжение топочного пространства:

α_m — коэффициент избытка воздуха в конце топки; q_3 — потеря тепла от химической неполноты горения; q_4 — потеря от механической неполноты горения.

Коэффициент $k_4 \cong 2,1 - 0,045 V^2$.

Пневматическая топка системы А. А. Шершнева для сжигания фрезерного торфа. В пневматической топке системы лауреата Сталинской премии А. А. Шершнева, устройство которой показано на фиг. 48, фрезерный торф сжигается во взвешенном состоянии. Фрезерный торф из бункера 1 подается в топку питателем 2 через

щелевую горелку 6 равномерно по всей ширине топки. Топочная камера состоит из предтопка 3, камеры горения 4 и камеры охлаждения 5. В нижнюю часть камеры горения через сопло вдувается сильная струя горячего воздуха, подсасывающая из топки топочные газы и несгоревшие частицы торфа и вновь выносящая их в топку. В топке создается газо-воздушный вихрь с горизонтальной осью вращения. Частицы фрезерного торфа, находящиеся во взвешенном состоянии в этом вихре, нагреваются, подсушиваются, воспламеняются и сгорают.

Пневматическая топка А. А. Шершнева является надежной в эксплуатации топкой, способной экономично сжигать фрезерный торф влажностью до 55%.

Успешное сжигание фрезерного торфа осуществляется также в топке ВТИ—Мосэнерго, в которой фрезерный торф предварительно размалывается в специальном мелушем вентиляторе. Расчетные теплонпряжения топочного пространства для этих топок составляют около 120 000 ккал/м³ час.

4. КАМЕРНЫЕ ТОПКИ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ЖИДКОГО И ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА

Топки для сжигания жидкого топлива. Жидкое топливо (мазут) сжигается в распыленном состоянии в топочных камерах, отличающихся от камер для пылевидного топлива отсутствием шлаковых воронок. Распыление жидкого топлива производится в форсунках при помощи струи пара, воздуха или механическим путем.

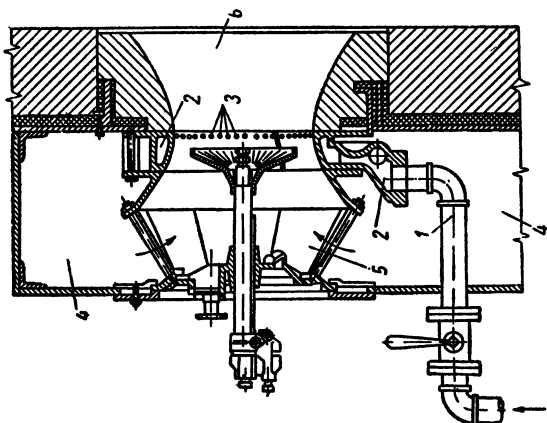
Устройство форсунки с паровым распыливанием системы Шухова показано на фиг. 49. Мазут поступает самотеком в форсунку по патрубку 1, проходит через поперечные прорезы 2 в канал 3 внутри шпинделя 4 форсунки и вытекает из него (влево). Пар подается через патрубок 5, проходит кругом шпинделя и вытекает с большой скоростью через кольцеобразную щель, увлекая за собой мазут и распыливая его. Мельчайшие капельки испаряются и сгорают. Весь воздух, необходимый для горения мазута, подается вокруг форсунки.

Расход пара составляет 0,3—0,4 кг на 1 кг мазута. Такой значительный расход пара — крупный недостаток этих форсунок.

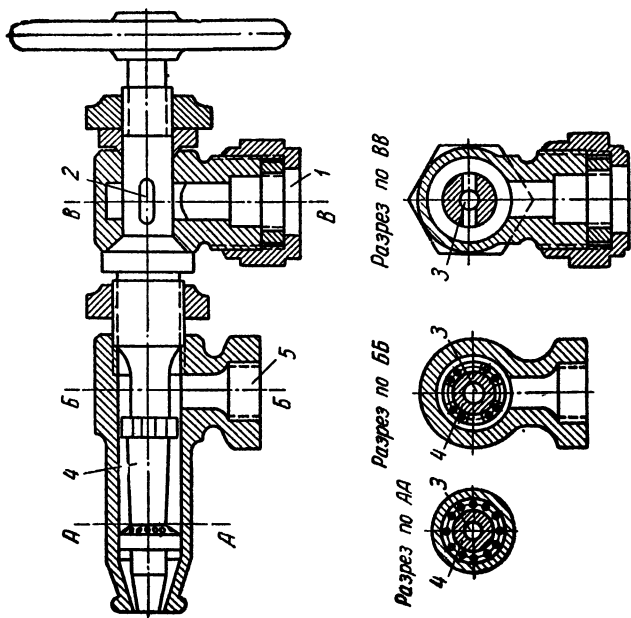
Регулирование количества поступающего в форсунку топлива и пара производится вентильками, установленными на трубах, подводящих к форсунке мазут и пар.

Форсунки Шухова получили большое распространение благодаря их простоте и хорошему распылению топлива. В крупных установках применяют более экономичные механические форсунки.

К механическим форсункам мазут подается насосом под давлением 5—12 атм. Проходя с большой скоростью через механическую форсунку, мазут разделяется на мельчайшие струйки, получающие вращательное движение. Выходящая из маленького выходного отверстия струя распыляется в топочном пространстве. Во избежание



Фиг. 50. Горелка для газообразного топлива.



Фиг. 49. Форсунка Шухова.

засорения форсунок мазут предварительно фильтруется и для лучшего распыления подогревается. Кроме того, для равномерной подачи после насоса устанавливают воздушный колпак. В результате получается более сложная установка, чем при паровом распыливании.

Сжигание газообразного топлива. При сжигании газообразного топлива основной задачей является хорошее смешивание горючего газа с воздухом, достигаемое в газовых горелках (фиг. 50).

Горючий газ по газопроводу 1 подводится в кольцевую камеру 2 горелки и, вытекая через отверстия 3, смешивается с потоком воздуха, поступающим из воздушной камеры 4, завихренным лопатками 5. Полученная газо-воздушная смесь вводится в топочную камеру через амбразуру 6.

Сжигание газа производится также в смеси с угольной пылью.

Топка для газообразного топлива представляет собой обычную топочную камеру, но не имеющую холодной воронки.

ГЛАВА VII

ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ, ЭКОНОМАЙЗЕРЫ, ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОТЕЛЬНЫХ

1. ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

Пароперегреватели служат для получения перегретого пара.

Пароперегреватель состоит из ряда стальных изогнутых трубок — змеевиков 3 (фиг. 51), концы которых укрепляются развальцовкой в коллекторах 1 и 2. Змеевики выполняются из трубок малого диаметра (до ~50 мм). Внутри трубок пропускается пар; снаружи змеевики обогреваются дымовыми газами. Пар, проходя по змеевикам, получает тепло от этих газов и повышает свою температуру — перегревается.

Применяют горизонтальное, вертикальное, наклонное и комбинированное расположения змеевиков.

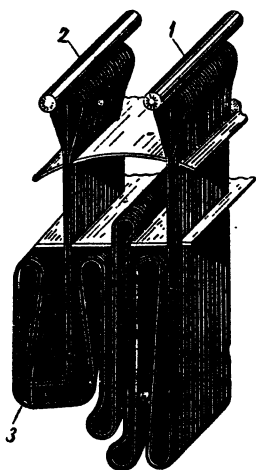
В современных водотрубных котлах применяют вертикальное расположение трубок перегревателя, которое упрощает крепление, монтаж и ремонт пароперегревателя.

Температура трубок перегревателя выше, чем температура стенок других поверхностей нагрева котельного агрегата. Это объясняется высокой температурой пара в пароперегревателе и более низким коэффициентом теплоотдачи от стенки к перегретому пару, чем от стенки к воде или влажному пару. Поэтому трубки пароперегревателя находятся в более тяжелых условиях и даже при незначительном ухудшении их охлаждения могут выйти из строя — перегореть.

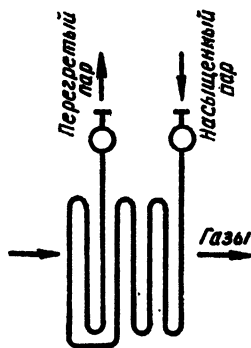
Для хорошего охлаждения скорость пара в любой из трубок перегревателя должна быть не меньше 10—25 м/сек.

Для наиболее равномерного распределения пара по трубкам пароперегреватель включают в паропровод по специальной схеме и применяют установку дроссельных шайб. Пережог труб перегревателя может также произойти из-за отложения солей, вынесенных вместе с влажным паром из котла. В связи с этим в мощных котлах солесодержание пара выше 3 мг/кг не допускается. Отложившаяся в пароперегревателе соль должна периодически удаляться промывкой.

Во избежание пережога труб пароперегревателя следует применять включение по комбинированной схеме (фиг. 52), когда наиболее опасные (где отлагаются соли) и выходные (с наибольшей температурой пара) части змеевиков расположены в зоне менее высоких температур газов.



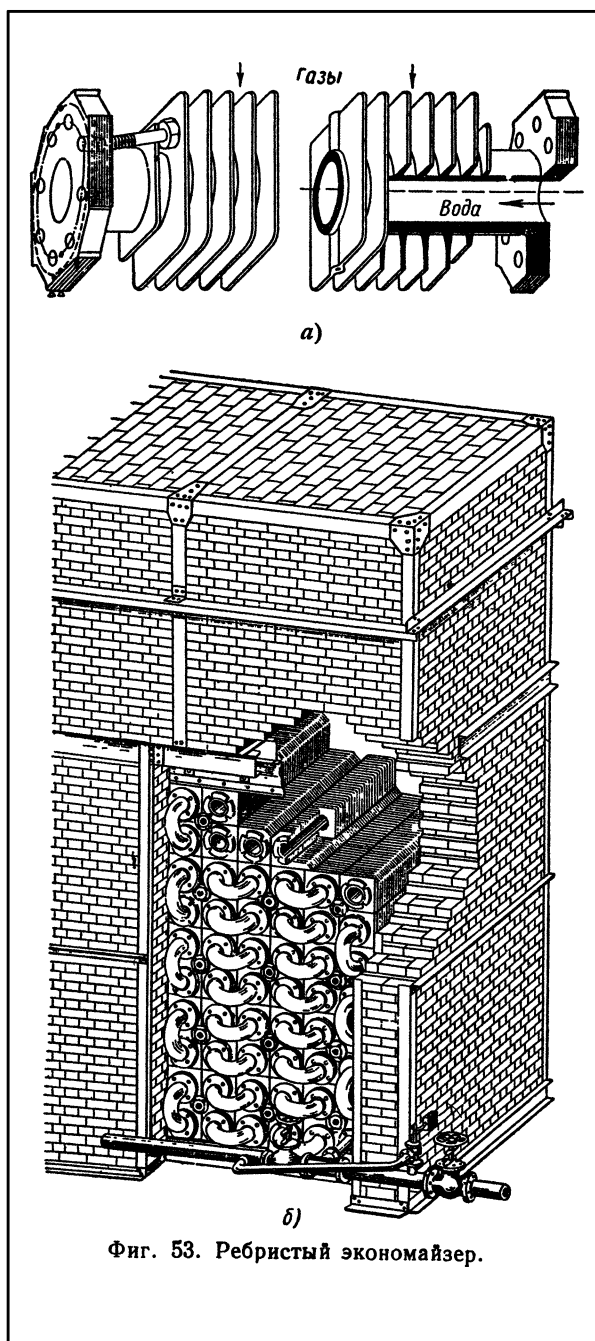
Фиг. 51. Пароперегреватель.



Фиг. 52. Схема рационального расположения змеевиков пароперегревателя в газоходе.

Для безопасности работы пароперегреватель снабжается арматурой (предохранительным клапаном, вентилем для выпуска пара из пароперегревателя в паропровод и термометром для наблюдения за температурой перегретого пара).

Так как рост паропроизводительности котла сопровождается повышением температуры перегретого пара, а падение паропроизводительности приводит к уменьшению перегрева, то для ограничения колебания температуры пара необходимы устройства для регулирования перегрева. При газовом методе регулирования изменяют количество газов, омывающих поверхность нагрева пароперегревателя, поворотом заслонки. Этот способ не получил распространения из-за ненадежной работы заслонки. При паровом регулировании перегрева температуру пара снижают путем его охлаждения питательной или котловой водой в специальных пароохладителях — вспыскивающих или поверхностных (см. фиг. 23 и 27).



Фиг. 53. Ребристый экономайзер.

Кроме того, в котельных агрегатах высокого давления применяются радиционно-конвективные перегреватели, в которых происходит при росте нагрузки повышение перегрева в конвективной части компенсируется понижением перегрева пара в радиационной части перегревателя.

2. ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

Экономайзером называется часть поверхности нагрева котельного агрегата, используемая для подогрева воды за счет тепла уходящих из котла газов. Применение экономайзера позволяет повысить экономичность установки. Лучшее охлаждение газов объясняется тем, что температура воды в экономайзере ниже, чем температура кипения воды в котле.

Применение экономайзеров снижает стоимость установки, так как их поверхность нагрева дешевле такой же поверхности нагрева котла, уменьшает тепловые напряжения материала котла, а также образование накипи и ржавление в котле.

В зависимости от степени подогрева воды экономайзеры делятся на некипящие и кипящие. В некипящих экономайзерах температура воды, выходящей из экономайзера, ниже температуры кипения на $30-50^\circ$, в кипящих вода нагревается до кипения и некоторая часть ее (10—20%) испаряется.

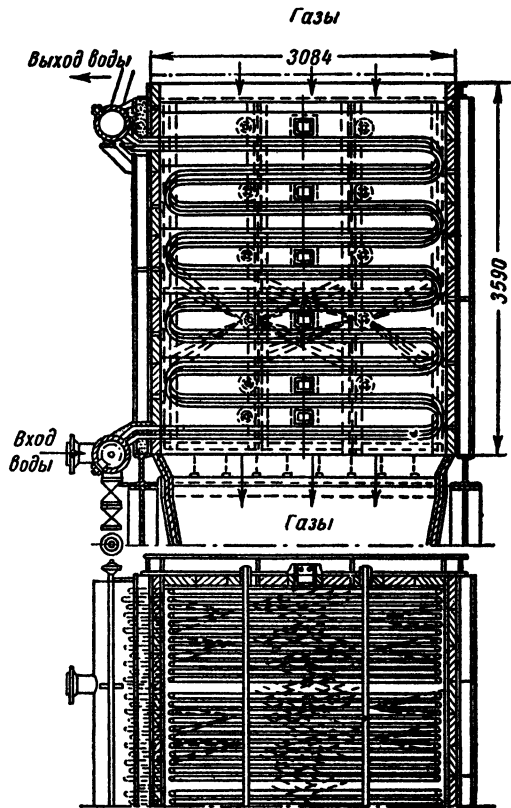
При давлениях пара до 22 *ати* экономайзеры могут изготавливаться из чугуна, при более высоких давлениях применяется сталь.

Чугунные экономайзеры выполняются из труб с внутренним диаметром около 100 *мм*. Наибольшее распространение получили ребристые экономайзеры (фиг. 53), которые легче и компактнее гладкотрубных. Трубы ребристых экономайзеров обычно располагаются горизонтально (фиг. 53, б), чтобы газы перемещались вертикально (обычно сверху вниз). В этом случае уменьшается загрязнение поверхности ребер летучей золой. Осевшая зола удаляется путем обдувки паром или сжатым воздухом.

Чугунные экономайзеры устойчивы против коррозии, допускают питание обычной водой без предварительного удаления растворенных в ней газов. Эти экономайзеры получили распространение в установках низкого давления и небольшой мощности.

Парообразование в чугунных экономайзерах недопустимо, так как оно вызывает гидравлические удары и может привести к разрушению труб. Для предотвращения парообразования и возможности отключения чугунных экономайзеров предусматривают обходные газоходы.

По правилам Котлонадзора на чугунных экономайзерах устанавливаются предохранительные клапаны, запорные вентили, манометры, термометры, спускной кран и приспособления для автоматического отвода воздуха.



Фиг. 54. Стальной экономайзер.

Стальные экономайзеры по своему устройству напоминают пароперегреватели (фиг. 54). Стальные экономайзеры устанавливаются в общей обмуровке с паровым котлом и составляют неотделимую часть котельного агрегата. Стальной кипящий экономайзер приключают к котлу без каких-либо запорных органов.

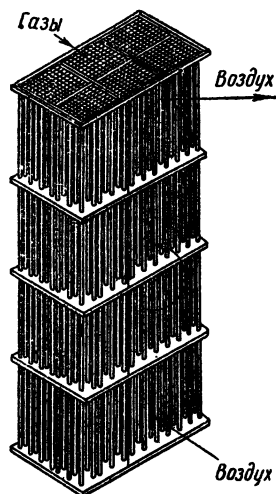
Стальные экономайзеры подвержены действию коррозии, поэтому из питательной воды должны быть удалены растворенные газы (вода должна быть деаэрирована).

Температура воды, поступающей в экономайзер, должна быть достаточно высокой, для того чтобы избежать конденсации водяных паров, содержащихся в газах, при соприкосновении с холодными трубками, так как потение трубок приводит к быстрому разъеданию металла.

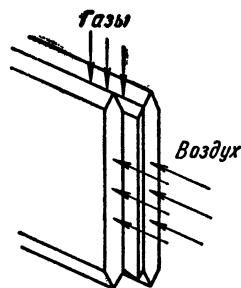
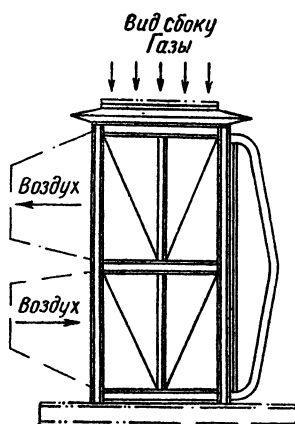
3. ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Применение горячего дутья облегчает подсушку и воспламенение влажных и многозольных топлив. *Подогрев воздуха для дутья*

осуществляется за счет тепла отходящих газов в теплообменниках, называемых воздухоподогревателями.



Фиг. 55. Трубчатый воздухоподогреватель.



Фиг. 56. Схема элемента пластинчатого воздухоподогревателя.

В котельных агрегатах применяются рекуперативные воздухоподогреватели, обычно выполняемые трубчатыми или пластинчатыми.

Трубчатые подогреватели состоят из пучка трубок диаметром 38—55 мм, внутри которых проходят дымовые газы, а между трубками пропускается воздух (фиг. 55). Трубчатые подогреватели подвешиваются к каркасу за верхнюю трубную доску или опираются на нижнюю трубную доску.

Пластинчатые подогреватели состоят из железных листов, между которыми в щелевидных каналах движутся,

чередующься, дымовые газы (вертикально) и воздух (горизонтально) (фиг. 56).

В настоящее время пластинчатые подогреватели вытесняются трубчатыми как более компактными и удобными в эксплуатации.

4. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ДУТЬЯ И ТЯГИ

Тяга бывает естественная и искусственная.

Естественная тяга получается за счет разности весов столба холодного наружного воздуха и столба горячих газов в дымовой трубе. При тяге давление газов внутри дымовой трубы у ее основания оказывается меньше давления воздуха под колосниковой решеткой. Эта разность давлений, называемая силой тяги, вызывает перемещение дымовых газов по газоходам котельной установки. Сила тяги тем больше, чем выше труба и чем больше разность температур горячих газов в дымовой трубе и окружающего воздуха (влияет также его влажность).

Основным достоинством естественной тяги являются надежность в работе и отсутствие расхода электроэнергии. Но естественная тяга недостаточна для мощных котельных установок и, кроме того, изменяется в зависимости от метеорологических условий.

В тех случаях, когда требуемое разрежение невозможно создать за счет естественной тяги, применяют искусственную тягу. При искусственной тяге разрежение создается обычно дымососом, который засасывает дымовые газы из котлоагрегата и выбрасывает их в атмосферу. Дымосос представляет собой центробежный вентилятор, приспособленный для перемещения горячих дымовых газов, запыленных летучей золой.

Для создания необходимого давления дутья и преодоления сопротивлений воздухоподогревателя, соединительных коробов и пр. в добавление к тяге применяется дутье центробежными нагнетающими вентиляторами.

Искусственные тяга и дутье требуют расхода электроэнергии для привода дымососов и вентиляторов, но позволяют осуществить высокие скорости газов в дымоходах, улучшающие теплопередачу. Увеличение скорости газов ограничивается резким возрастанием газовых сопротивлений, расхода электроэнергии и усилением истирания поверхностей нагрева летучей золой.

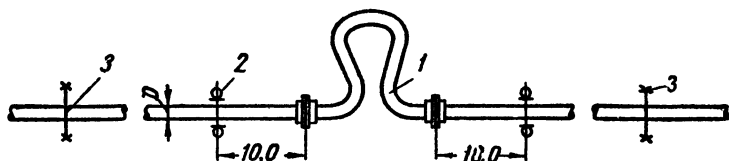
5. ПАРОПРОВОДЫ

Паропроводы служат для подведения пара от котлов к местам потребления. Для паропроводов применяются цельнотянутые стальные трубы, соединенные между собой посредством фланцев, стягиваемых болтами, или сваркой.

Паропровод должен быть достаточно прочным и плотным, эластичным в отношении температурных деформаций, должен быть защищен

от потери тепла в окружающую среду, не должен создавать существенных сопротивлений для пара, снижающих его давление, должен допускать выключение любого котла без нарушения работы остальных, должен быть снабжен всеми приспособлениями и арматурой, обеспечивающими надежную работу и удобное обслуживание и ремонт, и, наконец, должен быть возможно дешев. При определении диаметра паропровода принимают скорость протекания для насыщенного пара $c = 20 \div 30$ м/сек, а для перегретого пара $c = 30 \div 50$ м/сек.

Эластичность паропровода достигается применением изогнутых труб для коротких участков паропровода, подвижных (роликовых) опор 2 и так называемых компенсаторов 1 (фиг. 57) для длинных трубопроводов.



Фиг. 57. Схема установки лирообразного компенсатора.

Наряду с подвижными опорами сохраняется несколько неподвижных опор — мертвых точек 3. Удлинение участка паропровода между двумя мертвыми точками воспринимается либо изгибами самого паропровода, либо компенсаторами. Компенсаторы представляют собой трубы, согнутые в виде буквы П или лиры. Для уменьшения потери тепла паропроводы покрывают слоем материала, плохо проводящего тепло, — тепловой изоляцией. Для изоляции паропровода применяют асбест, инфузорную землю и специальные изолирующие смеси. Изоляцию наносят слоями, применяя различные материалы, выбор которых обуславливается температурой.

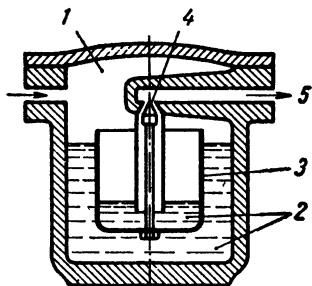
Для облегчения отвода конденсата, образующегося в паропроводах, они прокладываются с небольшим уклоном и снабжаются самодействующими водоотводчиками — конденсационными горшками, которые, выпуская из паропровода конденсат, не должны выпускать пар.

Водоотводчик (фиг. 58) снабжен поплавком 3, к которому присоединен клапан 4. Конденсат 2 находится в кольцевом пространстве вокруг поплавка и частично внутри него. Под действием вновь поступающего конденсата, переливающегося через край поплавка внутрь него, поплавок опускается, клапан открывается и конденсат давлением пара, находящегося в полости 1, выталкивается через канал 5 до тех пор, пока поплавок снова не всплывет и не закроет клапан 4.

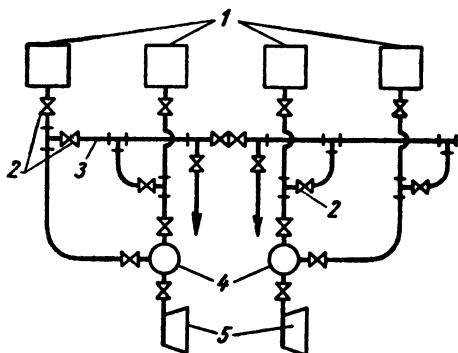
Перед турбинами, паровыми машинами и аппаратами, не допускающими попадания в них воды вместе с паром, на паропроводе ставятся в о д о т д е л и т е л и. Работа водоотделителей основана на резком изменении направления движения пара перегородками,

в результате чего конденсат отбрасывается центробежной силой и стекает в нижнюю часть прибора, откуда он удаляется конденсационным горшком.

Надежность паропроводов зависит от их взаимного расположения и соединения. Чем паропровод проще, чем меньше на нем фланцев и фасонных частей, тем он надежнее и дешевле. В качестве примера приводится схема с переключательным паропроводом (фиг. 59).



Фиг. 58. Водоотводчик.



Фиг. 59. Схема паропровода.

По этой схеме пар из паровых котлов 1 направляется через водоотделители 4 в турбины 5. В случае аварии переключательный паропровод 3 дает возможность при небольшом количестве вентилей 2 приключить любой котел к любой турбине.

6 ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА И ВОДОПОДГОТОВКА

Питание котлов водой производится питательными насосами: в мелких установках — поршневыми, в крупных — центробежными. Иногда применяются пароструйные приборы — инжекторы.

Общая производительность питательных насосов в целях безопасности работы котла должна в 3 раза превосходить максимальную производительность котельной¹. Половина производительности должна быть обеспечена насосами с паровым приводом, остальные насосы могут иметь электрический привод.

Для питания паровых котлов допускается лишь такая вода, которая по данным специального химического анализа оказывается пригодной для этой цели. Котлы питаются конденсатом, к которому добавляется химически очищенная или дистиллированная вода (дистиллат).

Одна из основных характеристик воды — ее жесткость, позволяющая судить о количестве содержащихся в воде основных накипеобразователей — солей кальция (Ca) и магния (Mg). Жесткость

¹ Или в 2 раза при автоматическом регулировании питания

воды измеряется в градусах жесткости. 1° жесткости соответствует содержанию 10 мг окиси кальция (CaO) в 1 л воды. В настоящее время в СССР введена новая единица жесткости — миллиграмм-эквивалент на 1 л (мг-эquiv/л), в 2,8 раза бóльшая градуса жесткости. При испарении воды в котле соли кальция и магния отлагаются на стенках котла в виде накипи, затрудняя процесс теплопередачи и снижая к. п. д. котла, чрезмерное же отложение накипи приводит к перегреву и пережогу стенок котла.

При характеристике жесткости воды различают общую жесткость, временную и постоянную. Общая жесткость характеризует суммарное содержание в воде всех кальциевых и магниевых соединений. Временная жесткость (карбонатная) характеризует содержание двууглекислых солей кальция и магния — бикарбонатов $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ и $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$, легко распадающихся при нагревании. Постоянная жесткость (некарбонатная) воды равна разности между общей и временной жесткостью. Принимают, что величине постоянной жесткости отвечает содержание нерастворяющихся при кипячении солей (преимущественно серноокислых солей кальция CaSO_4 и магния MgSO_4).

Кроме жесткости, качество воды характеризуется щелочностью (измеряется также в мг-эquiv/л), общим солесодержанием, содержанием кислорода и других газов, прозрачностью (содержанием взвешенных частиц) и пр.

Питательная вода современных котлов, работающих с давлением 30 атм, должна иметь не выше $35 \frac{\text{мкг-эquiv}}{\text{л}}$ ($\sim 0,1^\circ$) общей жесткости при содержании кислорода не выше 0,05 мг/л*.

Для котлов, работающих с давлением 90 атм и более, общая жесткость должна быть не больше $10 \frac{\text{мкг-эquiv}}{\text{л}}$ ($\sim 0,03^\circ$) при содержании кислорода не выше 0,02 мг/л.

Сырая вода очищается от механических примесей (взвешенных частиц) путем отстаивания и пропуска воды через фильтры. Фильтрующими материалами в фильтрах являются кварцевый песок, мраморная крошка, мелкая древесная стружка, гравий и пр.

После такой механической очистки вода дистиллируется или умягчается. Дистилляция воды производится в испарительных установках. Умягчение (уменьшение жесткости) может производиться термическим, химическим или термо-химическим методами.

Основной частью испарительной установки является испаритель—теплообменный аппарат, в котором вода испаряется за счет тепла пара. Пар, подводимый к испарителю, называется первичным, пар, получаемый от него, — вторичным. Вторичный пар из испарителя направляется в конденсатор, где он превращается в дистиллат.

* Более высокое содержание кислорода вызывает коррозию (разъедание) металла.

Из способов химического умягчения воды в последнее время большое распространение получило катионирование.

При катионировании вода пропускается через фильтры, заполненные катионитами¹. При этом все присутствующие в воде накипеобразующие соли переводятся из солей мало растворимых в хорошо растворимые. Для сохранения концентрации раствора этих солей в котловой воде применяется, как уже указывалось, продувка. Через несколько часов работы катионитового фильтра необходимо восстановление (регенерация) умягчающей способности катионита. Регенерация производится путем пропускания через катионит раствора поваренной соли.

Меньшую степень умягчения дает содово-известковый способ химической очистки воды. При содово-известковом способе часть накипеобразующих солей переходит в трудно растворимые соли и выпадает в виде осадка, другая часть (так же как и при катионитовом способе) переходит в хорошо растворимые соли.

Деаэрация питательной воды (удаление из нее кислорода и других газов) может производиться, например, путем подогрева воды до температуры, близкой к 100°, и отвода выделяющихся из нее газов.

7. ХРАНЕНИЕ ТОПЛИВА, ТОПЛИВОПОДАЧА И ЗОЛОУДАЛЕНИЕ

Топливо хранится на специальных складах, которые рассчитываются на запас топлива, соответствующий примерно месячной потребности (запас дальнепривозного топлива или торфа может достигать полугодовой потребности).

На современных складах разгрузка и выгрузка топлива механизированы. Одним из видов складских транспортирующих устройств, получающих в настоящее время большое распространение, являются скреперные установки, в которых ковш перемещается двумя проводными канатами электролебедки.

При движении скреперного ковша отверстием вперед (рабочий ход) он захватывает и передвигает топливо. При движении скрепера отверстием назад (холостой ход) топливо не захватывается.

Кроме этого способа, могут быть применены грейферные краны, передвижные ленточные транспортеры и другие средства.

Топливо на складах обычно хранится в штабелях. Штабели топлив, имеющих способность самовоспламеняться (например, фрезерного торфа и бурых углей), уплотняются, что препятствует проникновению внутрь штабеля воздуха и предупреждает возможность самовозгорания и воспламенения топлива. Другими мероприятиями против самовозгорания являются ограничение высоты штабеля и длительности хранения.

¹ В качестве катионитов применяются глауконитовый песок или сульфуголь (бурый уголь, обработанный дымящейся серной кислотой),

В крупных котельных наиболее распространена подача топлива в котельную ленточными транспортерами, иногда целесообразно подавать топливо в бункеры прямо в вагонах, которые поднимаются на бункерную галерею по эстакаде, а в небольших котельных часто применяют подачу в вагонетках. Топливо может подаваться по подвесной канатной железной дороге и многими другими способами.

В небольших котельных удаление золы производится вручную. При этом зола из золовых бункеров спускается в вагонетки, которые вывозятся либо на свалку, либо на специальные заводы, использующие золу в качестве сырья. При значительном количестве золы вагонетки с золой вывозятся мото- или электровозами. В крупных современных котельных применяются более совершенные способы удаления золы — гидравлические (сильной струей воды), пневматические и др.

8. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Основной задачей теплового расчета котельного агрегата является определение величины поверхностей нагрева отдельных ходов котла, пароперегревателя, экономайзера и экранов.

Первая полная и достаточно хорошо разработанная методика расчета паровых котлов была предложена профессором Московского высшего технического училища В. И. Гриневецким в 1905 г. и развита далее его учеником К. В. Киршем. Систематическое изложение вопросов теплового расчета было дано в 1924 г. профессором Ленинградского технологического института В. Н. Шретером. Исследования ВТИ, ЦКТИ и Энергетического института Академии наук СССР в области работы котельных агрегатов и теории теплопередачи обеспечили создание специальных норм расчета котельных агрегатов.

Расчет конвективных поверхностей котельного агрегата производится по уравнению

$$H = \frac{Q^{нас}}{K \Delta t_{cp}} m^2, \quad (60)$$

где H — поверхность нагрева в m^2 ;

$Q^{нас}$ — количество передаваемого тепла в $ккал/час$;

Δt_{cp} — средняя разность температур (температурный напор) между дымовыми газами и нагреваемой средой в $^{\circ}C$;

K — коэффициент теплопередачи в $ккал/m^2 \text{ час} \cdot \text{град}$.

Основной трудностью в расчете котельного агрегата является нахождение коэффициента теплопередачи K , величина которого определяется значениями коэффициентов теплоотдачи соприкосновением α_c и излучением α_{λ} , степенью загрязнения стенок и пр.

Эти коэффициенты обычно находят по специальным номограммам в зависимости от характера омывания труб потоком газов, их скорости, температуры и ряда других факторов.

Поверхности первого и последних ходов котла, пароперегревателя, экономайзера и воздухоподогревателя определяются порознь. Температура газов, покидающих топку, определяется расчетом топки, а температура уходящих газов является заданной.

Для определения Δt_{cp} температурой газов после рассчитываемой поверхности либо задаются, либо ее определяют по энтальпии (теплосодержанию) газов из уравнения теплового баланса, которое для данного участка котельного агрегата имеет вид

$$Q = J' - J'' \quad \text{ккал/кг}, \quad (61)$$

где Q — количество передаваемого тепла в ккал/кг;
 J' — энтальпия газов перед газоходом в ккал/кг;
 J'' — энтальпия газов после газохода в ккал/кг.

Пример 1. Определить поверхность нагрева трубчатого воздухоподогревателя, установленного за котельным агрегатом мощностью 6,5 т/час пара давлением 14 атм и $t = 300^\circ$, расходующим 1450 кг/час челябинского угля.

Температура дутья $t_{\partial} = 150^\circ$. Температура окружающего воздуха $t_{xв} = 30^\circ$ С. Коэффициент избытка воздуха в конце топки $\alpha_m = 1,4$, за установкой $\alpha_{yx} = 1,65$, перед воздухоподогревателем $\alpha'_{возд.п} = 1,55$. Количество теоретически необходимого воздуха $V_0 = 4,13 \text{ н.м}^3/\text{кг}$.

Энтальпия газов за воздухоподогревателем

$$J'' = J_{yx} = 480 \text{ ккал/кг}.$$

1. Определение количества тепла, которое должно быть воспринято воздухом в воздухоподогревателе. Пренебрегая присосом воздуха в топке, количество тепла, воспринятого воздухом в воздухоподогревателе:

$$Q = \alpha_m V_0 c_g (t''_g - t_{xв}) \text{ ккал/кг топлива},$$

где t''_g — температура воздуха, выходящего из воздухоподогревателя, в $^\circ\text{С}$;
 $t_{xв}$ — температура окружающего воздуха в $^\circ\text{С}$.

Учитывая потери тепла в воздухопроводе, t''_g берут на 5° больше температуры дутья:

$$t''_g = t_{\partial} + 5 = 150 + 5 = 155^\circ.$$

Принимая приближенно $c_g = 0,3 \text{ ккал/н.м}^3 \cdot \text{град}$, находим

$$Q = 1,4 \cdot 4,13 \cdot 0,3 (155 - 30) = 216 \text{ ккал/кг топлива}.$$

Следовательно, количество тепла, воспринятое воздухом в воздухоподогревателе,

$$Q_g^{час} = BQ = 1453 \cdot 216 = 31\,400 \text{ ккал/час}.$$

2. Определение температуры газов перед воздухоподогревателем.

Из формулы (61) энтальпия газов перед воздухоподогревателем

$$J' = J'' + Q.$$

Из предыдущего $Q = 216$ ккал/кг, следовательно,

$$J'_{\text{возд}} = 480 + 216 = 696 \text{ ккал/кг топлива.}$$

По формуле (39)

$$J'_{\text{возд}} = J_2^{\min} + (\alpha'_{\text{возд}} - 1) V_0 c_{\text{в}} t_2,$$

где

$$J_2^{\min} = (V_{\text{с. з.}}^{\min} c_{\text{с. з.}} + V_{\text{в. п. в. н.}}) t_2.$$

Предварительно задавая $t_2 = 300^\circ$, из табл. IX приложения находим: для пределов от 0 до 300°

$$c_{\text{RO}_2} = c_{\text{CO}_2} = 0,448 \text{ ккал/н.м}^3 \cdot \text{град}, c_{\text{N}_2} = 0,315 \text{ ккал/н.м}^3 \cdot \text{град.}$$

$$c_{\text{в. п. в. н.}} = 0,366 \text{ ккал/н.м}^3 \cdot \text{град.}$$

Беря значения V_{RO_2} и V_{N_2} из примера 1 главы 1 раздела III, имеем

$$V_{\text{с. з.}}^{\min} c_{\text{с. з.}} = V_{\text{RO}_2} c_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} c_{\text{N}_2} = 0,78 \cdot 0,448 + 3,25 \cdot 0,315 = 1,37 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град};$$

$$V_{\text{в. п. в. н.}} = 0,55 \cdot 0,366 = 0,205 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град.}$$

Так как $J' = 696$ ккал/кг, то

$$696 = (1,37 + 0,205) t_2 + (1,55 - 1) 4,13 \cdot 0,3 t_2 = 2,257 t_2,$$

откуда

$$t_2 = \frac{696}{2,257} = 308^\circ.$$

3. Определение поверхности нагрева воздухоподогревателя.
По формуле (60)

$$H_{\text{в. п. в. н.}} = \frac{Q^{\text{час}}}{K \Delta t_{\text{ср}}},$$

где

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} - \frac{t'_{\text{в. п. в. н.}} + t''_{\text{в. п. в. н.}}}{2} = \frac{308 + 200}{2} - \frac{30 + 155}{2} = 162^\circ,$$

Задавая значением $K = 20$ ккал/м²·град·час, находим

$$H_{\text{в. п. в. н.}} = \frac{314\,000}{20 \cdot 162} = 96,6 \text{ м}^2.$$

ГЛАВА VIII

ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

1. ПРАВИЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Надежность и экономичность работы котельных установок в основном определяются техническим совершенством оборудования, правильным и умелым его использованием.

Нормально действующая котельная установка должна бесперебойно в течение длительного времени производить заданное коли-

чество пара надлежащего качества. При этом расход топлива и расход электроэнергии на собственные нужды должны быть минимальными.

Бесперебойная работа является главным требованием эксплуатации котельных установок, потому что при ее аварии прекращается выработка пара, а при аварии отдельных элементов котельной установки уменьшается ее производительность. Наибольшее число аварий происходит из-за повреждений частей котельного агрегата (барабаны, камеры, коллекторы, кипятильные трубы и пр.)

Взрывы паровых котлов могут привести к чрезвычайно тяжелым последствиям и повлечь за собой человеческие жертвы. Взрывоопасность паровых котлов и экономайзеров вызвала создание официальных «Правил устройства, установки, содержания и освидетельствования паровых котлов, пароперегревателей и водяных экономайзеров». Эти «Правила» должны быть вывешены в каждой котельной, имеющей паровые котлы, и хорошо известны обслуживающему персоналу. За нарушение этих «Правил» администрация предприятий привлекается к административной или уголовной ответственности в соответствии с действующим законодательством союзных республик. Кроме официальных правил, обслуживающий персонал должен иметь специальные инструкции по эксплуатации и ремонту котельной установки и ее отдельных частей.

Другим важнейшим требованием, предъявляемым к эксплуатации котельных, является экономичность установки. Низкая экономичность котельной установки может быть следствием неправильного ведения топочного процесса, плохой обдувки, утечек, отсутствия необходимых контрольно-измерительных приборов и других причин.

Для нормальной эксплуатации нужно прежде всего иметь квалифицированный, хорошо обученный обслуживающий персонал, твердо знающий правила эксплуатации котельных установок.

Важным моментом в эксплуатации котельных установок является регулирование работы, пуск и останова котельных агрегатов. Порядок пуска и останова котельного агрегата определяется специальными инструкциями.

Перед растопкой котлы заполняют водой до низшего уровня на водомерном стекле. На барабанах котла для выпуска воздуха приоткрывают один из предохранительных клапанов. При слоевом сжигании котел растапливают горящим топливом с соседних котлов или дровами. При пылевидном топливе растопку ведут на мазуте, газе или при помощи растопочных горелок, причем предварительно производится тщательная вентиляция газоходов. Растопку следует вести постепенно в течение 2—4 час. так, чтобы все элементы установки прогревались одновременно.

Пароперегреватель и кипящий экономайзер во время растопки во избежание пережога должны каким-либо методом охлаждаться. Пароперегреватель охлаждается, например, путем продувки перегретым паром из магистрали. Охлаждение экономайзера осуществляется путем прокачки через него конденсата специальным насосом.

Для останова котла сначала прекращают подачу топлива, потом выключают дутье и затем тягу. Первые 4—6 час. топочные дверцы и заслонки для регулирования тяги оставляют закрытыми, затем их открывают и тем усиливают охлаждение агрегата.

Котельный агрегат управляется кочегаром с рабочей площадки на основе показания контрольно-измерительных приборов и непосредственного наблюдения за ходом процесса горения. В современных котельных широко применяется дистанционное управление заслонками для регулирования дутья и тяги и другими запорными органами, транспортерами, питателями и прочими приспособлениями. Широко внедряется также автоматическое управление и регулирование работы котлоагрегата и его вспомогательных устройств.

2. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Технико-экономические показатели работы котельных установок дают возможность оценить количественные и качественные результаты эксплуатации установки, а также организовать повседневный контроль за работой установки и обслуживающего персонала. Эти показатели дают возможность установить систему премирования персонала за безаварийную работу, экономию топлива и электроэнергии. Перечень технико-экономических показателей обычно определяется для каждой установки отдельно на основе общих указаний руководящих организаций. К этим показателям могут относиться: выработка пара, часовой расход топлива, расход топлива на 1 *t* вырабатываемого пара, число часов работы в году, полный расход энергии на собственные нужды котельной, расход энергии на 1 *t* выработанного пара, к. п. д. и ряд других коэффициентов.

Технико-экономические показатели подсчитывают на основании данных технического учета работы котельной установки. В каждой котельной должны учитываться расход топлива и его качество, количество и параметры выработанного пара, температура питательной воды.

Для рациональной эксплуатации и нормального ведения повседневного технического учета котельная должна быть оборудована весами для топлива, средствами для отбора средней пробы топлива, манометрами, паромерами и водомерами, тягомерами, приборами для измерения температуры пара, отходящих газов и воздуха в котельной и газоанализаторами для автоматического определения процента содержания в газах CO_2 .

3. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ПАРПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Основными способами повышения паропроизводительности и экономичности котельных агрегатов являются:

1) поддержание оборудования в надлежащем, технически совершенном состоянии путем своевременного и тщательного проведения

ремонт и правильной эксплуатации и, прежде всего, улучшение процесса горения, снижение потерь от механической неполноты горения, борьба с присосами воздуха, со шлакованием, улучшение обдувки поверхностей нагрева;

2) установление наилучших режимов работы котельных агрегатов, сокращение их кратковременных остановок и распределение нагрузки в соответствии с выявленными экономическими характеристиками;

3) борьба с потерями пара, конденсата и тепла при продувке котлов;

4) улучшение тепловой изоляции паропроводов и тепловых аппаратов;

5) улучшение теплового контроля за работой котельной установки;

6) применение экономичных методов регулирования дымососов и вентиляторов и проведение других мероприятий по уменьшению расхода электроэнергии на собственные нужды;

7) внедрение автоматизации управления работой котельных установок;

8) борьба с потерями топлива на складе;

9) проведение реконструкции котельных агрегатов в соответствии с новыми условиями работы и прежде всего реконструкции топочных устройств в соответствии с изменением сорта или марки топлива, установка экономайзеров, пароперегревателей, приведение тягодутьевых устройств в состояние, полностью отвечающее требованиям рационального сжигания необходимого количества топлива;

10) обеспечение правильного повседневного учета работы установки.

Неуклонное выполнение всех мероприятий по повышению экономичности котельных установок дало возможность советским теплотехникам добиться высоких значений к. п. д. котельных агрегатов, входящих на лучших советских электростанциях до 88—89% (Мосэнерго, Азэнерго и др.).

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

ГЛАВА I

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПАРОВОЙ МАШИНЫ

1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ГЛАВНЕЙШИЕ ЧАСТИ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Паровой машиной называется поршневой тепловой двигатель, в котором энергия пара превращается в механическую энергию, воспринимаемую поршнем, передаваемую на вал и далее потребителю энергии (для приведения в движение машин-орудий).

Рабочий процесс происходит в цилиндре 18 (фиг. 1) паровой машины, в котором движется поршень 1. Свежий (острый) пар, входящий в цилиндр, давит на поршень, заставляя его перемещаться. Движение поршня передается на коренной вал 5 машины при помощи штока 2, ползуна 3, шатуна 4 и колена вала 6, а от вала через муфту 8 — потребителям энергии (в качестве примера взята вертикальная машина).

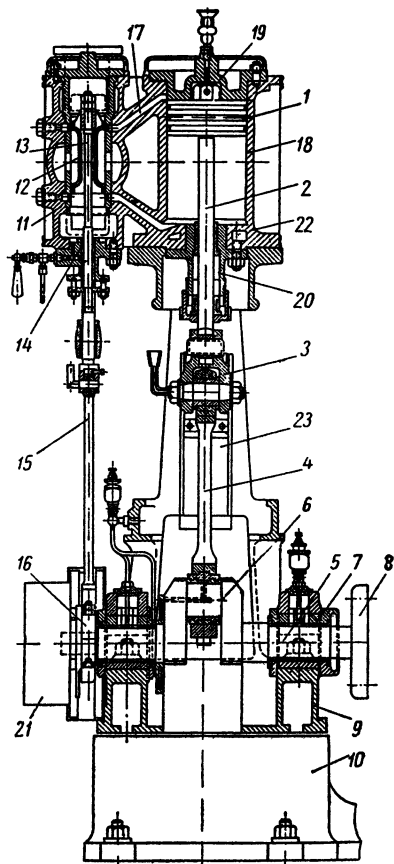
Пар входит в цилиндр попеременно в верхнюю и нижнюю полости цилиндра. Такие машины называются машинами двойного (двустороннего) действия в отличие от машин простого действия, в которых пар работает лишь по одну сторону поршня. При движении поршня сверху вниз свежий пар входит в верхнюю полость цилиндра, а отработавший пар уходит из нижней полости. При движении поршня снизу вверх происходит обратное. Цилиндр машины закрыт с обеих сторон крышками 19 и 22. В месте прохода поршневого штока через нижнюю крышку устроен сальник 20 для герметичности. Шток с ползуном, шатун и кривошип (колесо вала) являются основными частями кривошипного механизма, превращающего прямолинейное движение поршня во вращательное движение вала машины. Ползун является шарнирным устройством, перемещающимся по направляющим параллелям 23, которые воспринимают на себя горизонтальные усилия. Вал машины лежит в коренных подшипниках 7. Цилиндр 18 машины крепится на раме 9 (станции машины). Рама установлена на фундаментной плите 10.

Пар, подводимый к машине, поступает в золотниковую коробку 11, сообщающуюся с цилиндром каналами 17. Открытие этих каналов для

впуска свежего пара в цилиндр и для выпуска отработавшего пара из цилиндра осуществляется автоматически золотником 12, который перемещается по отшлифованной поверхности золотникового зеркала. Золотник приводится в движение при помощи золотниковой тяги 13, проходящей через сальник 14, и эксцентриковой тяги 15 от эксцентрика 16, насаженного на вал машины. Золотник находится под воздействием регулятора 21. Отработавший пар выпускается из цилиндра в атмосферу или в конденсатор, где он конденсируется при соприкосновении с охлаждающей водой. Наименьший объем между поршнем в его крайнем положении и крышкой цилиндра называется *вредным пространством*; для повышения экономичности работы машины этот объем следует уменьшать насколько возможно.

При перемещении поршня изменяются давление пара и углы между звеньями кривошипного механизма, поэтому также изменяется величина вращающего момента, передаваемого на вал машины, чем вызывается неравномерность вращения. Чтобы сгладить эту периодическую (т. е. повторяющуюся при каждом обороте машины) неравномерность, на вал насаживается массивное колесо — маховик.

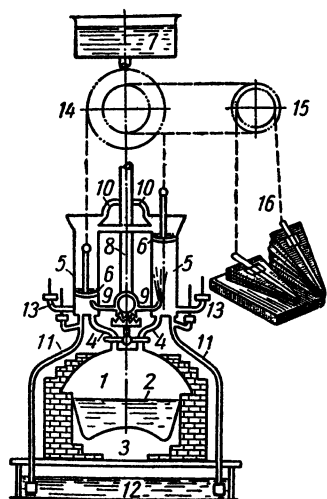
Без маховика машина даже не была бы в состоянии переходить через крайние положения ее механизма, называемые *мертвыми точками*: верхней (внутренней), обозначаемой в. м. т., и нижней (наружной), обозначаемой н. м. т. При уменьшении нагрузки число оборотов машины увеличивается, при увеличении — уменьшается. Для выравнивания этой непериодической неравномерности вращения машины служит регулятор, задачей которого является быстрое приведение мощности, развиваемой паром в цилиндре, в соответствие с изменением нагрузки машины посредством изменения количества или качества впускаемого в цилиндр пара.



Фиг. 1. Схема поршневой паровой машины.

2. СВЕДЕНИЯ ИЗ ИСТОРИИ РАЗВИТИЯ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Первоначально пар применялся главным образом для подъема или отсасывания воды из шахт и рудников. К числу паровых водоподъемников относятся беспоршневые «огневые машины», появившиеся в XVII в. и получившие в XVIII в. широкое распространение. Принцип действия этих устройств был следующий. В цилиндр впускали порцию пара из котла, затем поливали цилиндр водой, создавая в нем вакуум, который использовался для последующего подсосывания воды из



Фиг. 2. Схема паровой машины И. И. Ползунова.

подводящего канала. После этого в цилиндр снова впускался пар; давлением последнего вода выталкивалась в верхний приемный резервуар. Далее пар в цилиндре опять конденсировался наружным охлаждением водой и т. д.

С начала XVIII в. появились более совершенные поршневые водоподъемные машины, имевшие открытый сверху цилиндр с поршнем. При впуске пара поршень поднимался вверх, при впрыске воды в цилиндр пар конденсировался, поэтому атмосферное давление заставляло поршень опускаться, совершая рабочий ход, использовавшийся для подъема воды насосом, который был связан с поршнем системой тяг и рычагов. Такие машины получили название паро-атмосферных.

Во второй половине XVIII в. первым русским теплотехником Иваном Ивановичем Ползуновым была спроектирована и построена первая в мире паро-атмосферная машина заводского назначения, непосредственно связанная с мехами для подачи воздуха в плавильную печь (фиг. 2). Пар давлением 0,2 *ати* из котла 1 с топкой 3 по трубам 4 впускался поочередно в два цилиндра 5, в которых перемещались поршни 6, уплотняемые водой, подводимой по трубкам 10.

Под давлением пара поршень поднимался вверх, а когда он приближался к верхнему положению, из верхнего бака 7 по трубке 8 через водораспределительное устройство 9 в цилиндр подводилась и впрыскивалась холодная вода, создававшая вакуум, вследствие чего давление атмосферного воздуха заставляло поршень опускаться. При этом проникавший в цилиндр воздух удалялся через клапаны воздушных труб 13, а конденсат по трубкам 11 стекал в бак 12, откуда она подавалась в котел под постоянным уровнем 2.

Посредством тяг и цепи движение поршней передавалось на шкив 14, другой цепью — на шкив 15 и к мехам 16.

Мощность этой машины была равна 40 л. с. Пуск машины Ползунова состоялся в 1766 г. через несколько дней после смерти изобретателя. Преимуществами машины И. И. Ползунова по сравнению с паровыми водоподъемниками были: наличие двух цилиндров вместо одного, что обеспечивало непрерывность рабочего усилия, передаваемого потребителю энергии, передача движения цепями (а не коромыслами), более совершенная система паро- и водораспределительных устройств. Машина Ползунова получила высокую оценку в технической литературе, но дальнейшего развития она не имела, так как она далеко опередила непосредственные нужды русской промышленности того времени.

Через 20 лет после постройки машины Ползунова была осуществлена первая паровая машина с вращающимся валом — машина Джемса Уатта. В этой машине цилиндры были двойного действия; выпуск пара производился лишь на некоторой части хода поршня с последующим расширением пара; конденсация пара производилась в отдельном от цилиндра холодильнике; постоянство числа оборотов вала поддерживалось центробежным регулятором, связанным с дроссельной паровой заслонкой.

Дальнейшее развитие паровой машины характеризуется применением многократного расширения пара, повышением давления пара, применением перегретого пара, повышением мощности машин и расширением областей их применения. В 1834 г. механиками Ефимом и его сыном Мироном Черепановыми был построен первый в России паровоз, а с 1844 г. было организовано регулярное производство паровозов. К началу текущего столетия получили большое применение паровозные, пароходные, фабричные паровые машины и паровые локомобили. В последние годы развиваются легкие быстроходные паровые машины, называемые паромоторами, часто повышенного или высокого давления.

3. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ДИАГРАММЫ РАБОТЫ ПАРА В МАШИНЕ

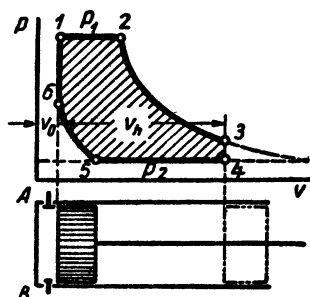
Идеальный цикл паросиловой установки — цикл Ренкина — был описан в разделе II. Пар поступает в цилиндр идеальной паровой машины с энтальпией i_1 , расширяется в нем по адиабате и покидает его с энтальпией i_2 . Теоретическая работа 1 кг пара в этом цикле равна

$$l_0 = \frac{i_1 - i_2}{A} = 427 (i_1 - i_2) \text{ кгм/кг} \quad (1)$$

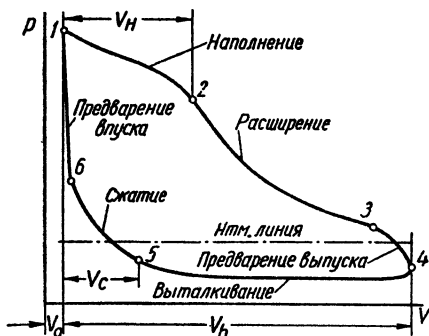
В действительных машинах осуществляется неполное расширение пара; кроме того, действительная машина отличается от идеальной наличием вредного пространства. По сравнению с машиной Ренкина действительной машине присущ ряд дополнительных потерь.

Работу пара в действительной паровой машине удобно представить графически — ее теоретической *vp*-диаграммой. Рассмотрим

процессы, происходящие в левой полости цилиндра горизонтальной машины с клапанами A и B (фиг. 3). Пусть первоначально поршень машины находится в крайнем левом положении. При открытии впускного клапана A пар давлением p_1 заполняет вредное пространство V_0 (на диаграмме точка 1). При движении поршня вправо осуществляется процесс наполнения цилиндра паром — линия 1—2. В некоторый момент, которому соответствует точка 2, доступ пара прекращается, что называется отсечкой пара. После отсечки происходит адиабатное расширение пара — линия 2—3. В момент прихода поршня в крайнее правое положение открывается выпуск-



Фиг. 3. Теоретическая диаграмма работы пара в паровой машине.



Фиг. 4. Действительная индикаторная диаграмма паровой машины с конденсатором.

ной клапан B , начинается выпуск отработавшего пара — линия 3—4, давление пара падает до p_2 .

При обратном движении поршня оставшийся в цилиндре пар при давлении p_2 выталкивается через клапан B — линия 4—5. В момент, характеризуемый точкой 5, выпускной клапан закрывается и начинается адиабатное сжатие оставшегося в цилиндре пара — линия 5—6, прекращающееся в момент прихода поршня в крайнее левое положение. Как только откроется вновь впускной клапан A , давление пара возрастает до p_1 — линия 6—1. После этого все процессы повторяются вновь. Полученная диаграмма называется теоретической диаграммой паровой машины. Аналогичная диаграмма может быть построена и для правой полости цилиндра машины двойного (двустороннего) действия.

При помощи прибора, называемого индикатором, можно получить автоматическую запись давлений в цилиндре машины в зависимости от перемещения ее поршня — так называемую индикаторную диаграмму паровой машины. Эта диаграмма отличается от теоретической вследствие постепенности действия парозпускных и паровыпускных органов машины (золотников или клапанов), дросселирования пара в них, теплообмена между паром и стенками. На фиг. 4 показана индикаторная диаграмма левой

полости цилиндра паровой машины, работающей с конденсатором. Горизонтальные и вертикальные прямые теоретической диаграммы заменены на индикаторной диаграмме кривыми линиями.

Элементы индикаторной диаграммы имеют следующее значение.

При движении поршня вправо:

линия 1—2 — впуск пара, или наполнение объем V_n ;

линия 2—3 — процесс расширения (клапаны закрыты);

линия 3—4 — процесс предварения выпуска пара.

При движении поршня влево:

линия 4—5 — выпуск пара (выталкивание поршнем);

линия 5—6 — сжатие пара (объем V_c , клапаны закрыты);

линия 6—1 — процесс предварения впуска пара.

Заметим, что в процессе наполнения давление пара в цилиндре несколько ниже, чем перед цилиндром, а в процессе выпуска давление немного выше, чем в конденсаторе. Объем вредного пространства обозначен V_0 , рабочий объем цилиндра V_h (объем, описанный поршнем). Относительная величина вредного пространства, или коэффициент вредного пространства, будет

$$\sigma = \frac{V_0}{V_h}. \quad (2)$$

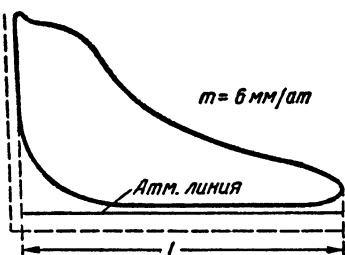
Величина σ изменяется от 0,02 до 0,15 в зависимости от типа парораспределения. Относительной величиной наполнения, или степенью наполнения, называется отношение

$$a = \frac{V_n}{V_h}. \quad (3)$$

Относительной величиной сжатия называется отношение

$$c = \frac{V_c}{V_h}. \quad (4)$$

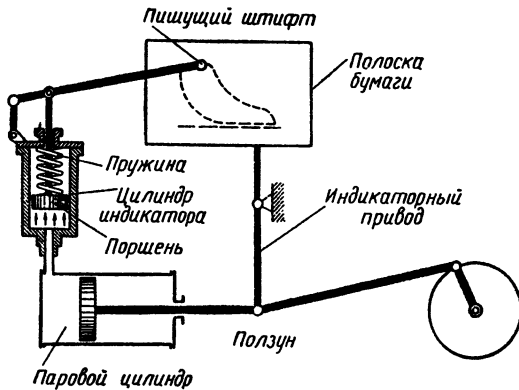
На фиг. 5 показана индикаторная диаграмма левой полости цилиндра машины, работающей на выпуск в атмосферу. Здесь линия выпуска проходит выше атмосферной. Индикатор вычерчивает лишь контур диаграммы и атмосферную линию. Оси координат могут быть получены последующим построением (необязательно). Через m обозначен масштаб давлений, которым определяется число миллиметров вертикального перемещения карандаша индикатора при изменении давления пара на одну техническую атмосферу. В данном случае он равен 6 мм/ат . Через l обозначена длина индикаторной диаграммы. Площадь диаграммы обозначается через f .



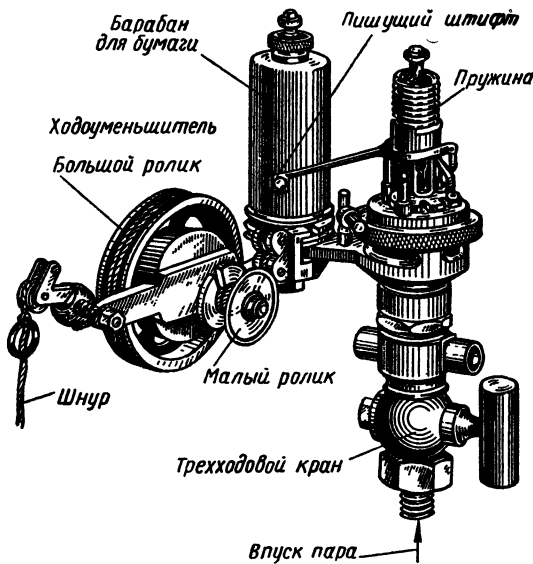
Фиг. 5. Действительная индикаторная диаграмма паровой машины без конденсатора.

4. ИНДИКАТОР. СРЕДНЕЕ ИНДИКАТОРНОЕ ДАВЛЕНИЕ

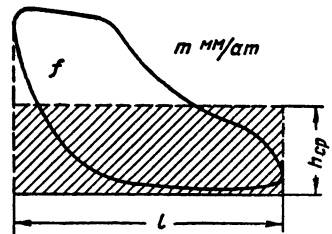
Индикатор состоит из небольшого цилиндра (фиг. 6) с движущимся в нем поршнем, и рамки с прикрепленной к ней полоской бумаги. При сообщении индикатора с одной из полостей цилиндра машины поршень индикатора под давлением пара поднимается, сжимая находящуюся сверху пружину и перемещая вверх пишущий штифт рычажной системы, связанной со штоком индикатора. Одновременно в горизонтальном направлении перемещается полоска бумаги, получающая движение через индикаторный привод машины (или с торца вала).



Фиг. 6. Схема действия индикатора.



Фиг. 7. Внешний вид индикатора с наружной пружиной.



Фиг. 8. Средняя высота индикаторной диаграммы.

Внешний вид индикатора с наружной пружиной показан на фиг. 7. В действительности полоска бумаги накладывается на поверхность барабана, который в одну сторону поворачивается шнурком через

ходоуменьшитель, а в обратную возвращается пружиной, находящейся внутри барабана. Последовательное сообщение индикатора с цилиндром машины или с атмосферой, или разобщение его осуществляются посредством трехходового крана.

По индикаторной диаграмме может быть найдено среднее индикаторное давление p_i , представляющее собой среднюю высоту h_{cp} площади диаграммы, деленную на масштаб давлений m (фиг. 8):

$$p_i = \frac{h_{cp}}{m} \text{ кг/см}^2. \quad (5)$$

Отрезок h_{cp} равен высоте прямоугольника, равновеликого площади данной диаграммы. Удобнее всего площадь диаграммы f определить прибором, называемым планиметром, после чего вычисляются h_{cp} :

$$h_{cp} = \frac{f (\text{мм}^2)}{l (\text{мм})} \text{ мм} \quad (6)$$

и p_i по формуле (5).

Основное определение среднего индикаторного давления таково: это работа пара (или газа) в цилиндре за один рабочий цикл, приходящаяся на единицу рабочего объема цилиндра.

5. ИНДИКАТОРНАЯ И ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТИ

Индикаторной называется мощность, развиваемая паром (или газом) в цилиндре машины. Она обозначается N_i и может быть найдена следующим путем. Умножением среднего индикаторного давления $p_i \text{ кг/см}^2$ на площадь поршня $F \text{ см}^2$ получается средняя сила давления пара на поршень за рабочий ход $p_i F \text{ кг}$. В одноцилиндровой машине простого (одностороннего) действия при ходе поршня в другую сторону действующая на поршень сила принимается равной нулю, поэтому средняя за оба хода поршня сила давления пара равна $\frac{p_i F}{2} \text{ кг}$. Если средняя скорость поршня $c_m \text{ м/сек}$, то умножением средней силы на скорость мы находим среднюю работу пара в единицу времени

$$\frac{p_i F}{2} c_m \text{ кгм/сек.}$$

Так как 1 л. с. равна 75 кгм/сек, то, следовательно, индикаторная мощность одноцилиндровой машины простого действия будет

$$N_i = \frac{p_i F c_m}{2 \cdot 75} = \frac{p_i F c_m}{150} \text{ л. с.} \quad (7)$$

Здесь

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \text{ см}^2 \quad \text{и} \quad c_m = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} \text{ м/сек,}$$

где D — диаметр цилиндра в $см$;

S — ход поршня в $м$;

n — скорость вращения вала машины в $об/мин$.

В окончательном виде формула индикаторной мощности одноцилиндровой машины простого действия может быть написана так:

$$N_i = \frac{p_i \pi D^2 S n}{4 \cdot 150 \cdot 30} \text{ л. с.} \quad (8)$$

Для машины двойного действия из формулы (7) получаем

$$N_i = N_i^{лев} + N_i^{прав} = (p_i^{лев} F_{лев} + p_i^{прав} F_{прав}) \frac{c_m}{150} \text{ л. с.}; \quad (9)$$

$$F_{лев} = \frac{\pi D^2}{4}; \quad F_{прав} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi D^2}{4} \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right),$$

где $p_i^{лев}$ и $F_{лев}$ относятся к левой полости цилиндра, а $p_i^{прав}$ и $F_{прав}$ — к правой полости, d — диаметр штока, проходящего через правую полость.

Практически для одноцилиндровой машины двойного действия формулу индикаторной мощности можно привести к виду

$$N_i = 0,98 \frac{p_{i\text{ср}} F c_m}{75} = 0,98 \frac{p_{i\text{ср}} \pi D^2 S n}{4 \cdot 75 \cdot 30} \text{ л. с.}, \quad (10)$$

где $p_{i\text{ср}} = 0,5 (p_i^{лев} + p_i^{прав})$, а $0,98$ — поправочный множитель, найденный при $\frac{d}{D} = 0,2$.

Для многоцилиндровой машины формула N_i получается суммированием соответствующих мощностей отдельных цилиндров машины с вынесением за скобки общих множителей (численные коэффициенты, также S и n).

Мощность, которую можно получить с вала машины для потребителя энергии, называется эффективной, или полезной, мощностью и обозначается через N_e л. с. Мощность N_e меньше, чем N_i , вследствие потерь от трения в частях машины.

Эффективная мощность, соответствующая основному режиму работы машины, называется номинальной эффективной мощностью. Такую мощность машина может давать неограниченное время. Максимальная кратковременная перегрузка может быть на несколько десятков процентов выше. Работа машины с мощностью меньше номинальной называется недогрузкой. Вращение машины без совершения полезной работы называется холостым ходом.

Отношение эффективной мощности к индикаторной называется механическим к. п. д.

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

откуда

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

При увеличении нагрузки машины η_m увеличивается от нуля при холостом ходе до наибольшего значения (0,85—0,95) при максимальной нагрузке.

6. ПОТЕРИ В ПАРОВОЙ МАШИНЕ И МЕТОДЫ БОРЬБЫ С НИМИ

По второму закону термодинамики полное превращение тепла в работу невозможно, часть тепла остается неиспользованной. В идеальной машине, работающей с расширением пара по адиабате, используемое тепло составляет $i_1 - i_2$ ккал/кг, а потерянное i_2 ккал/кг. В реальных условиях потеря тепла будет больше, чем i_2 , а полученная от 1 кг пара работа — меньше, чем $i_1 - i_2$.

В действительной паровой машине имеются следующие потери тепла.

Часть энергии пара недоиспользуется вследствие дросселирования пара при выпуске его в цилиндр машины.

Существенная потеря тепловой энергии происходит вследствие соприкосновения впускаемого свежего пара с более холодными стенками цилиндра и паровпускных каналов, в результате чего происходит при работе насыщенным паром начальная конденсация его, а при работе высоко перегретым паром — только снижение его температуры, причем в обоих случаях объем впускаемого пара уменьшается. Тепло, переданное стенкам, в основном возвращается обратно пару при его выпуске из цилиндра, но это тепло уже не может быть использовано в этом цилиндре. Такая потеря тепла может вызывать при работе насыщенным паром перерасход до 20—50% полезного расхода пара; при перегретом паре потеря тепла значительно меньше. Заметим, что рассматриваемая здесь потеря тепла вследствие соприкосновения впускаемого пара со стенками цилиндра растет с увеличением разности температур свежего пара и стенок, с уменьшением величины наполнения, с увеличением поверхности парораспределительных органов, омываемой паром при выпуске.

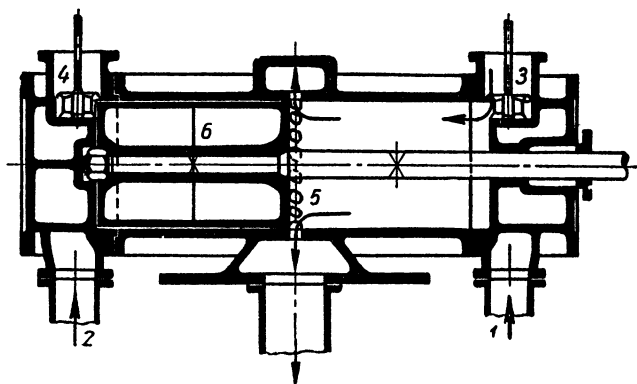
Некоторое количество тепла теряется стенками цилиндра во внешнюю среду. Эта потеря тепла значительно сокращается тепловой изоляцией цилиндра. Наличие вредного пространства вызывает потерю тепла, обусловленную заполнением этого пространства паром при выпуске в цилиндр. Неплотность в парораспределительном устройстве, между поршнем и стенкой цилиндра и т. п. служит причиной потери тепла вследствие утечки пара, зависящей от степени изношенности машины.

Очень значительная потеря тепла, уносимого из машины с отработавшим паром, в основном термодинамически неизбежна.

При передаче работы из цилиндра на коренной вал машины возникают механические потери (трение поршня о стенку цилиндра, трение в подшипниках, в парораспределительном устройстве и пр.).

Для уменьшения потерь на охлаждение при впуске пара в цилиндр применяются следующие методы:

а) Обшивка цилиндра теплоизоляционными материалами, такими, как асбест, войлок, кизельгур (инфузорная земля). При этом уменьшение тепловой потери при впуске пара в цилиндр обуславливается повышением средней температуры стенок, а следовательно, уменьшением температурного перепада между паром и стенками.



Фиг. 9. Схема прямооточной машины.

б) Защита цилиндра паровой рубашкой, т. е. кольцевой камерой, через которую пропускается свежий пар (целесообразно при работе насыщенным паром).

в) Переход от насыщенного на перегретый пар, в связи с чем резко уменьшается коэффициент теплоотдачи от пара к стенке.

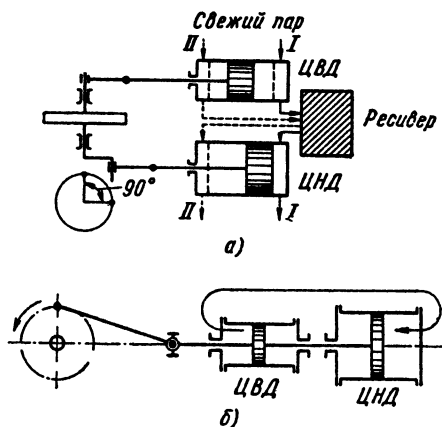
г) Применение быстроходных машин, приводящее к сокращению времени процесса теплообмена между паром и стенками, а также к уменьшению потерь пара через неплотности (при возрастании потери давления при впуске).

д) Раздельный впуск и выпуск пара, что осуществляется в машинах с клапаным распределением, в которых имеются отдельные клапаны для впуска и выпуска пара со своими каналами (при очередном впуске и выпуске пара через один и тот же канал — в случае золотникового распределения — большое количество тепла тратится на прогрев стенок при впуске).

е) Применение парораспределений с малым вредным объемом и с наименьшей поверхностью вредного пространства, приводящее к уменьшению потери пара на заполнение вредного пространства и потери тепла при впуске пара.

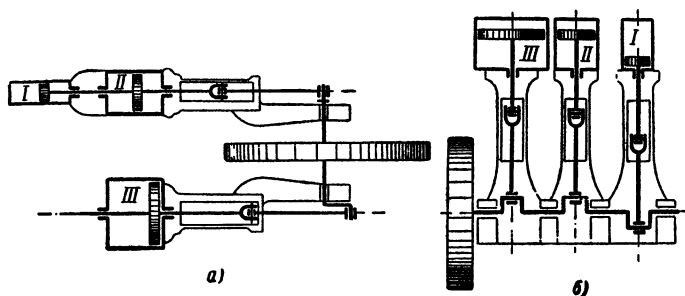
ж) Использование прямоточных машин. В этих машинах (фиг. 9) подводимый по трубам 1 и 2 свежий пар в каждой полости протекает вдоль цилиндра в одном направлении: от клапанов 3 и 4 в крышках до выпускных окон 5, расположенных посередине цилиндра. Цилиндровые крышки и впускные каналы не подвергаются охлаждению отработавшим паром, к тому же объем вредного пространства в прямоточных машинах имеет наименьшую величину. Недостатком машин этого типа является их громоздкость, так как длина поршня 6 составляет около 0,9 величины хода поршня.

з) Многократное расширение пара. Принцип многократного расширения заключается в том, что расширение пара от начального давления до конечного производится последовательно в двух, трех и иногда четырех цилиндрах. Машина двойного расширения состоит из цилиндра высокого давления (ц. в. д.), в котором начинается процесс расширения, и из цилиндра низкого



Фиг. 10. Схема машин компаунд и тандем двойного расширения.

давления (ц. н. д.), в котором расширение пара заканчивается. Диаметр ц. н. д. больше, чем ц. в. д., в 2,2—3,2 раза, так как пар входит во второй цилиндр при более низком давлении и с большим объемом, чем в первый цилиндр.



Фиг. 11. Схемы машин тройного расширения (тандем-компаунд и компаунд).

Термическое преимущество машины двойного расширения заключается в том, что температура стенок ц. в. д. выше и степень наполнения больше, чем в машине простого расширения, а поэтому меньше потери тепла при впуске и утечка через неплотности. В силу этого

Термическое преимущество машины двойного расширения заключается в том, что температура стенок ц. в. д. выше и степень наполнения больше, чем в машине простого расширения, а поэтому меньше потери тепла при впуске и утечка через неплотности. В силу этого

машины двойного расширения пригодны для работы паром более высокого давления, чем машины простого расширения.

По расположению цилиндров машины двойного расширения разделяются на два типа: первый — с параллельными осями цилиндров и с отдельными кривошипными механизмами (такие машины называются *к о м п а у н д*, фиг. 10, *а*), второй — с общей осью обоих цилиндров и с одним кривошипным механизмом, — это машины *т а н д е м* (фиг. 10, *б*). На фиг. 10, *а* можно видеть, что кривошипы поршней обоих цилиндров горизонтальной машины компаунд заклинены на 90° по отношению друг к другу. Так как при этом периоды выпуска пара из ц. в. д. и впуска в ц. н. д. не совпадают во времени, то такие машины требуют наличия между цилиндрами промежуточного резервуара для пара — ресивера. Эти машины в отношении уравновешенности и равномерности вращения превосходят машины простого расширения. Машина тандем (фиг. 10, *б*) уступает в динамическом отношении машине простого расширения, но она проще машины компаунд. Машины тройного расширения являются дальнейшим развитием конструкции машин двойного расширения. На фиг. 11, *а* показана схема горизонтальной машины тандем-компаунд с двумя кривошипами на валу. На фиг. 11, *б* приведена схема вертикальной машины тройного расширения с трехколенчатым валом.

7. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРОВОЙ МАШИНЫ И ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Абсолютный к. п. д. паровой машины показывает, какая доля тепла, полученного паром в котле, используется, превращаясь в индикаторную или эффективную работу. Соответственно различают два абсолютных к. п. д. машины: индикаторный и эффективный.

Индикаторный к. п. д. реальной паровой машины определяется отношением тепла Q_i , перешедшего в индикаторную работу, ко всему полученному паром теплу Q :

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q}. \quad (13)$$

Тепло, превращенное в индикаторную работу в час,

$$Q_i = 632N_i \text{ ккал/час},$$

а полученное паром тепло

$$Q = D (i_1 - i_2') \text{ ккал/час},$$

где D — расход пара паровой машиной в кг/час ;

$i_1 - i_2'$ — тепло, сообщенное 1 кг пара в паровом котле в ккал/кг (i_1 — энтальпия пара, i_2' — энтальпия воды, возвращаемой в котел из конденсатора).

Таким образом

$$\eta_l = \frac{632N_l}{D(i_1 - i_2)}. \quad (14)$$

Проще

$$\eta_l = \frac{632}{d_l(i_1 - i_2)}, \quad (15)$$

где $d_l = \frac{D}{N_l}$ — удельный индикаторный расход пара в кг/л с. ч.

Эффективный к. п. д. паровой машины определяется отношением тепла Q_e , перешедшего в эффективную работу (на валу машины), ко всему полученному паром теплу Q :

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q}.$$

Для 1 часа времени $Q_e = 632 N_e$ и $Q = D(i_1 - i_2)$ ккал/час. Следовательно,

$$\eta_e = \frac{632N_e}{D(i_1 - i_2)} \quad (16)$$

или проще

$$\eta_e = \frac{632}{d_e(i_1 - i_2)}, \quad (17)$$

где $d_e = \frac{D}{N_e}$ — удельный эффективный расход пара в кг/л с. ч.

Умножая числитель и знаменатель дроби $\frac{Q_e}{Q}$ на Q_l , получим

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_l} \cdot \frac{Q_l}{Q} = \eta_m \eta_l. \quad (18)$$

Значение абсолютного эффективного к. п. д. η_e для паровых машин обычно колеблется в пределах 0,12—0,24

Для паросиловой установки, состоящей из парового котла и паровой машины, общий к. п. д., называемый экономическим к. п. д., определяется равенством

$$\eta_{\text{эк}} = \frac{Q_e}{Q_{\text{топл}}}, \quad (19)$$

где Q_e — тепло, превращенное в эффективную работу, в ккал/час;
 $Q_{\text{топл}}$ — тепло топлива, затраченного на получение пара в котельной установке, с учетом потерь в ней, в ккал/час.

Для 1 часа работы паросиловой установки

$$Q_e = 632 N_e \text{ ккал/час};$$

$$Q_{\text{топл.}} = BQ_n^p \text{ ккал/час},$$

где B — общий расход топлива в кг/час;

Q_n^p — теплотворность топлива в ккал/кг.

Таким образом,

$$\eta_{\text{вк}} = \frac{632N_e}{BQ_n^p} \quad (20)$$

или проще

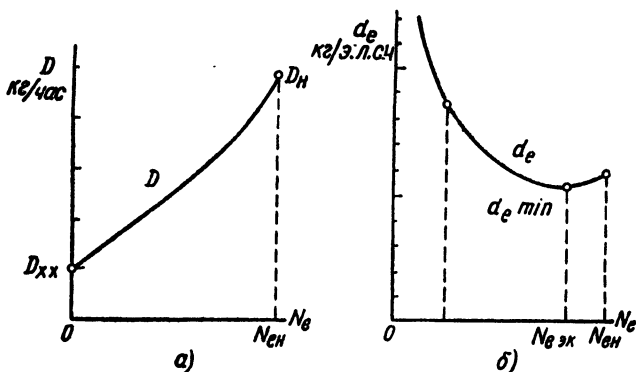
$$\eta_{\text{вк}} = \frac{632}{b_e Q_n^p}, \quad (21)$$

где $b_e = \frac{B}{N_e}$ — удельный эффективный расход топлива в котельной установке в кг/л. с. ч.

Обычно $\eta_{\text{вк}} = 0,1 \div 0,2$.

8. РАСХОД ПАРА ПАРОВОЙ МАШИНОЙ ПРИ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКЕ

Опытным путем могут быть определены полный расход пара D кг/час, индикаторная мощность N_i л. с. и эффективная мощность N_e л. с.



Фиг. 12. График зависимости полного и удельного расходов пара от эффективной мощности машины.

Очевидно, что с увеличением нагрузки машины (N_i и N_e) полный расход пара машиной будет увеличиваться. Зависимость D от N_e показана на фиг. 12, а. При изменении нагрузки от холостого хода ($N_e = 0$) до номинальной (N_{en}) расход пара D растет сначала приблизительно по прямой линии, затем более интенсивно. Расход пара при холостом ходе $D_{x,x}$, при номинальной нагрузке D_n .

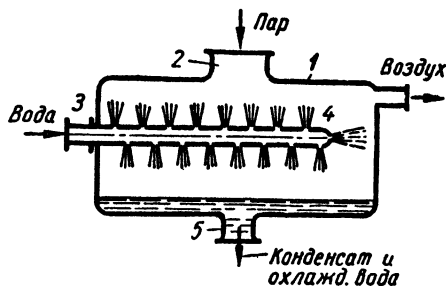
График изменения удельного эффективного расхода пара

$$d_e = \frac{D}{N_e} \text{ кг/л с. ч.}$$

с изменением эффективной нагрузки машины N_e показан на фиг. 12, б. Нагрузка, для которой d_e получает минимальное значение $d_{e \text{ min}}$, называется экономической $N_{e \text{ эк}}$, или нормальной.

9. КОНДЕНСАЦИЯ ОТРАБОТАВШЕГО ПАРА

Известно, что экономичность идеального парового двигателя, характеризуемая термическим к. п. д. η_t цикла Ренкина, увеличивается с уменьшением значения энтальпии i_2 отработавшего пара. Величина i_2 уменьшается с понижением давления пара p_2 при выходе. Для достижения возможно низкого давления при выпуске отработавший пар направляется не в атмосферу, а в прибор, называемый конденсатором.



Фиг. 13. Схема конденсатора смешения.

Рассмотрим принцип действия смешивающего конденсатора. Конденсатор (фиг. 13) представляет собой замкнутый резервуар 1, в который поступает отработавший пар из машины через патрубок 2. Охлаждающая вода подводится по трубе 3 и разбрызгивается распылителем 4 на мелкие струйки. Смесь охлаждающей воды и конденсата откачивается через патрубок 5 насосом теплой воды (в дальнейшем она не используется, так как имеет высокую температуру и загрязнена смазочным маслом). В конденсатор проникает воздух, растворенный в охлаждающей воде и выделяющийся из нее благодаря пониженному давлению в конденсаторе. Некоторое количество воздуха проникает в конденсатор также через неплотности соединений и вместе с паром из котла. Для отсасывания воздуха применяются специальные воздушные насосы. Совместное удаление теплой воды и воздуха осуществляется м о к р о в о з д у ш н ы м насосом. Подсос холодной воды в конденсатор обычно не требует особого насоса, осуществляется разрежением в конденсаторе.

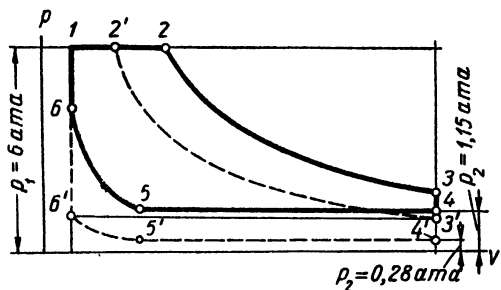
Наглядное представление о выгоде работы с конденсацией пара дает приведенное на фиг. 14 сопоставление двух теоретических диаграмм для одной и той же машины: 1—2—3—4—5—6 при выпуске в атмосферу и 1—2'—3'—4'—5'—6' при выпуске в конденсатор.

В данном примере при переходе на работу с конденсатором мощность машины сохраняется, расход пара уменьшается до 0,64 своей величины при работе с выпуском в атмосферу, а экономичность

машины соответственно повышается почти в 1,5 раза (не учитывая затраты работы на насосы при конденсаторе).

Давление в конденсаторе паровых машин обычно 0,1—0,2 *атм*. Для малых машин (до 25—30 л. с.) конденсатор почти не применяется, для мощных же установок применение конденсатора является обязательным, если только возможно обеспечить подвод охлаждающей воды.

Расход воды, необходимой для работы смешивающего конденсатора, может быть подсчитан следующим способом. Обозначим через *m* вес воды, приходящейся на каждую весовую единицу конденсируемого пара (это так назы-



Фиг. 14. Сравнение двух теоретических индикаторных диаграмм машин, работающих без конденсации пара и с конденсацией.

редаваемое охлаждающей воде, может быть выражено следующим уравнением теплового баланса (конденсат смешивается с охлаждающей водой при температуре t_2):

$$i_k - ct_2 = mc(t_2 - t_1), \quad (22)$$

откуда кратность охлаждения для смешивающего конденсатора

$$m = \frac{i_k - ct_2}{c(t_2 - t_1)} = \frac{i_k - t_2}{t_2 - t_1}. \quad (23)$$

Если расход пара D кг/час, то расход охлаждающей воды

$$W = mD \text{ кг/час}. \quad (24)$$

Для паровых машин кратность охлаждения составляет обычно от 25 до 40.

10. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОТРАБОТАВШЕГО ПАРА

Экономичность паросиловой установки может быть значительно повышена путем использования тепла отработавшего пара при достаточно высокой его температуре и соответственно повышенном давлении. Пар можно отбирать из ресивера машины двойного расширения.

Такие машины называются машинами с промежуточным отбором пара.

Для использования всего отработавшего пара применяются машины с противодавлением — так называются машины, в которых конечное давление пара выше атмосферного. В этих машинах конденсатор отсутствует.

Машины с противодавлением и с промежуточным отбором пара называются теплофикационными.

ГЛАВА II

ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ И РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Для осуществления периодического выпуска свежего пара в цилиндр паровой машины с нужной степенью наполнения и выпуска отработавшего пара в атмосферу или конденсатор служит парораспределительное устройство. Парораспределения могут быть золотниковыми или клапанными; выпуск пара может также производиться непосредственно поршнем через щели (окна) в стенке цилиндра.

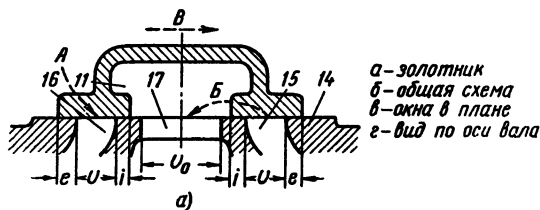
1. ЗОЛОТНИКОВОЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Наиболее простым и распространенным типом парораспределения является золотниковое — с плоским или круглым золотником. Плоским коробчатым золотником называется чугунная коробка, скользящая поочередно в ту и другую сторону по тщательно обработанной плоскости, называемой золотниковым зеркалом, при этом золотник в определенные моменты открывает и закрывает каналы для выпуска и выпуска пара.

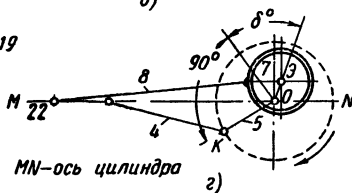
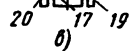
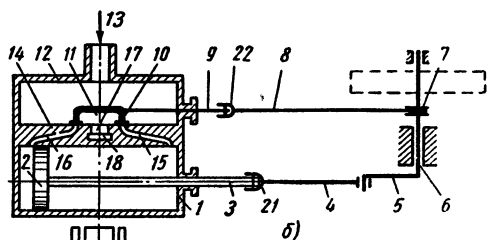
На фиг. 15, б показан разрез через цилиндр 1 машины и золотниковую коробку 12. Перемещение поршня 2 связано с движением золотника 10 следующим образом. Через шток 3, ползун 21, шатун 4 и кривошип 5 движение передается на коренной вал 6 машины, на котором закреплен эксцентрик 7, приводящий золотник эксцентриковой тягой 8 через сочленение 22 и золотниковую тягу 9. Полость 11 золотниковой коробки связана с цилиндром двумя боковыми каналами 15 и 16 прямоугольного сечения, выходящими на золотниковое зеркало 14 окнами 19 и 20 (фиг. 15, в). Свежий пар, подводимый по впускной трубе 13 (фиг. 15, б) в золотниковую коробку, выпускается через эти каналы поочередно в левую и правую полости цилиндра. По этим же каналам производится выпуск отработавшего пара из полостей цилиндра через среднее окно 17 и выпускную трубу 18 в атмосферу или конденсатор.

Для получения требуемой индикаторной диаграммы необходимо выполнение двух основных условий. Первое условие состоит в том, что лапы золотника (фиг. 15, а) должны быть снабжены перекрышами — внешними *e* и внутренними *i*. От величины первых зависят

моменты начала и конца впуска пара, от величины вторых—моменты начала и конца выпуска пара. На фигуре стрелкой *A* показан путь свежего пара в левую полость цилиндра; выпуск начинается, когда золотник переместится на величину *e* вправо по стрелке *B*. Стрелкой *B* показан путь отработавшего пара из правой полости цилиндра; выпуск начинается, когда золотник переместится на величину *i* влево. Через *u* и *u*₀ обозна-

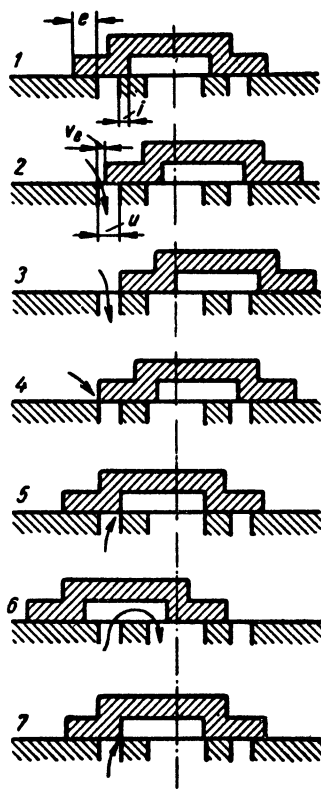


a—золотник
b—общая схема
в—окна в плане
г—вид по оси вала



MN—ось цилиндра

Фиг. 15. Коробчатый золотник с перекрышами.



Фиг. 16. Положения золотника для характерных моментов парораспределения в левой полости цилиндра.

чены ширина крайних и средних окон на золотниковом зеркале. Ширина лапы золотника равна $e + u + i$.

Второе условие состоит в том, что эксцентрик 7 (фиг. 15, б) должен быть заклинен на валу 6 по отношению к кривошипу 5 так, чтобы центр Э эксцентрика (фиг. 15, г) шел впереди кривошипа на угол $90^\circ + \delta^\circ$, где угол δ° называется углом опережения эксцентрика.

При мертвом положении поршня канал для впуска пара должен быть уже открыт на небольшую величину V_e , называемую линейным предварением впуска (фиг. 16).

Размеры окон, величина перекрыш и угол опережения эксцентрика определяются расчетом.

На фиг. 16 показаны семь положений золотника, характеризующих последовательность процессов парораспределения в левой полости цилиндра.

Схема 1 соответствует среднему положению золотника, когда точка Э (фиг. 15, з) лежит на вертикали, проходящей через центр O , а радиус KO образует угол δ до горизонтальной оси MN . При этом оба крайние окна перекрыты.

Схема 2 (фиг. 16) дана для положения поршня в левой мертвой точке. В этот момент золотник прошел на расстояние $e + V_e$ вправо от его среднего положения, где e — внешняя перекрыша, а V_e — линейное предварение впуска.

На схеме 3 золотник показан в крайнем правом положении, когда окно для впуска открыто полностью. Смещение золотника от его среднего положения вправо составляет $e + u$, а положение кривошипа характеризуется углом $90^\circ - \delta^\circ$ за левой мертвой точкой.

Схема 4 показывает момент отсечки, т. е. закрытия окна для впуска, при этом золотник переместился на величину u от его крайнего положения, не дойдя до среднего положения на расстояние e .

Схема 5 соответствует моменту конца расширения и началу открытия канала для выпуска пара через внутреннюю полость золотника, при этом золотник продвинулся на расстояние i влево от своего среднего положения, а поршень приближается к правой мертвой точке.

На схеме 6 показан золотник в крайнем левом положении, окно для выпуска открыто полностью (с перебегом), при этом поршень идет влево от правой мертвой точки.

Схема 7 показывает момент начала сжатия, когда золотник, перемещаясь вправо, закрыл канал для выпуска пара.

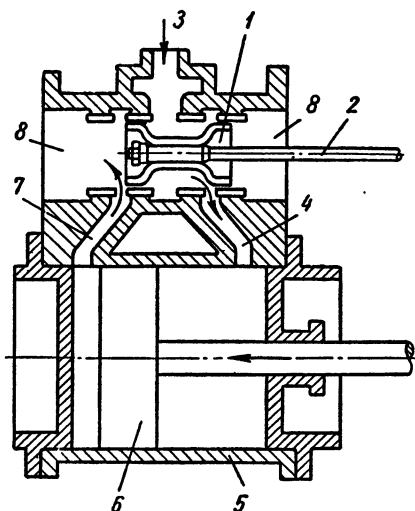
Плоскому коробчатому золотнику, являющемуся простейшим парораспределительным устройством, присущи серьезные недостатки.

1. В результате действия на золотник снаружи давления свежего пара, а изнутри небольшого давления отработавшего пара (приблизительно атмосферное давление или давление в конденсаторе) золотник прижимается к зеркалу большим усилием, вследствие чего возникает в плоскости зеркала сила трения, нагружающая золотниковый привод и приводящая к быстрому износу золотника.

2. Так как золотник снаружи омывается свежим паром (горячим), а изнутри — отработавшим (более холодным), то в нем возникают значительные термические деформации, вызывающие неплотное прилегание золотника к зеркалу и утечку пара (коробление золотника).

3. Все фазы парораспределения в золотнике взаимно связаны, чем ограничивается возможность выбора наиболее выгодных фаз и делается неосуществимым малое наполнение, необходимое в особенности при высоком начальном давлении.

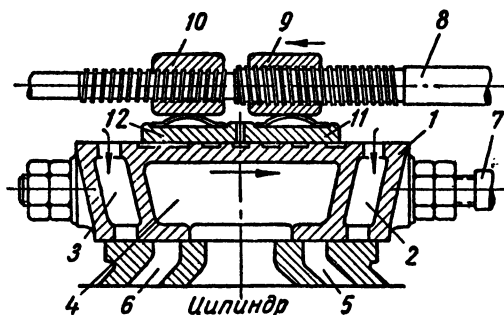
Неуравновешенность плоского золотника отсутствует в конструкции круглого золотника (цилиндрического, поршневого) (фиг. 17). Цилиндрический золотник 1 можно представить себе полученным из плоского, если его свернуть в цилиндр около продольной оси; если в золотнике имеется продольный канал для пара, то он называется пролетным. Простейший круглый золотник—поршневой состоит из двух поршеньков, закрепленных на золотниковой тяге 2. Обычно цилиндрические золотники работают с внутренним впуском (меньше охлаждение и утечка пара). Пар подводится (фиг. 17) к золотниковой коробке 8 по трубе 3, затем проходит через золотник и по каналу 4 входит в правую полость цилиндра 5 с поршнем 6, если золотник смещен вправо от своего среднего положения. Отработавший пар из левой полости золотниковой коробки и оттуда в выпускную трубу.



Фиг. 17. Цилиндрический (поршневой) золотник.

них полостей золотниковой коробки и оттуда в выпускную трубу.

Вследствие симметричного омывания паром круглый золотник является уравновешенным, в чем его основное преимущество перед плоским, особенно ценное при высоком начальном давлении и температуре пара. К числу его недостатков относится большой объем паровых каналов, входящих в объем вредного пространства. Как и в плоском золотнике, в нем ограничена возможность выбора наивыгоднейших фаз парораспределения.



Фиг. 18. Двойной золотник

Для возможности осуществления наивыгоднейших фаз парораспределения и, в частности, малого наполнения, притом легко регулируемого, применяются двойные золотники, примерная конструкция которых приведена на фиг. 18. Основной (распределительный) золотник 1 выполняет функции обычного плоского золотника с внутренней полостью 4, но конструктивно усложнен добавочными внешними каналами 2 и 3, через которые свежий пар

получает доступ к каналам цилиндра 5 и 6, а также тщательной обработкой верхней плоскости. Основной золотник перемещается тягой 7.

По основному золотнику с внешней его стороны передвигается отсечной (расширительный) золотник, состоящий из двух пластин 11 и 12, приводимых тягой 8, которая в своем движении опережает тягу 7, т. е. раньше приходит в свои крайние положения. Назначением отсечного золотника является перекрытие каналов 2 и 3 краями пластин 11 и 12 для получения требуемой (небольшой) отсечки. Изменение отсечки достигается вращением тяги 8, снабженной нарезками противоположного направления под гайками 9 и 10, раздвигаемыми или сближающими пластины 11 и 12.

Недостатком двойных золотников является их громоздкость и большие потери на трение. Эти потери уничтожаются в цилиндрических двойных золотниках, являющихся уравновешенными.

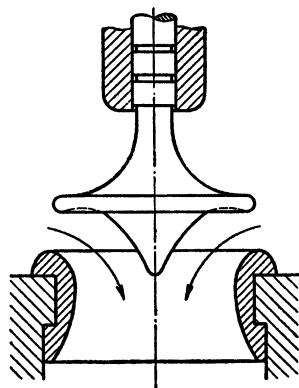
2. КЛАПАННОЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Существенным недостатком золотниковых парораспределительных механизмов является связанность фаз парораспределения и увеличенные тепловые потери, обусловленные впуском и выпуском пара через одни и те же каналы. Кроме того, при золотниковом парораспределении неизбежны большие объемы вредного пространства и происходит дросселирование пара вследствие медленного движения золотника при открывании и закрывании окон.

При клапанном парораспределении каждая полость цилиндра обслуживается двумя клапанами, поэтому фазы парораспределения независимы, впуск и выпуск пара производятся через разные каналы (в цилиндре получаются четыре пути для пара), объем вредного пространства незначителен. Все это ведет к уменьшению тепловых потерь, но конструктивно клапанное парораспределение значительно сложнее золотникового.

Наиболее простыми являются односедельные клапаны, к числу которых относится показанный на фиг. 19 клапан диффузорного типа. Односедельные клапаны обеспечивают хорошую плотность закрытия, но в начале подъема такого клапана получается значительная неуравновешенная сила давления пара, что утяжеляет приводной механизм.

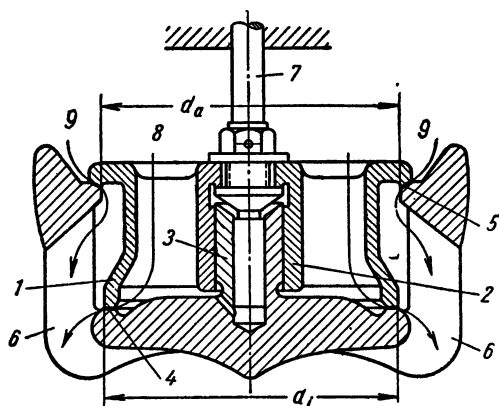
Почти разгруженным является двухседельный клапан (фиг. 20), представляющий собой тело вращения 1, соединенное ребрами со втулкой 2, внутри которой находится направляющий стакан 3. При опускании клапан садится на два неподвижных седла



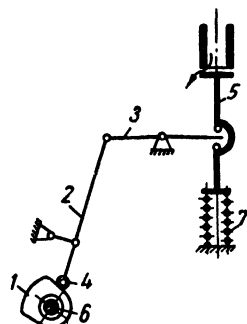
Фиг. 19. Односедельный клапан.

(почему он и называется двухседельным): нижнее 4 и верхнее 5, связанные друг с другом литыми ребрами 6. При подъеме клапана при помощи штока 7 пар устремляется к каналам цилиндра машины одновременно двумя путями: мимо верхнего седла 5 по стрелке 9 и через полое пространство внутри клапана по стрелке 8 мимо нижнего седла 4. Двухседельный клапан сложнее односедельного и не обеспечивает полной плотности при посадке, но он требует небольших усилий для подъема и меньшей величины подъема, нежели односедельный при той же площади для прохода пара.

Механизмы, приводящие клапаны в движение, делятся на две группы:



Фиг. 20. Двухседельный клапан.



Фиг. 21. Схема действия приводного механизма клапана.

1) с принудительной посадкой, когда клапан в течение всего своего движения находится в постоянном соединении с приводным механизмом;

2) со свободным падением клапана, иначе — с расцеплением, когда принудительным является только подъем клапана, момент же отсечки сопровождается расцеплением приводного механизма, после чего клапан падает в седло под действием пружины и собственного веса.

Для привода клапанов служат кулачковые шайбы или эксцентрики на распределительном валу, приводимом в движение от коренного вала при помощи пары конических зубчатых колес. Схема механизма с принудительной посадкой выпускного клапана показана на фиг. 21. Сидящая на распределительном валу 6 шайба 1 своим кулаком (выступом) перемещает через ролик 4 тягу 2, вызывающую поворот рычага 3 и тем самым перемещение вниз (открытие) клапана 5. Закрытие клапана осуществляется пружинной 7. По такой же схеме может работать и впускной клапан.

Клапанные парораспределения со свободной посадкой мало применяются ввиду быстрого износа седла от ударов при посадке клапана.

К преимуществам клапанного парораспределения относятся:

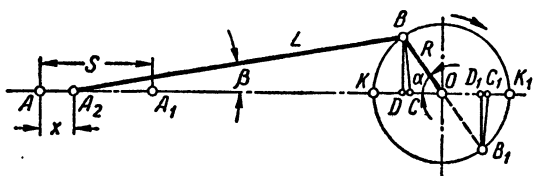
- 1) уменьшение потерь на начальную конденсацию;
- 2) незначительные потери в приводном механизме;
- 3) возможность точного осуществления требуемой индикаторной диаграммы.

Недостатками этого парораспределения является большая сложность устройства и эксплуатации по сравнению с золотниковым парораспределением.

3. КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ И МАХОВИК

Для преобразования прямолинейного возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение вала машины служит, как известно, кривошипно-шатунный механизм.

Рассмотрим его работу по фиг. 22. Положения кривошипа OK и OK_1 соответствуют мертвым положениям поршня. Очевидно, что $AA_1 = KK_1$ или $S = 2R$, где S — ход поршня, а R — радиус кривошипа.



Фиг. 22. Схема кривошипного механизма.

Если кривошип выйдет из своего левого мертвого положения OK в новое положение OB , повернувшись на угол α , то ползун за то же время переместится из положения A в положение A_2 , причем шатун займет положение A_2B под углом β к осевой линии AO . Перемещение ползуна $AA_2 = KC = x$, равное перемещению поршня при повороте кривошипа на угол α , может быть найдено следующим образом, считая заданными радиус кривошипа R и длину шатуна L .

В левой мертвой точке расстояние от центра вала O до ползуна A равно

$$\overline{OA} = R + L. \quad (a)$$

Когда кривошип повернется на угол α (а шатун соответственно на угол β), то расстояние OA_2 из прямоугольных треугольников BDO и BDA_2 будет равно сумме горизонтальных катетов:

$$\overline{OA_2} = \overline{OD} + \overline{DA_2} = R \cos \alpha + L \cos \beta. \quad (б)$$

Следовательно, пройденный поршнем путь из формул (а) и (б)

$$\begin{aligned} x = \overline{OA} - \overline{OA_2} &= (R + L) - (R \cos \alpha + L \cos \beta) = \\ &= R(1 - \cos \alpha) + L(1 - \cos \beta). \end{aligned} \quad (в)$$

Из тех же прямоугольных треугольников BDO и BDA_2 вертикальный катет равен:

$$\overline{BD} = R \sin \alpha = L \sin \beta,$$

откуда для исключения угла β имеем

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

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \sin \alpha\right)^2}. \quad (\text{г})$$

Поэтому искомое перемещение поршня из формул (в) и (г)

$$x = R(1 - \cos \alpha) + L \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \sin \alpha\right)^2} \right]. \quad (25)$$

Так как отношение $\frac{R}{L}$ невелико (примерно $\frac{1}{8}$), то можно приближенно принять

$$\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \sin \alpha\right)^2} = 1 - 0,5 \left(\frac{R}{L} \sin \alpha\right)^2, \quad (\text{д})$$

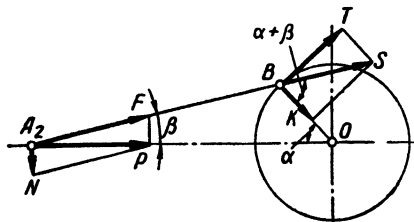
в чем проще всего можно убедиться на численных примерах.

Подстановка выражения (д) в формулу (25) дает

$$\begin{aligned} x &= R(1 - \cos \alpha) + L \left[1 - 1 + 0,5 \left(\frac{R}{L} \sin \alpha\right)^2 \right] = \\ &= R(1 - \cos \alpha) + 0,5 \frac{R^2}{L} \sin^2 \alpha = R \left(1 - \cos \alpha + 0,5 \frac{R}{L} \sin^2 \alpha \right). \quad (26) \end{aligned}$$

При отсчете смещения поршня и угла α от правой мертвой точки формула (26) остается справедливой с заменой плюса минусом.

Если по полученной формуле произвести вычисление величины x для различных углов α (например 0, 5, 10, 15° и т. д.), то можно убедиться в том, что при равномерном вращении вала поршень перемещается весьма неравномерно, имея наибольшую скорость приблизительно на середине хода (при α около 78° или x около 0,45).



Фиг. 23. Силы, действующие в кривошипном механизме.

Поршень воспринимает переменное по величине и направлению давление пара, передаваемое через шатун на кривошип и дающее на нем тангенциальное усилие T , направленное по касательной к окружности, описанной пальцем кривошипа (фиг. 23). Усилие T может быть найдено по силе P двукратным разложением. Раскладывая по правилу параллелограмма передаваемую на ползун A_2 вдоль оси цилиндра A_2O силу P на направления F вдоль шатуна и N перпенди-

кулярно направляющим ползуна, получим

$$F = \frac{P}{\cos \beta} \quad \text{и} \quad N = \frac{P}{\sin \beta}. \quad (\text{е})$$

Раскладывая действующую вдоль шатуна силу $S = F$ на направления T по касательной и K по радиусу к описанной кривошипом B окружности, находим, учитывая что угол $KBS = \alpha + \beta$,

$$T = S \sin(\alpha + \beta) \quad \text{и} \quad K = S \cos(\alpha + \beta), \quad (\text{ж})$$

или с подстановкой $S = F$ по формуле (е) получим

$$T = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad \text{и} \quad N = P \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\sin \beta}. \quad (27)$$

В силе P следует учесть давления пара на поршень с обеих сторон, а также силы инерции поршня и связанных с ним поступательно движущихся частей.

Окружное усилие, передаваемое на палец кривошипа, подвержено большим изменениям по величине и направлению на протяжении каждого оборота вала, а поэтому непрерывное вращение вала возможно лишь при наличии значительной массы, связанной с валом, — маховика. Назначение маховика в том, чтобы аккумулировать избыток энергии при увеличении угловой скорости вращения вала, противодействуя этому увеличению, и отдавать часть этой энергии при уменьшении угловой скорости, противодействуя этому уменьшению. Чем больше масса и момент инерции маховика, тем равномернее вращение машины.

Степенью неравномерности маховика называется отношение наибольшего изменения угловой скорости, наблюдаемого в течение одного оборота вала машины, к средней угловой скорости за один оборот:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}}. \quad (28)$$

Чем δ меньше, тем равномерность вращения больше. Для поршневых насосов достаточна $\delta = \frac{1}{25}$, а для электрических генераторов требуется $\delta = \frac{1}{250}$. Многоцилиндровые машины находятся в лучших условиях в отношении равномерности вращения, нежели одноцилиндровые.

4. РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ МАШИН

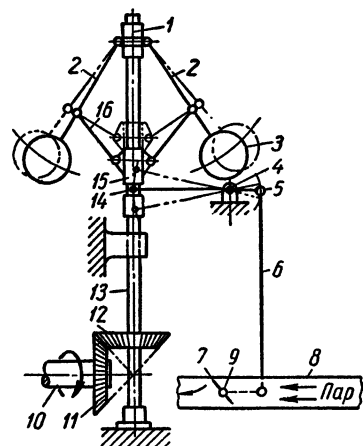
Кроме периодических, повторяющихся при каждом обороте, колебаний угловой скорости, которые выравниваются маховиком, могут быть и непериодические нарушения равномерности вращения машины, вызываемые изменением ее нагрузки.

Падение внешней нагрузки машины вызывает увеличение скорости ее вращения за счет избыточной мощности машины, а повышение нагрузки приводит к снижению числа оборотов машины по причине недостаточности ее мощности.

Для удержания непериодической неравномерности вращения машины (от изменения ее нагрузки) в возможно узких пределах стационарные машины снабжаются автоматическим регулирующим устройством. Назначение регулятора заключается в быстром приведении мощности машины в соответствие с изменяющейся внешней нагрузкой при допущении лишь незначительных отклонений скорости вращения от нормальной.

Изменение мощности паровой машины может быть достигнуто: 1) изменением степени наполнения и 2) дросселированием свежего пара при впуске.

С изменением степени наполнения связано изменение количества пара, поступающего в цилиндр машины, поэтому такой метод регулирования называется *количественным*; при нем давление пара не снижается и экономичность при изменении нагрузки относительно устойчива. Второй метод — дросселирование свежего пара посредством дроссельной заслонки в подводящем паропроводе —



Фиг. 24. Схема центробежного регулятора и дроссельной заслонки.

носит название *качественного* регулирования; в этом случае рабочие свойства пара ухудшаются, вместе с тем существенно снижается экономичность работы машины при малых нагрузках.

На фиг. 24 представлен в схематическом виде центробежный регулятор, связанный с дроссельной заслонкой. Действие этого устройства состоит в следующем. К муфте 1, закрепленной на вертикальном валу 13, получающем вращение при помощи пары конических зубчатых колес 11 и 12 от коренного вала машины 10, подвешены тяги 2 и к ним два шара 3. Тяги 2, кроме того, соединены при помощи тяг 16 с муфтой 15, которая может перемещаться вверх и вниз, действуя при этом на конец 14 рычага 14—5, имеющего неподвижную опору в точке 4. Конец 5 этого рычага шарнирно соединен при помощи тяги 6 с дроссельной заслонкой 7, установленной в пароподводящей трубе 8 на оси 9.

При повышении скорости вращения вала машины шары 3 вследствие увеличения центробежной силы несколько поднимутся, а вместе с ними муфта 15 и конец 14 рычага, другой же конец его 5 опустится, что заставит дроссельную заслонку принять новое положение, при котором уменьшается свободное сечение паропровода для прохода

пара. Свежий пар подвергается дросселированию, его давление понизится, и машина будет развивать меньшую работу, пока снова не восстановится равновесие между мощностью машины и внешней нагрузкой. При увеличении нагрузки шары регулятора опускаются, а с ними вместе муфта 15, что вызовет большее открытие сечения паропровода и увеличение мощности машины.

При количественном регулировании регулятор воздействует на парораспределительный механизм, изменяя отсечку. Способы воздействия могут быть весьма различными.

В современных машинах часто прибегают к одновременному применению качественного и количественного регулирования мощности машины (смешанное регулирование).

При холостом ходе машины наибольшее число ее оборотов обозначим через n_1 , при этом муфта регулятора занимает свое наивысшее положение. При максимальной нагрузке машины число оборотов уменьшается до наименьшего, обозначим его через n_2 , при этом муфта регулятора опускается в свое наинизшее положение. Отношение разности числа оборотов машины при крайних положениях муфты к среднему числу оборотов называется теоретической степенью неравномерности регулятора:

$$\delta_p = \frac{n_1 - n_2}{n_{cp}}, \quad (29)$$

где n_{cp} — среднее число оборотов. В большинстве конструкций $\delta_p = 0,02 \div 0,08$.

Другой характеристикой регулятора является его степень нечувствительности

$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n}, \quad (30)$$

где Δn — минимальное изменение числа оборотов, необходимое для того, чтобы вывести регулятор из равновесия.

Действительная степень неравномерности вращения

$$\delta = \delta_p + \varepsilon. \quad (30a)$$

ГЛАВА III

УСТРОЙСТВО ПАРОВЫХ МАШИН

1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ МАШИН

Паровые машины можно разделить по следующим наиболее существенным признакам.

По расположению цилиндров на: а) горизонтальные, б) вертикальные и в) наклонные.

По числу рабочих полостей цилиндра на машины: а) простого (одностороннего) действия и б) двойного (двустороннего) действия.

По типу парораспределения на: а) золотниковые, б) клапанные и в) комбинированные (например, с впуском через клапаны и с выпуском через окна, открываемые поршнем).

По направлению вращения вала на машины: а) постоянного направления вращения и б) переменного направления вращения (реверсивные).

По быстроходности на: а) тихоходные и б) быстроходные (граница в каждой области применения машин своя).

По кратности расширения на машины: а) простого (однократного) и б) многократного расширения (двойного, тройного, четверного).

По способу регулирования на машины: а) с качественным, б) с количественным и в) со смешанным регулированием.

По качеству пара на машины: а) насыщенного и б) перегретого пара, а также в) среднего давления, г) повышенного и д) высокого давления.

По выпуску отработавшего пара на: а) конденсационные, б) с выпуском пара в атмосферу, в) с противодавлением и г) с промежуточным отбором пара.

По назначению машины на: а) стационарные (неподвижные), б) паровозные, в) пароходные и др.

2. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ ПАРОВЫХ МАШИН

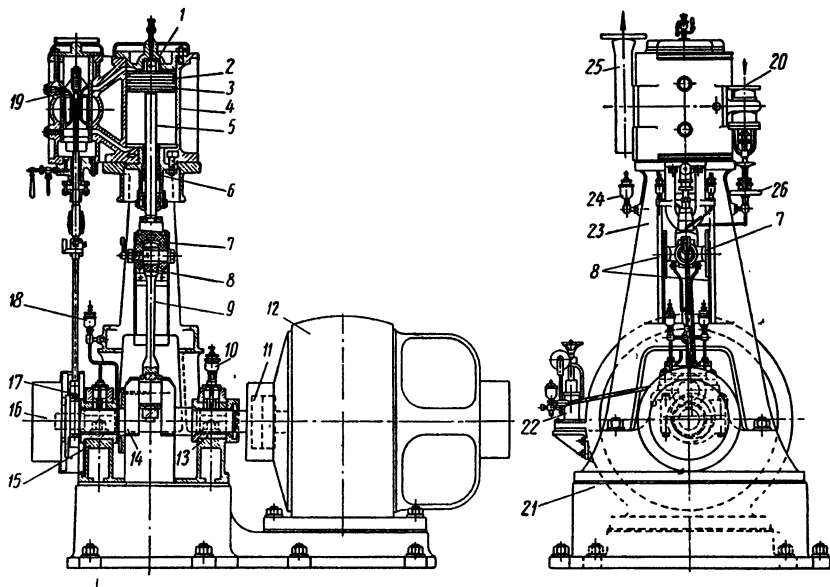
Вертикальная одноцилиндровая машина простого расширения. На фиг. 25 показана в двух проекциях вертикальная одноцилиндровая паровая машина низкого давления двойного действия простого расширения. В цилиндре 4 с верхней отъемной крышкой 1 показан поршень 2 с поршневыми кольцами 3. Нижняя крышка цилиндра снабжена сальником 6, сквозь который проходит поршневой шток 5. Парораспределение — уравновешенным цилиндрическим золотником 19 с внутренним впуском пара. Привод золотника эксцентриковый.

Плоский регулятор 16, помещенный на конце коренного (коленчатого) вала 14, переставляет эксцентрик 17 золотника для изменения наполнения (количественное регулирование). Вал лежит в подшипниках 13 и 15. Станина 23 (рама) машины А-образного типа. Ползун 7, в котором сочленяются поршневой шток и шатун 9, ходит между плоскими направляющими (параллелями) 8. Смазка поршня и золотников — поршневым масляным прессом 22, для смазки прочих частей имеются масленки 10, 18 и 24.

На правой проекции вверху видна подводная свежий пар труба 20 с пусковым вентилем 26 и отводящая труба 25 отработавшего пара. Машина имеет прямое соединение муфтой 11 с генератором 12,

ротор которого служит одновременно маховиком. Под машиной и генератором фундаментная рама 21.

Стационарная паровая машина двойного расширения тандем с клапаным парораспределением. На фиг. 26 представлена тандем-машина с двумя цилиндрами: ц. в. д. 1 и ц. н. д. 3. Паропровод, не показанный на чертеже, подводит свежий пар к машине. Далее пар поступает в ц. в. д. через правый или левый впускные клапаны 2. Отработавший пар через один из выпускных клапанов 6 перетекает в ресивер (на фигуре не показан), откуда поступает в ц. н. д. через

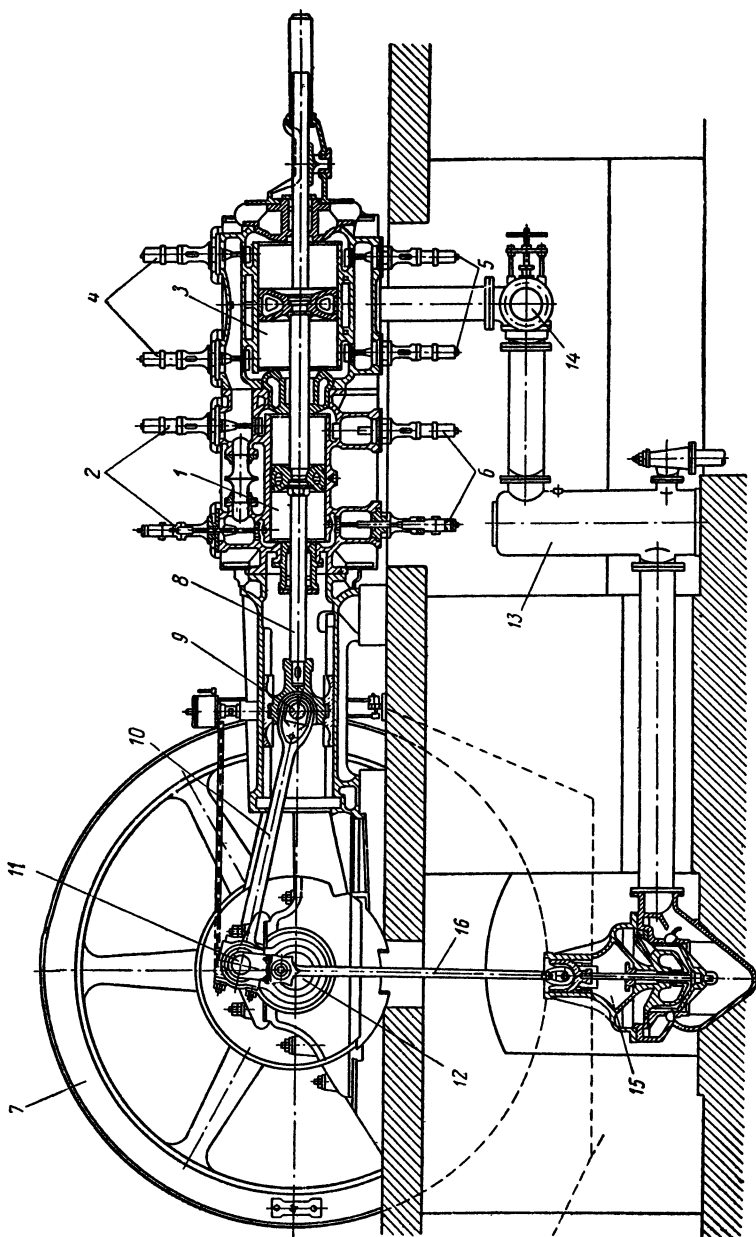


Фиг. 25. Вертикальная золотниковая паровая машина.

правый или левый впускные клапаны 4. Из ц. н. д. отработавший пар выходит через выпускные клапаны 5 в конденсатор 13 либо в атмосферу переключением трехходового вентиля 14. Движение поршней передается при помощи штока 8 и ползуна 9, движущегося между параллелями, шатуну 10, а от него через кривошип 11 валу машины 12.

На вал насажен маховик 7 с приводным шкивом. Охлаждающая вода поступает в смешивающий конденсатор, а получающаяся в конденсаторе смесь нагретой воды и воздуха отводится по трубопроводу. Разрежение в конденсаторе достигается действием мокровоздушного насоса 15, приводимого от вала машины через привод 16. Центробежный регулятор (не показан) поддерживает число оборотов вала машины, воздействуя на парораспределительный механизм.

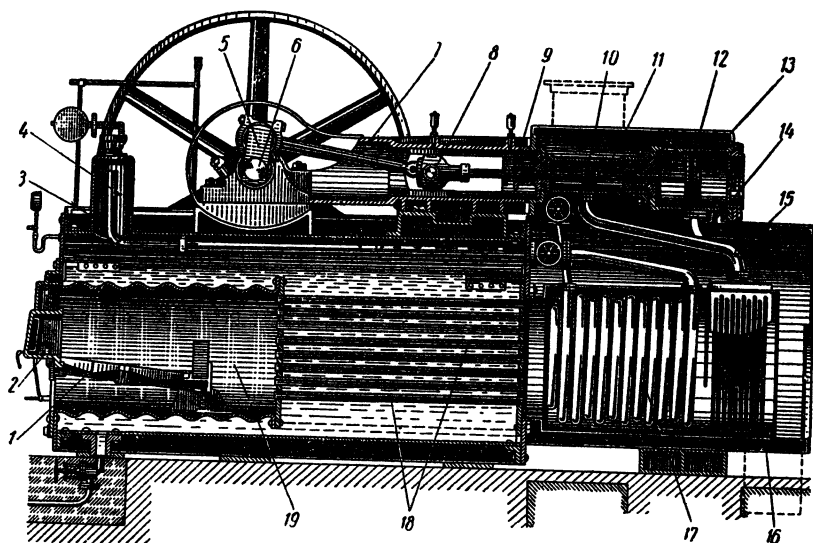
Цилиндр машины обычно литой чугунный, а в случае применения пара высокого давления и перегретого — стальной. Поршень



Фиг. 26. Горизонтальная тандем-машина с клапанным парораспределением.

изготавливается или полым чугуном, или стальным. На поршень надевают уплотняющие чугунные кольца.

Стационарный локомотив представляет собой паросиловой агрегат, объединяющий в одно целое паровой котел, паровую машину и вспомогательные устройства. Он применяется в качестве первичного двигателя передвижного или стационарного типа в сельском хозяйстве, в теплосиловых установках промышленности и на небольших электростанциях. Чрезвычайно важным свойством



Фиг. 27. Стационарный локомотив с машиной двойного расширения.

локомотива является его способность работать на любом виде твердого топлива — угле, торфе, дровах, соломе, опилках, лузге и пр.

На фиг. 27 представлена схема локомотива стационарного типа с машиной двойного расширения. Топливо забрасывается через загрузочное отверстие 2 и попадает на колосники 1 топки 19. Дымовые газы из топки направляются в дымогарные трубки 18, после чего, омывая пароперегреватели 17 и 16, направляются через дымоход в дымовую трубу (на чертеже не показана). Вода, окружающая дымогарные трубки, превращается в пар, который из сухопарника 3 направляется по трубе 4 в пароперегреватель 17, после чего перегретый пар идет в ц. в. д. 11. Из ц. в. д. пар уходит по трубе 15 во второй пароперегреватель 16, где вновь перегревается, после чего поступает по трубе 14 в ц. н. д. 13. Отработавший пар направляется в конденсатор или штоке 9, пережатие обоих поршней 10 и 12, находящихся на общем штоке 5.

Стационарные локомобили выпускаются с давлением пара 16 *ата* при температуре 300—350°, мощностью от 125 до 700 л. с. в том числе двойного расширения конденсационные (марки СК), с промежуточным отбором пара (марки СТК) и простого расширения с противодавлением (марки СТ). Удельный эффективный расход пара в конденсационных локомобилях составляет от 4,8 до 5,5 *кг/л.с.ч.*

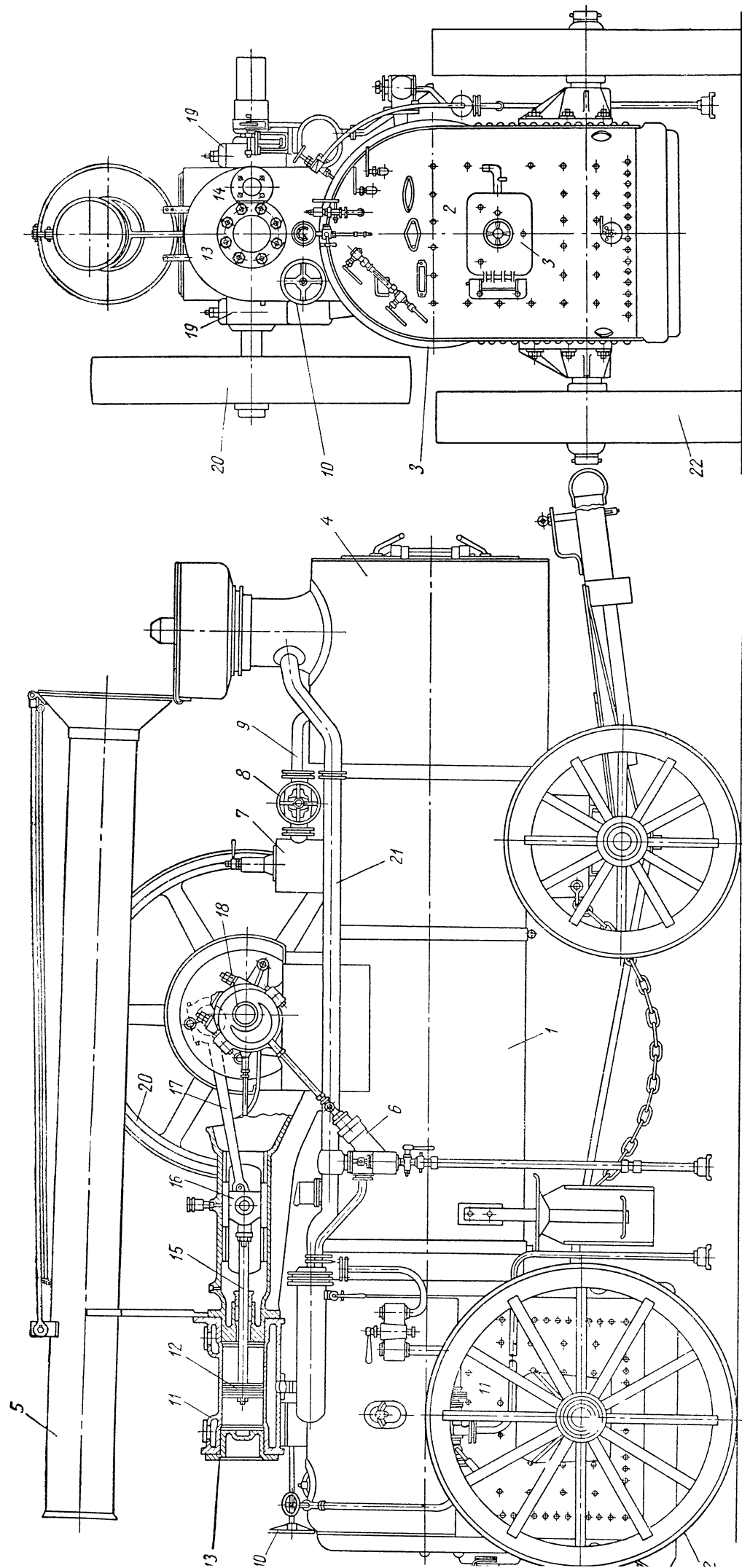
Передвижной локомобиль. На фиг. 28 показан передвижной локомобиль на колесах. К цилиндрической части котла 1 с дымогарными трубками примыкает спереди часть котла с плоскими стенками, внутри которой размещена топка 2 с топочной дверцей 3, а с задней стороны присоединена дымовая коробка 4 с дымовой трубой 5. Питание котла водой производится насосом 6. Насыщенный пар из сухопарника 7 через вентиль 8 по паропроводу 9 направляется в пароперегреватель, расположенный в дымовой коробке, откуда поступает через пусковой вентиль 10 в цилиндр машины 11 с передней крышкой 13 и с золотниковой коробкой 14. В цилиндре движется поршень 12, передающий движение через шток 15, ползун 16 и шатун 17 на коренной вал 18, лежащий в подшипниках 19 и снабженный маховиком 20. Отработавший пар, пройдя через водоподогреватель, направляется по трубе 21 к основанию дымовой трубы, где размещен прибор, называемый конусом, предназначенный для создания тяги струей отработавшего пара. Для возможности передвижения локомобиля служат колеса 22.

Передвижные локомобили простого расширения на давление перегретого пара 14 *ата* при температуре 300° строятся мощностью от 25 до 75 л. с. и работают на выпуск пара в атмосферу с удельным эффективным расходом пара около 8,5—9,5 *кг/л. с. ч.* Кроме того, строятся передвижные локомобили простого расширения насыщенного пара давлением 11 *ата*, мощностью от 14 до 70 л. с.

Легкие передвижные установки. К локомобилям примыкают легкие паросиловые установки с вертикальным паровым котлом, вертикальной одноцилиндровой машиной простого расширения двойного действия с цилиндрическим золотником и электрогенератором, смонтированными на общей раме. Давление пара в котле 21—23 *ата*, температура 380—400°, мощность машины 40 л. с., скорость вращения 1000 об/мин. Эта установка предназначена для комплексной электрификации и теплофикации животноводческих хозяйств.

В другой передвижной паровой электростанции, смонтированной в вагоне узкой колеи, машина выполнена двухцилиндровой, горизонтальной, простого расширения, двустороннего действия, с ползунком и клапанным парораспределением. Давление пара в котле 21 *ата*, температура 300—350°, противодавление 1,5 *ата*, эффективная мощность 60 л. с. при 750 об/мин. Отработавший пар проходит через турбинку, вращающую крыльчатку вентилятора воздушного конденсатора.

Разработаны передвижные силовые установки с водотрубным котлом и паровой машиной простого действия с золотниковым паро-



Фиг. 28. Передвижной локомотив с одноцилиндровой машиной.

распределением мощностью $N_e = 25, 50, 75$ и 100 л. с. при $n = 1500$ об/мин, для давления пара 31 атм при $425\text{--}450^\circ$, смонтированные с электрическим генератором и вспомогательными устройствами на общей раме с колесами.

В стационарных быстроходных машинах для увеличения к. п. д. начальное давление повышается до 100 атм и выше при температуре 480° и более с золотниковым парораспределением. При работе с противодавлением применяется простое расширение, в конденсационных же машинах высокого давления применяется двойное расширение при отношении объемов ц. в. д. и ц. н. д. до $1 : 7$.

Паровозные и пароходные машины. Паровые машины находят широкое применение в железнодорожном транспорте — на паровозах и в водном транспорте — на пароходах.

П а р о в о з состоит из парового котла, прикрепленного к экипажу (рама с тележками и колесными парами и пр.), из паровой машины, цилиндры которой обычно располагаются внизу по обеим сторонам передней части паровоза, и из тендера (назначение тендера — перевозка запасов воды и топлива для питания паровоза). В 1954 г. исполнилось 120 лет со времени постройки первого паровоза в России отцом и сыном Черепановыми (1834 г.). Наши советские паровозы ФД, ИС и 2-3-2В являются самыми мощными в Европе. Испытания последнего из указанных паровозов показали скорость до 180 км/час. Мощность паровоза ИС достигает 3200 л. с., а мощность отдельных опытных паровозов достигает 4000 л. с. Группа паровозов ФД, ИС и 2-3-2В спроектирована с большим количеством взаимозаменяемых деталей, как, например, котлы, цилиндры машин и многие другие. Наиболее распространенными в настоящее время являются серии паровозов ИС, ФД, СО и Л.

Паровозный котел конструктивно напоминает локомотивный котел, но имеет значительно большие размеры. Испаряющая поверхность паровозного котла достигает $250\text{--}300$ м² и выше, число дымогарных труб достигает $150\text{--}300$ (вместе с более широкими — так называемыми жаровыми). Паровая машина паровозов выполняется для работы на перегретом паре. Диаметр цилиндров равен 670 мм и более, парораспределение часто осуществляется поршневыми золотниками диаметром $0,4\text{--}0,5$ диаметра цилиндра, впуск пара внутренних.

Плоские золотники при перегретом паре не применяются вследствие их коробления и больших утечек пара. Кулисные механизмы паровоза позволяют изменять фазы парораспределения и осуществлять реверс. Клапанное парораспределение в паровозных машинах применяется редко из-за сложности. Поршни паровоза дисковой конструкции стальные. Для передачи движения на колеса служат дышла (шатуны). Для получения наибольшей силы тяги при трогании паровоза с места или при движении по подъемам паровоз снабжается еще вспомогательной паровой машиной — бустером, установленной на задней тележке паровоза либо на тележках тендера.

Конденсация отработавшего пара применяется на паровозе редко. Для этой цели используются трубчатые конденсаторы воздушного охлаждения с вентиляторами. Конденсатор на паровозе применяется для возврата конденсата в котел с целью значительного сокращения расхода питательной воды, при этом давление в конденсаторе близко к атмосферному (безвакуумная конденсация). Конденсационная установка, размещаемая на тендере, оказывается чрезвычайно громоздкой и недостаточно надежной в эксплуатации, поэтому в районах, бедных водой, предпочтительнее применение тепловозов с дизельными или газогенераторными двигателями внутреннего сгорания.

На п а р о х о д а х в качестве главного двигателя устанавливается паровая машина, коленчатый вал которой соединяется с гребным винтом или колесом (на морских судах часто устанавливаются паровые турбины.) Пар для паровой машины готовится в паровых котлах облегченной конструкции по сравнению со стационарными (применяются огнетрубные оборотные и пролетные котлы с жаротрубной топкой, водотрубные котлы специальных типов, а также прямоточные).

Главные судовые паровые двигатели всегда работают с конденсацией пара, причем конденсаторы могут быть смешивающими или поверхностными (последнее необходимо для паровых турбин). Ввиду использования забортной воды эти конденсаторы могут давать глубокий вакуум, что значительно повышает степень использования теплоты пара.

В России первый пароход был выпущен в 1815 г. — колесное судно «Елизавета» с машиной мощностью 4 л. с. Первая безбалансирная¹ судовая паровая машина мощностью 240 л. с. была построена в России в 1832 г. и установлена на пароходе «Геркулес».

Достоинством паровых двигателей является возможность работы на недефицитном местном твердом топливе, но они уступают двигателям внутреннего сгорания в экономическом отношении. При мощности до 1000 л. с. паровая машина превосходит по экономичности паровую турбину. Современные судовые машины достигают мощности в несколько тысяч лошадиных сил.

Судовые паровые машины выполняются наклонными или вертикальными. На речных колесных судах часто ставят тихоходные (до 50 об/мин) машины с наклонными цилиндрами, что вызывается положением гребного вала. Винтовые пароходы оборудуются вертикальными быстроходными (более 100 об/мин) машинами. В качестве фундамента используются балки корпуса судна. Судовые машины — многоцилиндровые, часто двойного и тройного расширения, компаунд, с цилиндрами двойного действия, а при высоком начальном давлении — также простого действия. Машины насыщенного пара применяются редко. Парораспределение может быть золотниковым с цилиндрическими пролетными или поршневыми золотниками,

¹ С непосредственной передачей движения на вал машины.

с внутренним впуском, часто применяются многопролетные золотники — с двойным и тройным впуском пара. Клапанные парораспределения более сложны, но имеют преимущество при применении высокого давления и перегрева. Главные машины пароходов всегда выполняются реверсивными.

Одним из наилучших образцов наклонных паровых машин речных судов являются золотниковые машины тройного расширения с тремя цилиндрами двойного действия и с трехколенчатым валом, мощностью 900 *и. л. с.*, рассчитанные на давление пара 15 *ата*, работающие со смешивающим конденсатором, постройки завода «Сормово». Удельный индикаторный расход пара в подобных машинах составляет около 6 *кг/л. с. ч.* при мощности машины 360 *л. с.* и около 5,4 *кг/л. с. ч.* в машине мощностью 1200 *л. с.*

Другим образцом наклонных машин могут быть клапанные машины двойного расширения с двумя цилиндрами двойного действия с двухколенчатым валом, мощностью 400 *и. л. с.* при 30 об/мин завода «Русская кузница». Машина рассчитана на давление пара 16 *ата*, работает с поверхностным конденсатором, удельный индикаторный расход пара 5—6 *кг/л. с. ч.*

В качестве примеров судовых вертикальных машин можно привести быстроходные золотниковые трехцилиндровые машины двойного действия с трехколенчатым валом, работающие перегретым паром с конденсацией, а также двухцилиндровые машины с двухколенчатым валом.

В отдельных случаях легкие многоцилиндровые паровые машины применяются в автобусах, автомобилях с вертикальным, У-образным двухрядным и звездообразным расположением цилиндров. Примером может служить автобусная машина четырехцилиндровая, простого расширения, одностороннего действия, с У-образным размещением цилиндров. Распределение впуска через односедельные клапаны с регулированием переменной отсечкой, распределение выпуска — через окна в стенке цилиндра, открываемые поршнем. Механизм машины без ползуна, кривошипная камера закрытая.

Быстроходные легкие многоцилиндровые паровые машины (до шести-девяти цилиндров) называются паромоторами. Число оборотов такой машины достигает 2500 в минуту. Наиболее обычными начальными параметрами пара являются 30—35 *ата* при 400—450° С, но применяется также высокое давление (60—100 *ата*). Для работы с противодавлением такие машины строятся простого расширения, для работы с конденсатором — двойного (или тройного). Выпуск преимущественно через окна в стенке цилиндра.

РАЗДЕЛ V

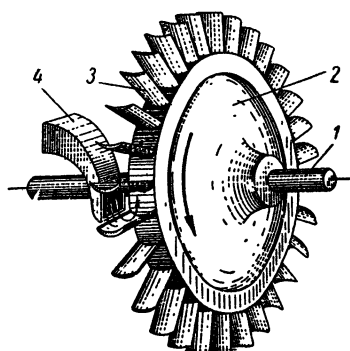
ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

ГЛАВА I

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС

1. ПОНЯТИЕ О ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ

Паровая турбина относится к числу ротативных лопаточных двигателей. Ротативными называются такие машины, в которых движение получается сразу во вращательной форме. Основная



Фиг. 1. Ротор простейшей паровой турбины.

часть таких машин — ротор, представляющий собой вал, на который насажены диски. В лопаточных машинах диски ротора снабжены по окружности лопатками (изогнутыми пластинками). Лопатки паровой турбины получают энергию от непрерывно протекающего по ним пара и передают ее через диски на вал, с которого она поступает к потребителю (например, к электрическому генератору). Следует заметить, что от гидротурбины паровая турбина конструктивно отличается весьма существенно, но газовая турбина близка к паровой.

Ротор простейшей паровой турбины показан на фиг. 1: вал 1, диск 2, рабочие лопатки 3. Рядом с диском укреплено сопло 4, в котором струя пара получает необходимую по величине и направлению скорость.

Сопловой аппарат, состоящий из группы сопел, и венец рабочих лопаток (т. е. совокупность лопаток, занимающих окружность диска) образуют одну ступень давления. Обычно турбина состоит из нескольких последовательно расположенных ступеней давления, одноступенчатыми же выполняются лишь турбины малой мощности.

Преимущества паровой турбины по сравнению с поршневыми двигателями, в частности с паровой машиной, заключаются в благоприятных динамических условиях работы (равномерность вращения и уравновешенность сил инерции), быстроходности, компактности,

возможности осуществления весьма крупных мощностей в одном агрегате. От двигателей внутреннего сгорания паровая турбина, кроме того, выгодно отличается, как и паровая машина, возможностью использования любого топлива для получения пара (в паровых котлах), в том числе местных видов его, что имеет большое народнохозяйственное значение. Поэтому крупные паровые турбины являются основными двигателями электростанций. Кроме того, паровые турбины часто используются в качестве привода для компрессоров, для освещения поездов и т. п.

Развитию турбостроения в нашей стране уделяется большое внимание. В решениях XIX съезда КПСС по пятилетнему плану развития СССР предусматривается сооружение новых заводов, строящих паровые турбины и котлы, увеличение производства паровых турбин в 2,3 раза. Успехи, достигнутые нашими турбостроительными заводами в последнее время, характеризуются выпуском наиболее совершенных в мире турбин мощностью до 100 000 и 150 000 *квт* при 3000 об/мин.

2. АКТИВНЫЙ ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ТУРБИНЫ

Работа в ступенях турбины может производиться активным или реактивным способами.

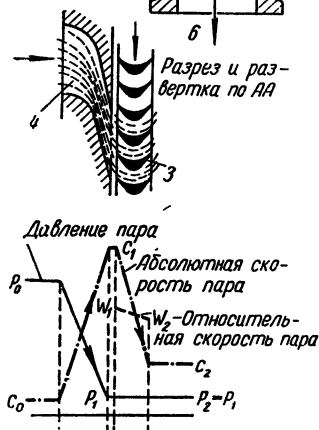
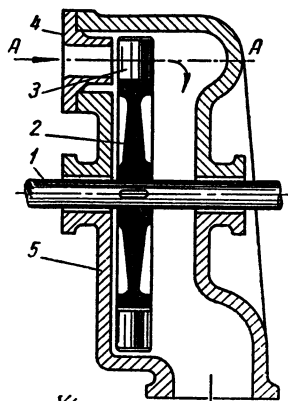
Отличительная особенность активного принципа заключается в том, что изменение потенциальной энергии рабочего тела, а в данном случае термодинамического состояния пара, происходит только в соплах (снижение давления пара), а на рабочих лопатках используется лишь кинетическая энергия пара при неизменной потенциальной энергии (при постоянном давлении пара).

Отличительная особенность чисто реактивного принципа состоит в том, что термодинамическое состояние пара изменяется лишь на движущихся рабочих лопатках в связи с падением давления пара на них, так что неподвижные сопла становятся ненужными. Остановимся пока лишь на активном способе работы.

В соответствии со сказанным выше в активной ступени давления рабочий процесс разделяется на две стадии. В соплах осуществляется подготовительная стадия процесса, состоящая в снижении давления пара (теоретически — адиабатным процессом), сопровождаемом увеличением объема пара и возрастанием его скорости. В зависимости от величины требуемого перепада давлений выбираются простые сопла или сопла Лавала.

На лопатках осуществляется вторая (основная) стадия рабочего процесса — передача лопаткам энергии пара. Так как лопатки имеют криволинейную поверхность, то струя пара, протекая по этой поверхности, действует на нее центробежными силами, которые и совершают работу. Поперечное сечение канала между лопатками теоретически постоянно, поэтому давление пара и прочие термодинамические параметры его на лопатке остаются неизменными, не изменяется также и относительная скорость пара на поверхности

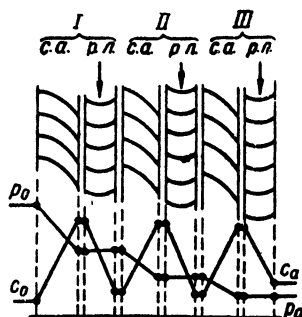
лопатки (практически вследствие неизбежности трения эта скорость несколько падает, а удельный объем пара увеличивается, поэтому поперечное сечение канала между лопатками должно быть соответственно увеличено).



Фиг. 2. Схема одноступенчатой турбины с графиком.

Итак, активная работа обуславливается действием центробежных сил струи пара на лопатку.

Изменение термодинамического и механического состояний пара при его прохождении через активную ступень давления можно представить графически. На фиг. 2 показаны продольный (осевой) и поперечный (в сечении поверхностью AA) разрезы и графики изменения давления и абсолютной и относительной скоростей пара для простейшей активной турбины, состоящей из одной ступени



Фиг. 3. Схема проточной части активной турбины с тремя ступенями давления, с графиком.

давления. На фиг. 2 отмечены следующие детали: вал 1, диск 2, рабочие лопатки 3, сопла 4, корпус 5, выпускной патрубков 6. На графике показаны давление пара перед соплом p_0 , после сопла p_1 , после лопатки $p_2 = p_1$. Абсолютная скорость пара (т. е. скорость по отношению к неподвижным предметам) перед соплами обозначена c_0 , после сопел c_1 , после лопаток c_2 . Относительная скорость по отношению к движущейся лопатке при входе на лопатку имеет обозначения w_1 , при выходе с лопатки w_2 . Заметим, что $w_1 < c_1$ и $w_2 > c_2$.

Простейшая однодисковая активная турбина была построена в конце XIX в. Лавалем. Эти турбины быстроходные (до 30 000 об/мин), малой мощности (до 300 кВт), применялись в качестве

привода для центробежных сепараторов, а также для электрического освещения (с зубчатым редуктором для снижения числа оборотов).

Для мощностей примерно свыше 1000 *квт* выгодно применение турбин с несколькими ступенями давления. Многоступенчатые активные паровые турбины появились в Европе в самом начале текущего столетия и быстро получили широкое распространение, вытесняя паровые машины, особенно на электростанциях. Число ступеней давления и соответственно число дисков в таких турбинах может быть весьма различным (во многих случаях в пределах 5—20 и выше).

На фиг. 3 представлена схема проточной части (т. е. сопловых аппаратов и рабочих лопаток), графики давления и графики абсолютной скорости активной турбины из трех ступеней давления, причем сопловые аппараты обозначены *с. а.*, рабочие лопатки *р. л.* Как видим, давление падает ступенями от p_0 (давление свежего пара при входе) до p_a (давление отработавшего пара при выходе), а график абсолютной скорости $c_0 - c_a$ напоминает своим видом зубья пилы.

Ступени давления позволяют наиболее рационально использовать большой перепад давлений при умеренных окружных скоростях и числе оборотов турбины. В настоящее время многоступенчатые активные турбины пользуются наибольшим распространением для средних и крупных мощностей. Обычно в первую ступень давления вводятся ступени скорости.

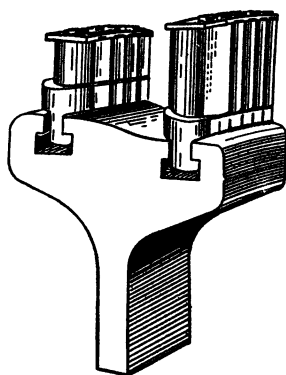
3. СТУПЕНИ СКОРОСТИ

Активная ступень давления может быть подразделена на две, реже на три ступени скорости. В этом случае диск турбины обычно снабжается двумя рядами рабочих лопаток. Поперечный разрез двухвенечного диска показан на фиг. 4. Перед таким диском устанавливается сопловой аппарат, а между венцами рабочих лопаток помещается направляющий аппарат из неподвижных лопаток, служащий лишь для изменения направления движения пара без снижения давления.

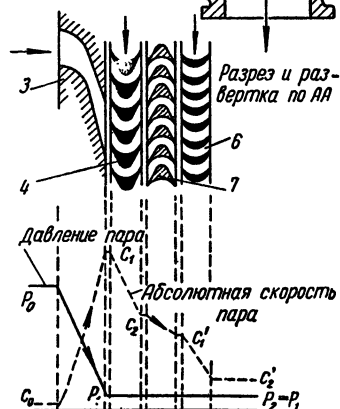
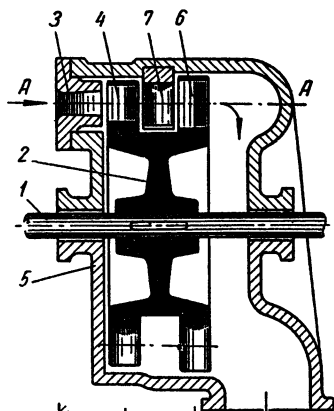
Активная турбина со ступенями скорости была построена в самом начале XX века и получила название турбины Кертиса. На фиг. 5 даны продольный и поперечный разрезы двухвенечной турбины Кертиса со следующими обозначениями деталей: вал 1, диск 2, сопло Лавалья 3, первый и второй венцы рабочих лопаток 4 и 6, направляющие лопатки 7. На той же фигуре внизу показаны графики давления $p_0 p_1 p_2$ и абсолютной скорости пара $c_0 c_1 c_2 c'_1 c'_2$. Как видим, давление пара падает только в сопловом аппарате (от p_0 до $p_1 = p_2$), а полученная в этом аппарате скорость, значительная по величине, используется в два приема: частично (в большей части) — на первом лопаточном венце с падением скорости от c_1 до c_2 , частично (в меньшей части) — на втором с падением скорости от c'_1 до c'_2 . График абсолютной скорости имеет ступенчатый вид. Суммарная

работа от обоих венцов рабочих лопаток передается через диск на вал турбины.

Ступени скорости позволяют целесообразное использование большей перепадов давлений при меньших числах оборотов, чем одно-венечная ступень давления. Турбины Кертиса мощностью в десятки и сотни киловатт получили широкое применение в качестве привода центробежных насосов, а также для всевозможных вспомогательных целей на электростанциях. Существуют конструкции однодисковых турбин с двукратным проходом пара через один и тот же лопаточный венец. Подобные конструкции небольшой мощности (1—5 кВт) применяются для осветительных турбогенераторов паровозов, экскаваторов и т. п.



Фиг. 4. Поперечный разрез двухвенечного диска.



Фиг. 5. Однодисковая двух-венечная турбина с графиком.

При мощности 1000—2000 кВт турбина может состоять из двух ступеней давления, каждая из которых представляет собой двухвенечное колесо Кертиса. Двухвенечная ступень давления весьма часто находит себе применение в качестве первой (регулирующей) ступени многоступенчатых турбин.

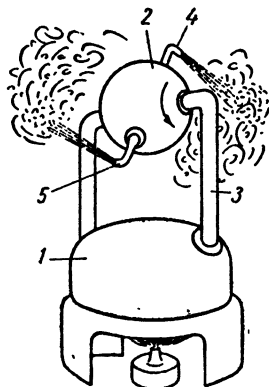
4. РЕАКТИВНЫЙ ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ТУРБИН

При чисто реактивном принципе работы расширение пара происходит в движущихся соплах, сопровождаясь ускорением струй в относительном движении и возникновением движущей силы реак-

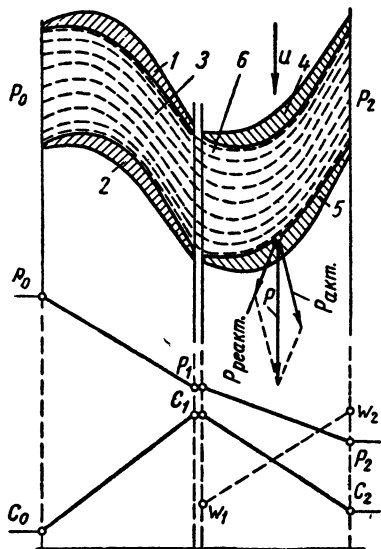
тивного давления (отталкивания). Здесь отсутствует расчленение процессов на две стадии, имеющее место в активном процессе, а поэтому отпадает надобность в неподвижных сопловых аппаратах.

Реактивный принцип в чистом виде осуществляется в ракете, представляющей собой летательный снаряд, заряженный сжатым газом. В хвостовой части ракеты находится сопло; при выпуске газов через него увеличивается относительная скорость газов в сопле и возникает направленная вперед реактивная сила, под действием которой и происходит полет ракеты.

2000 лет назад Героном Александрийским был описан прототип реактивной турбины («Геронов шар»). Действие этого прибора таково (фиг. 6).



Фиг. 6. Шар Герона Александрийского.



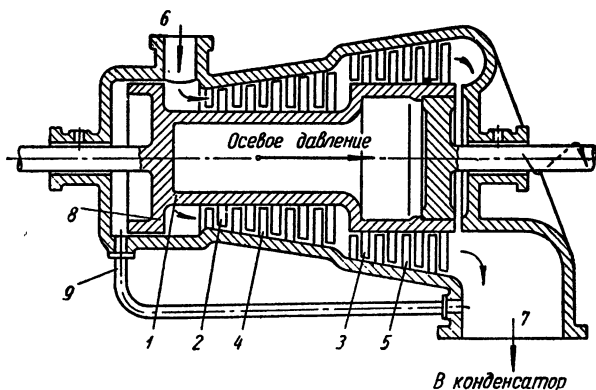
Фиг. 7. Реактивная ступень давления с графиком.

Полый шар 2 получает пар из котла 1 по пустотелой оси 3. Выходя через согнутые отrostки с соплами 4 и 5, пар в них расширяется, чем создается направленная в обратную сторону реактивная сила, вращающая шар.

Паровые турбины, которые принято называть (условно) реактивными, работают одновременно по активному и реактивному принципу. В этих турбинах неподвижные сопла обуславливают первое расширение пара, за счет которого осуществляется работа пара на лопатках по активному принципу, а второе расширение пара, вызывающее реактивную работу, происходит на лопатках. Рабочие лопатки реактивных турбин, как и активных, имеют криволинейный профиль— для восприятия активной работы, но при суживающемся сечении канала— для осуществления реактивной работы. Сужение лопаточного канала при сохранении постоянного шага лопаток приводит к значительной несимметричности поперечного сечения реактивных лопаток (активные лопатки почти симметричны).

На фиг. 7 показаны элементы проточной части реактивной ступени давления: неподвижные лопатки соплового аппарата 1 и 2, сопловой канал 3, рабочие лопатки 4 и 5, канал рабочих лопаток 6. В данном случае сопловые лопатки и рабочие одинаковы. Давление пара в сопловом канале падает от p_0 до p_1 , в канале рабочих лопаток — от p_1 до p_2 . Абсолютная скорость пара в сопле растет от c_0 до c_1 , на лопатке падает от c_1 до c_2 , относительная скорость на лопатках растет от ω_1 до ω_2 .

Под действием центробежных сил лопатка получает равнодействующее давление $P_{акт}$, а реактивные силы дают равнодействующую $P_{реакт}$. Эти две силы можно сложить в общую равнодействующую P .



Фиг. 8. Схема реактивной турбины с барабанным ротором.

Зная величину и направление этой силы P и величину скорости перемещения лопатки u , называемую окружной скоростью, нетрудно найти работу, получаемую от пара лопаткой в единицу времени (работа, как известно, выражается произведением силы на пройденный путь и на косинус угла между ними, а для вычисления работы в единицу времени берется скорость вместо пройденного пути).

Можно было бы вычислить отдельно активную работу пара от силы $P_{акт}$ и реактивную работу от силы $P_{реакт}$. Отношение реактивной работы к сумме обеих работ называется степенью реактивности ступени давления. Случай, к которому относится фиг. 7, соответствует степени реактивности, равной половине. Нередко последние ступени активных турбин выполняются с небольшой степенью реактивности (0,05—0,2). В чисто активной ступени давления реактивная работа отсутствует, и поэтому степень реактивности, очевидно, равна нулю.

Первая реактивная многоступенчатая паровая турбина, нашедшая широкое практическое применение, была построена в конце прошлого века Парсонсом. На схеме этой турбины (фиг. 8) показаны пустотелый барабанный ротор 1, рабочие лопатки 2 и 3, сопловые лопатки 4 и 5, патрубок для подвода свежего пара 6,

патрубок для отвода отработавшего пара 7, разгрузочный поршень 8, служащий для уравнивания паром осевого давления, направленного по ротору в сторону движения пара, соединительная труба 9, сообщающая левую сторону этого поршня с конденсатором или одной из последних ступеней давления.

В современных реактивных турбинах при больших окружных скоростях применяются **д и с к о в ы е р о т о р ы**.

5. КОМБИНИРОВАННЫЕ ТУРБИНЫ

Турбины средних и крупных мощностей строятся, как было сказано выше, многоступенчатыми (т. е. с несколькими ступенями давления), чем достигается их высокая экономичность. При этом для получения наилучших результатов очень часто ступени давления выполняются неоднородными. В таких комбинированных турбинах первую ступень давления выгодно иметь в виде **д в у х в е н е ч н о г о** колеса Кертиса, которое может взять до 30—40% общего теплопоядения в турбине, заменяя собой несколько простых ступеней давления. Такие комбинированные турбины компактнее и дешевле, чем турбины с простыми ступенями давления; кроме того, наличие колеса Кертиса улучшает условия регулирования мощности турбины, хотя несколько снижает экономичность работы при расчетном режиме. Колесо Кертиса нередко имеет небольшую реактивность.

Реактивные ступени давления могут быть экономичнее активных лишь при достаточно большой высоте лопаток, так как при коротких лопатках относительно велики потери от утечек пара через зазоры в проточной части. Поэтому в той части турбины, где объем протекающего пара мал (в первых ступенях давления), целесообразно применение активного принципа, а ступени давления с большим пропуском пара (последние ступени крупных турбин) могут быть реактивными.

Целесообразно применение **с л е д у ю щ и х** систем комбинированных турбин:

1) первая ступень давления — двухвенечное колесо Кертиса, прочие — простые активные ступени давления;

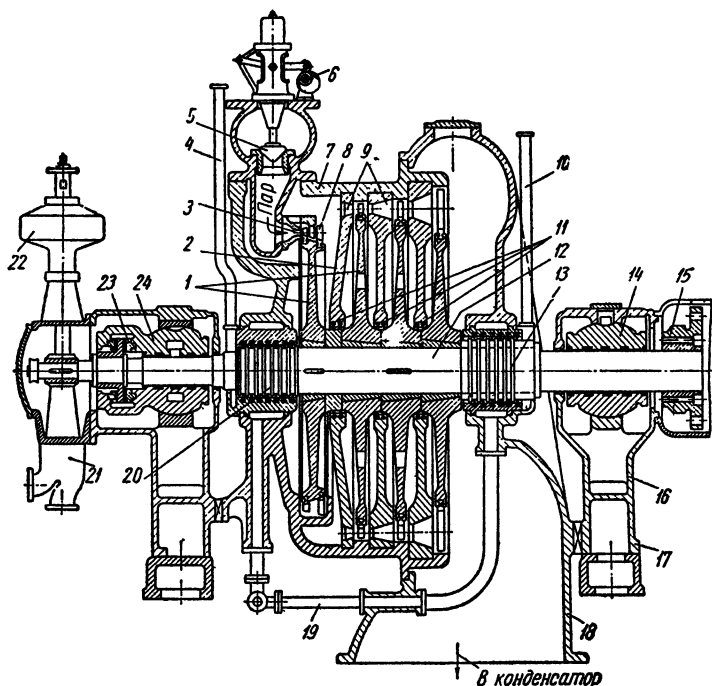
2) двухвенечная ступень Кертиса, прочие — реактивные ступени давления;

3) несколько простых активных, остальные — реактивные ступени давления;

4) двухвенечная ступень Кертиса, простые активные ступени давления, реактивные ступени давления.

На фиг. 9 схематически показан продольный разрез комбинированной турбины, состоящей из регулирующей ступени Кертиса и трех простых активных ступеней давления, со следующими обозначениями: рабочие диски 1; диафрагмы, т. е. перегородки между ступенями давления, 2; сопла первой ступени давления 3; вестовая труба 4 со стороны высокого давления, по которой протекающий через

уплотнение пар выходит в атмосферу; паровпускной клапан 5; кулачковый вал парораспределения 6; корпус (цилиндр) турбины 7; рабочие лопатки 8; сопловые аппараты в диафрагмах 9; вестовая труба со стороны низкого давления 10; лабиринтные уплотнения в диафрагмах 11; вал турбины 12; уплотнение со стороны низкого давления 13; опорный подшипник со стороны низкого давления 14; муфта



Фиг. 9. Схематический продольный разрез комбинированной турбины.

между валами турбины и электрического генератора 15; стул подшипника 16; фундаментная рама 17; патрубок для выпуска пара в конденсатор 18; труба 19, подводящая пар к уплотнениям; уплотнение со стороны высокого давления 20; главный масляный насос 21; центробежный регулятор 22; упорный подшипник 23; опорный подшипник со стороны высокого давления 24.

6. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В СОПЛАХ ТУРБИНЫ

Как известно из раздела «Техническая термодинамика», сопла могут быть двух основных типов: простые (суживающиеся) и Лавалья (с расширением во второй части).

Для выбора типа сопла необходимо исходить из требуемого отношения давлений $p_1 : p_0$, где p_0 — давление перед соплом и p_1 — после сопла.

Это отношение может быть больше или меньше, чем критическое отношение $\beta_{кр}$, которое для перегретого пара равно 0,546, а для насыщенного 0,577. Малым перепадом давлений называется случай, когда

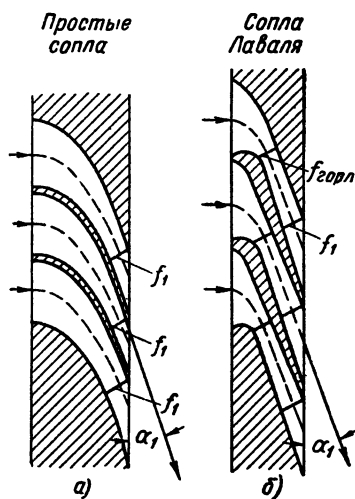
$$1 > \frac{p_1}{p_0} > \beta_{кр}, \quad (1)$$

например $p_1 : p_0 = 0,7$, а большим перепадом, когда

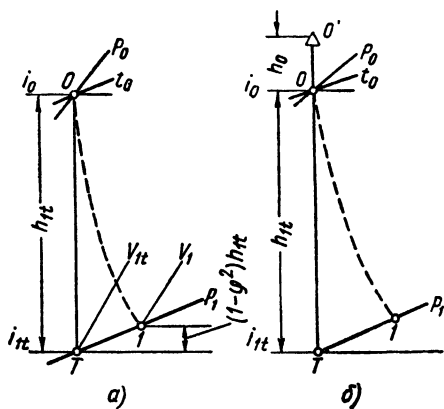
$$\frac{p_1}{p_0} < \beta_{кр}, \quad (2)$$

например $p_1 : p_0 = 0,4$.

При малом перепаде давлений должны применяться простые (суживающиеся) сопла, при большом перепаде — сопла Лавалья (с расширением). Так как в многоступенчатых турбинах пе-



Фиг. 10. Схемы двух типов сопловых аппаратов.



Фиг. 11. Изображение в si -диаграмме процесса расширения пара в сопле.

репад давления в соплах каждой ступени обычно бывает малым, то сопла в них применяются простые за исключением первой (регулирующей) ступени, в которой ставятся сопла Лавалья. В однодисковых турбинах почти всегда применяются сопла Лавалья.

Сопла паровых турбин имеют прямоугольное сечение и криволинейную ось. Сопловой аппарат образуется штампованными или фрезерованными лопатками. Иногда сопловой сегмент изготавливается отливкой или фрезеровкой из куска металла. В самых малых турбинах применяются литые или точеные одиночные сопла. На фиг. 10, а показан сопловой сегмент из простых сопел, а на фиг. 10, б — из сопел Лавалья, через f_1 обозначена площадь выходного сечения сопла,

через $f_{горл}$ — площадь горлового сечения, через α_1 — угол наклона оси сопла со стороны выхода. Этот угол часто берется 14—20° и больше.

Правильно работающее сопло должно пропускать требуемое количество пара в единицу времени и, кроме того, обеспечить полное расширение пара, а следовательно, и наибольшую возможную скорость выходящего пара при заданном перепаде давлений.

Пусть пар должен расширяться от начального давления p_0 и температуры t_0 до конечного давления p_1 . При отсутствии теплообмена и вредных сопротивлений процесс расширения в диаграмме si изобразится адиабатой OT (фиг. 11, а),

Применяя известную из термодинамики формулу для теоретической скорости выхода пара из сопла, получим

$$c_{1t} = 91,53 \sqrt{i_0 - i_{1t}} = 91,53 \sqrt{h_{1t}} \text{ м/сек}, \quad (3)$$

где i_0 и i_{1t} — взятые из диаграммы значения энтальпии в ккал/кг ; $i_0 - i_{1t} = h_{1t}$ — располагаемое теплопадение.

Для нахождения площади выходного сечения сопла применяется уравнение неразрывности

$$f_1 c_{1t} = G v_{1t} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (4)$$

где f_{1t} — теоретическая площадь выходного сечения сопла в м^2 ;

G — весовой расход пара в кг/сек ;

v_{1t} — теоретический удельный объем пара в выходном сечении в $\text{м}^3/\text{кг}$ (фиг. 11, а).

Вследствие вредных сопротивлений в сопловом канале действительная скорость истечения пара из сопла меньше теоретической и может быть выражена так:

$$c_1 = \varphi c_{1t}$$

или

$$c_1 = 91,53 \varphi \sqrt{h_{1t}} \text{ м/сек}, \quad (5)$$

где φ — коэффициент скорости для сопла, изменяющийся в пределах 0,92—0,98, в среднем $\varphi = 0,95$.

Для нахождения площади сечения сопла в действительных условиях из уравнения неразрывности получаем

$$f_1 = G \frac{v_1}{c_1} \text{ м}^2. \quad (6)$$

Удельный объем v_1 берется для действительного конечного состояния пара с учетом трения — см. точку 1 на si -диаграмме фиг. 11, а. Эта точка лежит на той же конечной изобаре p_1 , что и теоретическая точка, но выше ее на величину $(1 - \varphi^2)h_{1t}$ ккал/кг , представляющую собой потерю в сопловом аппарате. В действительном процессе расширения 0—1 конечные значения энтропии s_1 и энтальпии i_1 больше соответствующих теоретических значений в точке T .

Для определения скорости $c_{кр}$ и площади $f_{горл}$ горлового сечения сопла Лаваля можно применить тот же метод, но рассматривая процесс лишь до критического давления $p_{кр} = \beta_{кр} p_0$, а не до конечного p_1 . Практически же расчет площади горлового сечения сопла для пара производят по формуле

$$f_{горл} = \frac{G}{2,03} \sqrt{\frac{v_0}{p_0}} \text{ м}^2, \quad (7)$$

в которой коэффициентом 2,03 учитывается как трение, так и переохлаждение пара при истечении (переохлаждением пара в быстром процессе расширения называется задержка перехода пара во влажное состояние), а v_0 — начальный удельный объем пара.

Если в уравнения (6) и (7) подставлен общий расход пара G , кг/сек через турбину, то, очевидно, вместо площадей f_1 и $f_{горл}$ одного сопла следует понимать суммарные площади сечений $\sum f_1$ и $\sum f_{горл}$ всех каналов соплового аппарата рассчитываемой ступени давления (см. фиг. 10).

Сопла могут занимать всю окружность, но в малых турбинах и в первых ступенях турбин средней мощности сопловой аппарат размещается лишь на некоторой части окружности. В этом случае ступень называется *парциальной*, а отношение длины дуги, занятой соплами, ко всей длине окружности носит название *степени парциальности* ступени.

Если перед соплом имеется начальная скорость пара c_0 , которой нельзя пренебречь, то соответствующая величина кинетической энергии пара в тепловых единицах будет

$$h_0 = \left(\frac{c_0}{91,53} \right)^2 \text{ ккал/кг}. \quad (8)$$

На *si*-диаграмме над точкой O действительного начального состояния пара откладывается число килокалорий h_0 (фиг. 11, б), что дает фиктивную начальную точку O' . В формулы (3) и (5) для нахождения c_{1t} и c_1 с учетом начальной скорости вместо h_{1t} должна быть подставлена сумма $h_0 + h_{1t}$, а в формулу (7) для вычисления площади горлового сечения $f_{горл}$ вместо действительных начальных параметров пара p_0 и v_0 должны быть подставлены параметры p'_0 и v'_0 фиктивного начального состояния O' .

Заметим, что турбинные сопла (см. фиг. 10) заканчиваются так называемым косым срезом, чтобы приблизить струю пара к лопаткам. Опыт и теория показывают, что простые сопла могут работать подобно соплам Лаваля, если отношение давлений $\frac{p_1}{p_0}$ несколько меньше критического отношения $\beta_{кр}$, причем в косом срезе происходит дополнительное расширение струи пара, сопровождающееся некоторым отклонением струи, вызывающим увеличение угла α_1 .

7. РАБОТА ПАРА НА ЛОПАТКАХ

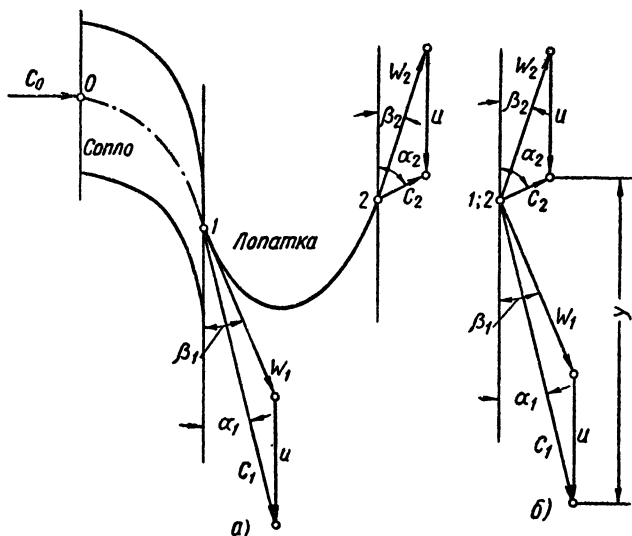
Лопатка перемещается с окружной скоростью, обозначаемой через u и равной

$$u = \frac{\pi d n}{60} \text{ м/сек.}, \quad (9)$$

где d — диаметр окружности, проходящей через середины высот лопаток, в м;

n — скорость вращения ротора в об/мин.

Если w — относительная скорость пара на лопатке, то абсолютная скорость пара c может быть найдена известным из механики



Фиг. 12. Скоростные треугольники для простой активной ступени давления.

способом — построением параллелограмма скоростей или, проще, треугольника скоростей, представляющего одну половину параллелограмма.

На фиг. 12, а показаны сопло 0—1 и активная лопатка 1—2 с двумя скоростными треугольниками: входным со сторонами w_1 , u , c_1 и выходным со сторонами w_2 , u , c_2 . Углы скоростей c_1 и w_1 с направлением u обозначаются через α_1 и β_1 , углы скоростей c_2 и w_2 с направлением, обратным u , обозначаются через α_2 и β_2 . Следует отметить, что вектор скорости c_1 касается осевой линии сопла 0—1 в точке 1, а векторы скоростей w_1 и w_2 направлены по касательным к лопатке 1—2 в точках 1 и 2. Поэтому углом α_1 характеризуется положение сопла, а углами β_1 и β_2 — форма лопаток.

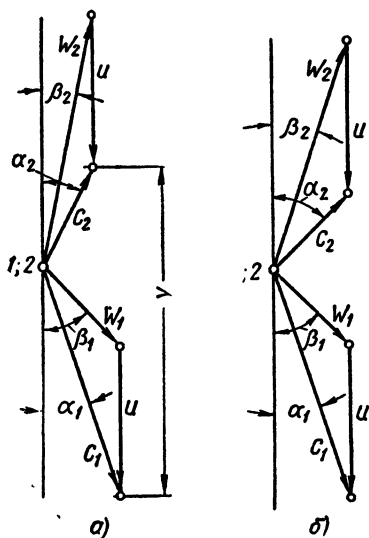
Практически принято строить скоростные треугольники из общего полюса, совмещая точки 1 и 2, как показано на фиг. 12, б. При этом просто графически находится общая проекция абсолютных скоростей c_1 и c_2 , равная проекции относительных скоростей w_1 и w_2 , обозначенная на фигуре через u . Используя тригонометрию, можно показать, что

$$y = c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 \quad (10)$$

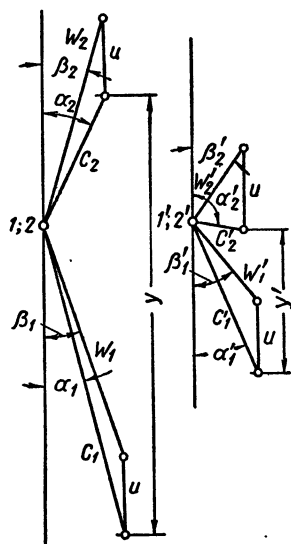
либо

$$y = w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2. \quad (11)$$

Эта общая проекция y нужна для нахождения работы на лопатке, производимой каждым килограммом протекающего пара.



Фиг. 13. Скоростные треугольники для реактивной ступени давления.



Фиг. 14. Скоростные треугольники для активной двухвечной ступени давления.

Русский академик Л. Эйлер 200 лет назад (в 1754 г.) показал (в применении к водяным турбинам) что работа струи на лопатке

$$l_u = \frac{u}{g} y \text{ кгм/кг}, \quad (12)$$

где l_u — работа на лопатке в кгм/кг;

u — окружная скорость лопатки в м/сек;

y — условное обозначение общей проекции абсолютных или относительных скоростей пара в м/сек.

Эта формула может быть выведена на основании закона механики, гласящего, что сила, действующая на тело, равна массе тела, умноженной на его ускорение.

В формулу Эйлера входят только скорости и проекции скоростей, следовательно, она справедлива для любого рабочего тела независимо от его физических свойств (для воды, пара, воздуха).

Формула эта применима в равной степени к активной и к реактивной ступеням давления. Но для реактивной ступени форма скоростных треугольников отличается тем, что $\omega_2 > \omega_1$. В общем случае треугольники для реактивной ступени давления показаны на фиг. 13, а. В частном случае эти треугольники могут быть конгруэнтны (фиг. 13, б).

Для активной ступени давления с двумя скоростными ступенями будет две пары скоростных треугольников (фиг. 14): первая пара с полюсом 1; 2 — для первой ступени скорости, вторая с полюсом 1'; 2' — для второй ступени скорости.

Обозначая общие проекции скоростей в каждой паре через u и u' , можно написать формулу Эйлера для двухвечной активной ступени давления в виде

$$l_u = \frac{u}{g} (u + u') \text{ кгм/кг.} \quad (13)$$

8. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ НА ЛОПАТКАХ СТУПЕНИ ДАВЛЕНИЯ

Под к. п. д. на окружности понимают отношение работы на лопатке l_u к теоретической работе, соответствующей располагаемому теплопадению в ступени, $\frac{h_t}{A} = 427 h_t$. Обозначая этот коэффициент через η_u , имеем

$$\eta_u = \frac{Al_u}{h_t}. \quad (14)$$

Формула Эйлера дает возможность найти к. п. д. η_u для различных типов ступеней давления

Для простой активной ступени давления формулу к. п. д. η_u можно вывести путем следующих рассуждений. Работа, соответствующая располагаемому теплопадению в простой активной ступени давления, равна кинетической энергии струи, вычисленной при отсутствии потерь:

$$\frac{h_t}{A} = \frac{c_t^2}{2g} \text{ кгм/кг.}$$

Но $c_t = \frac{c_1}{\varphi}$, где φ — коэффициент скорости для сопла, поэтому

$$h_t = A \frac{c_1^2}{2g\varphi^2} \text{ ккал/кг.} \quad (15)$$

Подстановка формул (12) и (15) в формулу (14) дает

$$\eta_u = \frac{uy}{\frac{c_1^2}{2\varphi^2}} = 2\varphi^2 \frac{uy}{c_1^2}. \quad (16)$$

Для удобства вычислений этой формуле можно придать вид

$$\eta_u = 2\varphi^2 \frac{u}{c_1} \cdot \frac{y}{c_1}. \quad (17)$$

Как видим, для нахождения к. п. д. η_u достаточно взять из скоростных треугольников лишь отношения $\frac{u}{c_1}$ и $\frac{y}{c_1}$. Если скоростные треугольники изменяются, оставаясь подобными, то к. п. д. η_u сохраняет свое значение.

Последняя формула (17) удобна для единичных подсчетов при наличии построенных скоростных треугольников, но непригодна для исследования в общем виде.

Чтобы привести эту формулу к удобному для ее анализа виду, следует заменить у проекциями относительных скоростей по формуле (11). После некоторых преобразований (опускаем их) получим

$$\eta_u = 2\varphi^2 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right), \quad (18)$$

где $\psi = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ — коэффициент скорости для активных рабочих лопаток, примерно равный 0,8—0,9.

Формула (18) может быть написана в упрощенном виде

$$\eta_u = K \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right), \quad (19)$$

где через K обозначено произведение трех первых множителей.

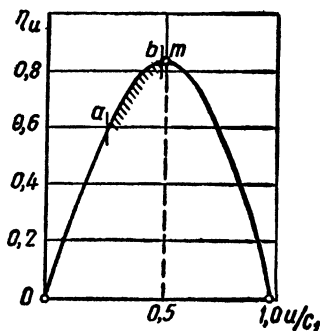
Принимая угол α_1 и коэффициент K за постоянные величины, можно считать, что к. п. д. η_u зависит в основном от отношения скоростей $\frac{u}{c_1}$ (окружной скорости лопатки к абсолютной скорости пара при входе на лопатку).

Вычисляя η_u для различных отношений $\frac{u}{c_1}$ и откладывая найденные значения графически, мы получим кривую, подобную показанной на фиг. 15 (кривая такого вида называется параболой).

При $K = \text{const}$ вершина кривой η_u (точка m) соответствует абсциссе

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}. \quad (20)$$

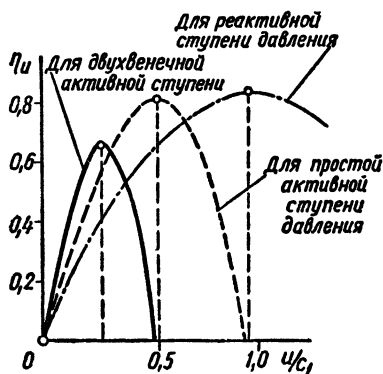
Значение $\cos \alpha_1$ для обычных углов α_1 близко к единице и соответственно $\frac{\cos \alpha_1}{2}$ будет несколько меньше половины.



Фиг. 15. Кривая к. п. д. на окружности для простой активной ступени давления.

Более точный анализ формулы (18) с учетом переменности множителя K показывает, что наиболее выгодное отношение $\frac{u}{c_1}$ может несколько колебаться около значения 0,5 в ту и другую стороны.

Практически в простых активных ступенях давления берут $\frac{u}{c_1}$ примерно от 0,48 до 0,25 (меньшие значения — для турбин малой мощности). Объясняется это тем, что при уменьшении u турбина удешевляется и уменьшаются потери от трения диска о пар. Используемый участок кривой ab отмечен на фиг. 15.



Фиг. 16. Кривые к. п. д. на окружности для различных случаев.

Для двухвенечной активной ступени давления формула к. п. д. η_u может быть получена из формулы (17) заменой y на $y + y'$:

$$\eta_u = 2\varphi^2 \frac{u}{c_1} \cdot \frac{y + y'}{c_1}. \quad (21)$$

Для двухвенечной ступени давления кривая η_u показана сплошной линией на фиг. 16. Максимум к. п. д. η_u смещается влево (при $\frac{u}{c_1}$ около 0,25) и вниз по сравнению с простой активной ступенью (пунктирная кривая).

На этой же фигуре штрихпунктирной линией показана кривая η_u для реактивной ступени давления при степени реактивности около 0,5.

Для такой ступени скоростные треугольники оказываются симметричными (см. фиг. 13, б), при этом

$$\alpha_1 = \beta_2; \quad \beta_1 = \alpha_2; \quad c_1 = \omega_2; \quad \omega_1 = c_2.$$

Здесь наиболее выгодное отношение $\frac{u}{c_1}$ приближается к единице.

Сопоставление трех кривых, приведенных на фиг. 16, показывает, что при малых отношениях $\frac{u}{c_1} = 0,2 \div 0,25$ выгоднее применение двухвенечной активной ступени давления, при больших отношениях $\frac{u}{c_1}$ (от 0,6 и выше) выгоднее реактивная ступень давления.

Пример. Вычислим по формуле (18) максимальное значение к. п. д. η_u для простой активной ступени давления при $\varphi = 0,95$, $\beta_1 = 27^\circ$, $\beta_2 = 23^\circ$, $\alpha_1 = 14^\circ$

Решение. $\cos \alpha_1 = 0,97$; $\cos \beta_2 = 0,92$; $\cos \beta_1 = 0,89$; $\varphi = 0,85$ (берется из особых справочных таблиц по сумме углов $\beta_1 + \beta_2$), $\frac{u}{c_1} = 0,5$ (принимаем приближенно).

$$\eta_u = 2 \cdot 0,95^2 \left(1 + 0,85 \frac{0,92}{0,89} \right) 0,5 (0,97 - 0,5) = 0,795.$$

К. п. д. на окружности η_u был выше определен как отношение работы на лопатке l_u к теоретической работе, соответствующей располагаемому теплопадению в ступени ($\frac{h_t}{A} = 427 h_t$). По формуле (14), обозначая Al_u через h_u , имеем

$$\eta_u = \frac{h_u}{h_t}, \quad (22)$$

при наличии же начальной скорости перед соплом c_0 можно для вычисления к. п. д. на лопатках принимать за располагаемую энергию сумму h_t и теплового эквивалента начальной кинетической энергии пара

$$A \frac{c_0^2}{2g} = h_0 \text{ ккал/кг}, \quad (23)$$

[см. формулу (8)].

Соответствующий к. п. д. может быть назван коэффициентом отдачи на лопатке

$$\eta_{om} = \frac{h_u}{h_0 + h_t}. \quad (24)$$

Очевидно, $\eta_{om} < \eta_u$.

В общем случае при наличии начальной кинетической энергии h_0 ккал/кг и степени реактивности ρ (приблизительно — это отношение реактивной работы к полной работе на лопатках ступени, точнее же ρ есть отношение теоретического теплопадения на лопатке h_{2t} к общему располагаемому теплопадению в ступени h_t) формулы к. п. д. на лопатках могут быть написаны в виде

$$\eta_u = 2\varphi^2 \frac{u}{c_1} \cdot \frac{y}{c_1} \left(\frac{h_0}{h_t} + 1 - \rho \right); \quad (25)$$

$$\eta_{om} = 2\varphi^2 \frac{u}{c_1} \cdot \frac{y}{c_1} \left(1 - \frac{\rho h_t}{h_0 + h_t} \right). \quad (26)$$

Из этих формул могут быть получены различные частные случаи, в том числе формула (17) при $h_0 = 0$ и $\rho = 0$.

9. ВНУТРЕННИЙ ПРОЦЕСС ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ; ПОТЕРИ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

К. п. д. на лопатках учитываются потери в соплах, зависящие от φ , на лопатках, зависящие от ψ , и с выходной скоростью c_2 .

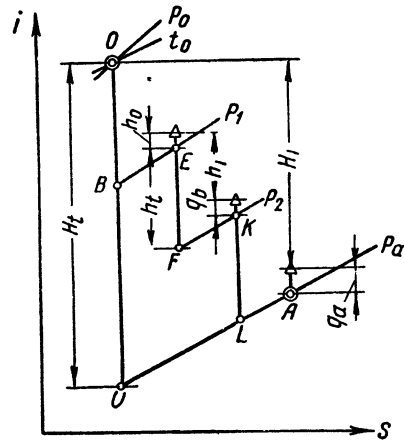
При передаче работы с лопаток на вал через диски возникают следующие потери вследствие трения дисков о пар и вихревых движений его, совместно с вентиляционными потерями вследствие сопротивления лопаток, не заполненных рабочим паром, и поэтому подсосывающих неработающий пар, и, наконец, из-за протекания пара через зазоры из одной ступени в другую.

Кроме того, могут возникнуть потери от удара струи при входе на лопатку, а в последних ступенях — от влажности пара.

Все перечисленные выше потери, уменьшая работу, производимую паром, в такой же мере повышают конечную энтальпию пара в каждой ступени (недоиспользованные калории остаются в паре). Таким образом, энтальпия пара при выходе из ступени давления выше, чем в теоретическом процессе, на величину потерь в этой ступени.

Внутренним процессом турбины называется изменение состояния пара в проточной части турбины. Схематическое

изображение этого процесса для турбины с тремя ступенями давления показано в si -диаграмме на фиг. 17 ломаной линией $OBEFKLA$. Точкой O изображается начальное состояние пара (p_0, t_0) перед первой ступенью, точкой A (давление p_a) — при выходе из последней ступени. Вертикали OB, EF, KL — теоретические адиабаты расширения в каждой ступени, точки B, F, L — теоретическое конечное состояние пара, а точки E, K, A — действительное конечное состояние пара в каждой ступени. Перемещение точки B в положение E по изобаре p_1 указывает на одновременное увеличение энтропии на величину $(s_E - s_B)$ и энтальпии на величину $(i_E - i_B)$ в результате потерь в первой ступени давления. То же происходит в остальных ступенях давления.



Фиг. 17. Изображение внутреннего процесса турбины в si -диаграмме.

Если пар входит в какую-либо ступень (на фиг. 17 отмечена вторая ступень) с энтальпией i_E и кинетической энергией h_0 ккал/кг, а уходит с энтальпией i_K и кинетической энергией q_a , то разность

$$(i_E + h_0) - (i_K + q_a) = h_i + h_0 - q_a = h_i \text{ ккал/кг} \quad (27)$$

представляет собой при отсутствии потерь в окружающую среду внутреннее использованное теплопадение в данной ступени.

Для турбины в целом внутреннее использованное теплопадение будет равно по аналогии разности между начальной энтальпией i_0 и конечной энтальпией i_A в сумме с кинетической потерей q_a :

$$H_i = i_0 - (i_A + q_a) \text{ ккал/кг.} \quad (28)$$

Очевидно, что H_i равно сумме $\sum h_i$ для всех ступеней давления турбины.

Располагаемое теплопадение внутри турбины $H_t = i_0 - i_u$ (фиг. 17). Отношение внутреннего использованного и располагаемого теплопадения для турбины

$$\eta_{oi} = \frac{H_t}{H_i} \quad (29)$$

носит название внутреннего относительного к. п. д. турбины. Для крупных турбин этот коэффициент достигает значений 0,85—0,87, для турбин средней мощности — примерно 0,7—0,8. Заметим, что H_t меньше суммы $\sum h_t$ по всем ступеням давления турбины примерно на 2—8%.

Если через турбину проходит пар в количестве D_1 кг/час, то, следовательно, тепло, превращаемое во внутреннюю работу, будет $H_t D_1$ ккал/час, а внутренняя мощность турбины будет

$$N_i = \frac{H_t D_1}{860} \text{ квт.} \quad (30)$$

где 860 ккал/кг — тепловой эквивалент 1 квт-ч (международная килокалория определяется¹ как $\frac{1}{860}$ часть 1 квт-ч).

Мощность, которую можно получить от турбины, называется эффективной мощностью или мощностью на валу. Она равна

$$N_e = \eta_m N_i, \text{ квт.} \quad (31)$$

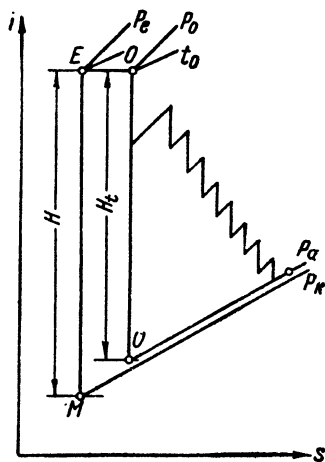
где η_m — механический к. п. д. турбины, учитывающий влияние потерь на трение (в подшипниках, в регулировании) и прочие внешние потери.

В крупных турбинах η_m доходит до 0,98—0,99, при 500 квт он равен примерно 0,95. Наличие зубчатого редуктора дополнительно снижает механический к. п. д. на 0,02—0,03.

Наиболее общим для турбины является относительный эффективный к. п. д., под которым подразумевают отношение

$$\eta_{oe} = \frac{N_e}{N_T}, \quad (32)$$

где N_T — теоретическая мощность турбины, находящаяся по располагаемому теплопадению H перед турбиной (фиг. 18)



Фиг. 18. Потери при впуске в турбину и при выпуске из нее.

¹ К тому же результату можно прийти, зная, что 1 квт в 1,36 раза больше 1 л. с., а тепловой эквивалент силочаса 632 ккал, поэтому $1,36 \times 632 = 860$ ккал/квт-ч.

и по количеству пара D , подводимому к турбине

$$N_T = \frac{HD}{860} \text{ квт.} \quad (33)$$

Для крупных турбин η_{oe} может быть до 0,83 при мощности 25 000 квт, для турбин средней мощности меньше — около 0,8 при 5000 квт, около 0,73 при 1000 квт. Заметим, что $H > H_t$ вследствие дросселирования пара (процесс EO , фиг. 18) в пусковом и регулирующих клапанах и потери давления $p_a - p_k$ в выпускном патрубке, а $D > D_t$ за счет утечки пара через концевые уплотнения турбины (со стороны высокого и со стороны низкого давления).

10. РАСХОД ПАРА В ТУРБИНЕ И ЕГО ИЗМЕНЕНИЕ С НАГРУЗКОЙ ТУРБИНЫ

Общий часовой расход пара на турбину D кг/час может быть найден экспериментально при испытании работающей турбины. Испытанием может быть также определена мощность турбины N_e квт. На электростанциях турбины приводят в действие электрические генераторы. Если известна мощность на клеммах генератора (или на щите) $N_{э.л}$ квт, то эффективная мощность турбины подсчитывается по формуле

$$N_e = N_{э.л} : \eta_2 \text{ квт,} \quad (34)$$

где η_2 — к. п. д. генератора, примерно равный для

$N_{э.л}$ квт	1000	5000	25 000
η_2	0,93	0,945	0,955

Удельным эффективным расходом пара называется расход пара на 1 квт-ч эффективной мощности турбины, находимый по формуле

$$d_e = \frac{D}{N_e} \text{ кг/квт-ч.} \quad (35)$$

Аналогично удельным электрическим расходом пара для турбогенератора называется расход пара на 1 квт-ч электрической мощности на щите

$$d_{э.л} = \frac{D}{N_{э.л}} \text{ кг/квт-ч,} \quad (36)$$

или иначе

$$d_{э.л} = \frac{d_e N_e}{N_{э.л}} = \frac{d_e}{\eta_2}. \quad (37)$$

Конденсационные турбины при средних условиях имеют удельный расход пара около 5—6 кг/квт-ч. Для крупных турбин, а также

при высоких начальных параметрах пара этот расход снижается до 4,5—3,8 кг/квт-ч. В небольших турбинах с противодавлением (т. е. при конечном давлении выше атмосферного) удельный расход пара в несколько раз больше, чем в конденсационных.

При изменении нагрузки турбины меняются как общий расход пара D , так и удельный d_e .

На фиг. 19 показан примерный график изменения общего расхода пара D кг/час в зависимости от нагрузки N_e квт. Расход D возрастает от минимального значения $D_{x,x}$ при холостом ходе ($N_e = 0$) до максимального значения D_n при полной (номинальной) мощности турбины N_e^n . Как видим, кривая D в нижней своей части близка к прямой, а в верхней искривляется кверху.

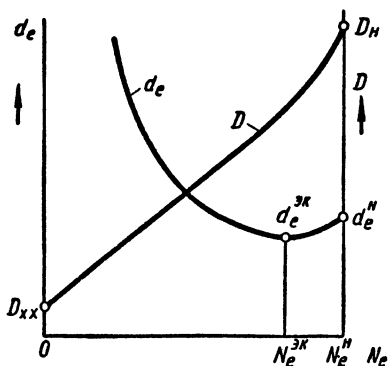
Деля взятые по этой кривой значения общего расхода пара D для нескольких произвольных нагрузок N_e на величину соответствующих нагрузок, мы получим значения удельных расходов пара d_e , которые также изображены в форме кривой на фиг. 19. Кривая удельного расхода пара имеет минимальную ординату $d_e^{эК}$, отвечающую так называемой экономической нагрузке турбины $N_e^{эК}$, причем обычно $N_e^{эК} = (0,8 + 0,9)N_e^n$.

Удельный расход пара при полной нагрузке d_e^n несколько превышает $d_e^{эК}$ (примерно на 3—5%), но турбина при этой нагрузке значительно лучше используется, стоимость всех затрат, входящих на каждый выработанный киловаттчас, получается меньше, чем при экономической нагрузке (учитывая стоимость оборудования, затраты на обслуживание и пр.). При холостом ходе удельный расход пара бесконечно велик ($d_e^{xx} = \frac{D_{x,x}}{0}$). Возрастание удельного расхода пара при уменьшении нагрузки турбины тем больше, чем выше отношение $\frac{D_{x,x}}{D_n}$ называемое коэффициентом холостого расхода. При хороших условиях он равен 0,08—0,06.

Аналогичный график можно построить, откладывая по оси абсцисс электрическую нагрузку $N_{э,э}$ вместо N_e .

Нетрудно установить зависимость между удельным эффективным расходом пара d_e и относительным эффективным к. п. д. $\eta_{оэ}$. Для этого воспользуемся формулами (32) и (33):

$$\eta_{оэ} = \frac{N_e}{N_T} \quad \text{и} \quad N_T = \frac{H\Gamma}{860}.$$



Фиг. 19. Кривые зависимости расхода пара от нагрузки турбины.

Подстановка N_T из второй формулы в первую дает

$$\eta_{oe} = \frac{860 N_e}{HD}. \quad (38)$$

Разделив числитель и знаменатель на N_e и заменяя $\frac{D}{N_e} = d_e$ по формуле (35), получаем окончательно

$$\eta_{oe} = \frac{860}{H d_e} \quad (39)$$

или

$$d_e = \frac{860}{\eta_{oe} H} \text{ кг/квт-ч.} \quad (40)$$

Здесь H — располагаемое теплопадение в ккал/кг , взятое по *si*-диаграмме от начальных параметров пара (перед турбиной) до конечного давления (перед конденсатором). Удельный расхода пара d_e и относительный эффективный к. п. д. η_{oe} изменяются взаимно обратно, поэтому минимальному значению d_e при экономической нагрузке соответствует максимальное значение η_{oe} , если теплопадение H считать постоянным.

Формула (40) позволяет определить предположительный удельный расход пара d_e , пользуясь справочными данными для η_{oe} , после чего может быть найден ожидаемый общий расход пара для турбины [см. уравнение (35)]:

$$D = d_e N_e \text{ кг/час.}$$

В уравнениях (39) и (40) можно подставить вместо η_{oe} произведение $\eta_{oe} \eta_g$, представляющее собой относительный электрический к. п. д. турбогенератора, с одновременной заменой d_e на $\frac{d_e}{\eta_g} = d_{э.л.}$

11. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Как показывает формула (38), которой можно придать вид

$$N_e = \frac{(\eta_{oe} H) D}{860} \text{ квт,} \quad (38a)$$

изменение мощности турбины N_e может быть достигнуто изменением общего расхода пара на турбину D или изменением использованного теплопадения ($\eta_{oe} H$) путем дросселирования пара при впуске, что влечет за собой также изменение D . Так как располагаемое теплопадение H можно считать приблизительно постоянным, то при дросселировании неизбежно значительное понижение к. п. д. η_{oe} . Некоторое изменение η_{oe} будет и в первом случае.

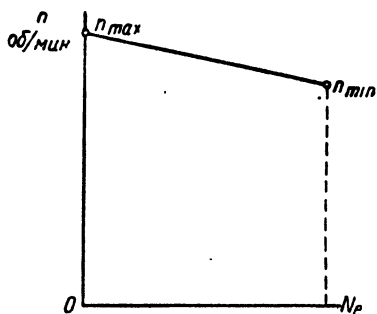
Изменение мощности турбины в соответствии с изменяющейся нагрузкой при включении или выключении потребителей энергии осуществляется автоматически. Для этой цели обычно используется центробежный регулятор, приводимый в движение от вала турбины через червячную передачу. При этом в стационарных установках электростанций ставится требование наименьшего (примерно до 5%) изменения числа оборотов турбины при изменении нагрузки. На фиг. 20 показан примерный график увеличения числа оборотов турбины при уменьшении ее нагрузки (так называемая статическая характеристика регулирования). В других случаях скорость вращения турбины может изменяться в широких пределах (в турбокомпрессорах, судовых турбинах и пр.).

В систему регулирования мощности турбины в общем случае входят три основных элемента: регулятор, паровпускные клапаны (парораспределительное устройство) и связь между ними.

Системы регулирования отличаются прежде всего типом использованного парораспределительного устройства.

Если это устройство включает в себя только один клапан (двухседельный клапан большого диаметра особой конструкции), который при изменении величины открытия не только изменяет пропуск свежего пара в турбину, но также и его давление, то такая система носит название дроссельного регулирования (или качественного). Его достоинство — конструктивная простота и надежность в работе, недостаток — значительное снижение к. п. д. η_{oe} при недогрузках.

Если в состав парораспределительного устройства входит несколько паровпускных клапанов меньшего диаметра (обычно односедельных, часто диффузорного типа), включаемых и выключаемых последовательно и изменяющих в основном лишь пропуск пара в турбину при почти неизменном его давлении, то такая система называется сопловым регулированием (или количественным). В этом случае клапаны называются групповыми, так как каждый пропускает пар к своей группе сопел, а поэтому число действующих сопел зависит от числа открытых клапанов. Достоинство соплового регулирования — более высокая экономичность работы турбины, чем при дроссельном регулировании, недостаток — конструктивная сложность, большая возможность неполадок из-за заедания того или другого клапана. Число клапанов обычно от пяти до девяти, но в отдельных случаях оно снижается до двух, чем ухудшается качество регулирования.



Фиг. 20. Статическая характеристика регулирования.

Если турбина для экономии металла сконструирована таким образом, что полное открытие клапанов, стоящих перед первой ступенью турбины, обеспечивает лишь частичную мощность турбины, а для дальнейшего ее увеличения приходится подводить добавочный пар в одну из последующих ступеней давления (например, в третью, пятую) через особый (байпасный) клапан, то такое регулирование называется *обводным*. Эта система регулирования, наиболее пригодная для крупных турбин, обладает тем недостатком, что добавочный пар недостаточно используется в последующих ступенях и нарушает работу первых ступеней, создавая в них подпор, чем значительно снижается экономичность работы турбины при наибольших нагрузках.

В некоторых турбинах применяется *смешанная система регулирования*: при малых нагрузках осуществляется регулирование дроссельное, а при больших открываются групповые клапаны, т. е. вступает в действие сопловое регулирование.

Системы регулирования могут отличаться также типом связи между регулятором и парораспределением. Эта связь может быть *прямой или непрямой*. При *прямой* связи перестановка клапанов осуществляется непосредственно регулятором, при *непрямой* связи эта перестановка производится при помощи *масляного сервомотора*, управляемого регулятором. *Масляным сервомотором* называется устройство (своего рода поршневой двигатель), работающее при помощи масла под давлением, создаваемым масляным насосом турбины. Прямая связь применяется только в малых турбинах и неосуществима в более крупных, так как при ней потребовались бы громоздкие центробежные регуляторы с большой перестановочной силой — для преодоления сопротивления клапанов.

Сервомотор может быть выполнен в виде цилиндра с поршнем, который перемещается под действием разности давлений масла по обе его стороны. Чаше вместо поршня сервомотор снабжается поворачивающейся пластиной. Подвод и отвод масла к цилиндру сервомотора осуществляются посредством масляного золотника. Шток, к которому присоединен поршень, или распределительный вал, на котором укреплен пластина сервомотора, производят открытие или закрытие клапанов. В чисто масляной системе регулирования поршни сервомоторов находятся под действием переменного по величине давления масла с одной стороны и под действием пружины — с другой, причем отсутствует рычажная связь между механизмом сервомотора и регулятором.

В новейших системах гидродинамического регулирования центробежный регулятор заменяется особым масляным насосом (импеллером), создающим переменное давление масла при изменении числа оборотов турбины. Это давление используется для приведения в действие сервомотора.

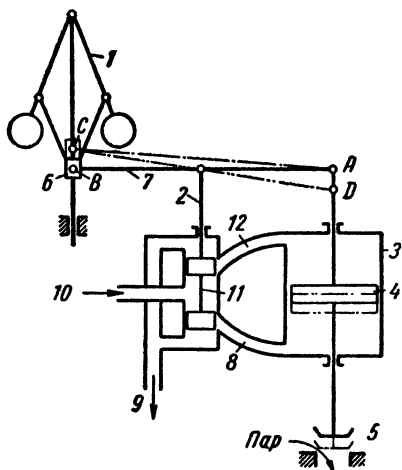
Рассмотрим более подробно несколько основных схем регулирования мощности турбины в целом.

На фиг. 21 показана схема дроссельного регулирования с поршневым сервомотором. На схеме отмечены центробежный регулятор 1, дроссельный клапан 5, цилиндр сервомотора 3, его поршень 4, золотник 11, шток 2 золотника, главный рычаг 7. Полость золотника сервомотора связана масляными трубопроводами 12 и 8 с цилиндром сервомотора. Когда золотник находится в среднем, нейтральном, положении, его поршеньки перекрывают окна, от которых идут трубы 12 и 8. При этом поршень, шток сервомотора и дроссельный клапан не могут изменить своего положения, соответствующего некоторому расходу пара и какой-то постоянной нагрузке турбины.

Пусть рычаг 7 находится в положении *AB*. При снижении внешней нагрузки скорость вращения вала турбины увеличится, а грузы центробежного регулятора разойдутся, поднимая муфту его *b* из положения *B* в положение *C*. Подъем муфты вызовет поворот рычага 7 около точки *A* в положение *AC*, в связи с чем золотник сервомотора поднимется, открывая доступ масла из напорного маслопровода 10 с давлением примерно 5 *атм* в верхнюю полость цилиндра сервомотора, в то же время нижняя полость цилиндра сообщается трубами 8 и 9 со сливным трубопроводом, ведущим масло с давлением около 0,5—1 *атм* в систему смазки подшипников турбины. При этом поршень 4 и дроссельный клапан 5 опускаются, и подача пара в турбину уменьшается. Вследствие опускания штока сервомотора рычаг 7 поворачивается относительно точки *C*, и золотник 11 опускается до тех пор, пока вновь не займет своего среднего положения, рычаг же 7 прилет в новое положение *CD*, которому соответствует новый режим работы турбины, с уменьшенной мощностью.

Совершенно аналогичный процесс, но в обратном направлении, происходит при увеличении нагрузки турбины.

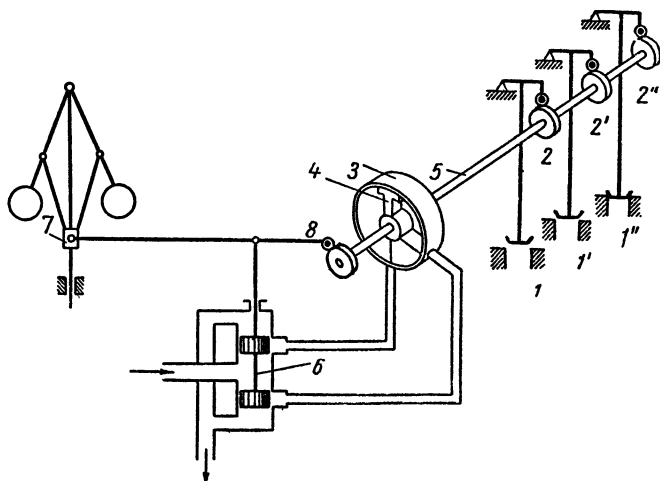
На фиг. 22 показана схема соплового регулирования с поворотным сервомотором. На схеме помечены три групповых клапана: 1, 1', 1'' (первый открыт, второй начинает свое открытие, третий закрыт). Открытие клапанов осуществляется с помощью кулачков 2, 2', 2'' рычагами с роликами и т. п. Кулачковые шайбы укреплены на распределительном валу 5, поворачиваемом посредством сервомотора 3 с пластинкой 4. Сервомотор приводится в действие золотником 6, управляемым центробежным регулятором 7, как



Фиг. 21. Схема дроссельного регулирования с поршневым сервомотором.

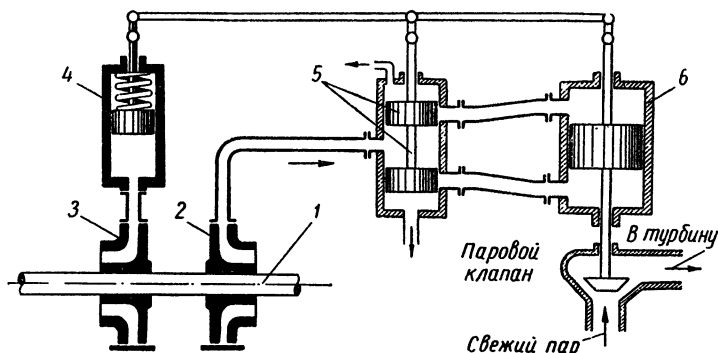
и в предыдущем случае. Вал 5 и регулятор кинематически связаны рычагом 8.

На фиг. 23 представлена схема гидродинамического регулирования. На валу 1 турбины установлены два центро-



Фиг. 22. Схема соплового регулирования с поворотным сервомотором.

бежных масляных насоса: правый насос 2 является обслуживающим, подающим масло к сервомотору (и к подшипникам), а левый насос 3

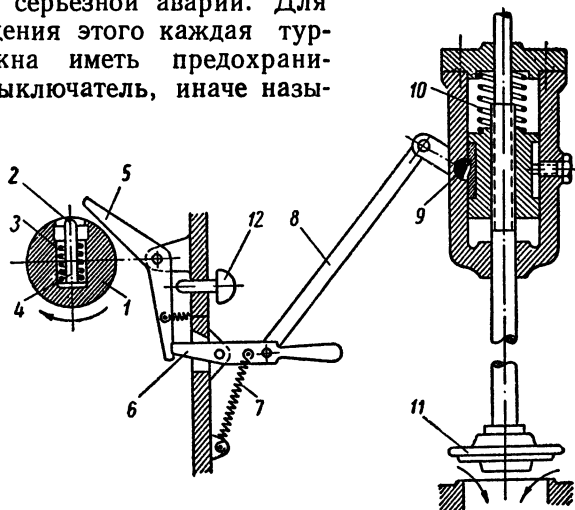


Фиг. 23. Схема гидродинамического регулирования.

служит регуляторным насосом. При изменении числа оборотов турбины изменяется давление масла, создаваемое насосом-регулятором, вследствие чего перемещается поршень 4 регулятора давления, от него и масляный золотник 5 сервомотора, чем вызывается передви-

жение поршня сервомотора *б* и перестановка связанного с ним парового клапана. Система гидродинамического регулирования разработана Всесоюзным теплотехническим институтом под руководством В. Н. Веллера и А. В. Щегляева.

Помимо основного регулирования турбины снабжаются еще вторым регулятором — предохранительным выключателем. Вследствие больших окружных скоростей ротора, достигающих 300—400 м/сек, диски паровых турбин работают с малым запасом прочности, и поэтому случайное значительное повышение числа оборотов может привести к серьезной аварии. Для предотвращения этого каждая турбина должна иметь предохранительный выключатель, иначе назы-



Фиг. 24. Схема стержневого предохранительного выключателя.

ваемый регулятором безопасности, который предназначен для мгновенного прекращения доступа пара в турбину в случае увеличения числа оборотов на 10—12% сверх номинального.

На фиг. 24 показана схема устройства стержневого предохранительного выключателя. В радиальном сверлении турбинного вала *1* помещен цилиндрический груз *2*, который пружиной *3* удерживается во внутреннем положении. Центр тяжести *4* этого груза смещен от оси вала в наружную сторону, вследствие чего центробежная сила стремится выдвинуть этот груз из отверстия. Удерживающая груз пружина *3* регулируется так, чтобы центробежная сила превысила натяжение пружины при повышении числа оборотов турбины на 10—12% против нормы. Если вследствие неисправности основной системы регулирования число оборотов турбины начнет ненормально возрастать (например, при сбросе нагрузки), то мгновенно вступит в действие предохранительный выключатель. При этом конец стержня *2*, перемещаясь в радиальном отверстии вала наружу, ударит в рычаг *5*, который другим своим плечом освободит рычаг *6*, что позволит

пружине 7 через тягу 8 повернуть собачку 9, после чего пружина 10 захлопнет клапан 11, прекращающий впуск пара в турбину. В случае необходимости предохранитель может быть выбит от руки посредством кнопки 12.

ГЛАВА II

УСТРОЙСТВО ПАРОВЫХ ТУРБИН

1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Паровые турбины классифицируются по различным признакам.

1. По способу размещения лопаток и направлению движения пара турбины разделяют на: а) осевые турбины, в которых лопатки укреплены на дисках радиально, а поток пара движется параллельно оси турбины, и б) радиальные, в которых лопатки укреплены перпендикулярно плоскости дисков, а поток пара движется в этой плоскости от центра к периферии или обратно (т. е. приблизительно в направлении радиуса дисков).

2. По числу дисков различают: а) турбины одноступенчатые; б) двух- и многоступенчатые; в) с барабанным ротором (без дисков) и г) смешанной барабанным-дисковой конструкции.

3. По числу ступеней давления различают: а) одноступенчатые; б) двух- и многоступенчатые турбины, причем число ступеней давления обычно совпадает с числом дисков (при дисковом роторе).

4. По наличию ступеней скорости различают: а) турбины с простыми ступенями давления, без ступеней скорости, и б) турбины, у которых одна или несколько ступеней давления подразделены на две-три ступени скорости.

5. По способу действия пара на лопатки различают: а) турбины активные, если все ступени давления активные или имеют малую реактивность, и б) турбины реактивные, если все ступени давления выполнены со значительной реактивностью (первая, регулирующая ступень давления при этом может быть активной — колесо Кертиса).

6. По однородности ступеней давления различают: а) турбины с однородными ступенями давления, т. е. только с простыми активными или только с реактивными ступенями, и б) комбинированные турбины — с неоднородными ступенями давления, в частности с активными ступенями высокого давления и с реактивными низкого.

7. По числу выпусков пара из турбины в конденсатор различают: а) турбины однопоточные — с одним выпуском и б) с двумя — четырьмя разветвлениями потока пара

в последних ступенях турбины (при чрезмерно большом объеме отработавшего пара в мощных турбинах).

8. По числу цилиндров различают: а) одноцилиндровые турбины, все ступени давления которых размещаются в одном корпусе, и б) двухцилиндровые, в которых ради удобства монтажа и эксплуатации при большом числе дисков они размещаются в двух отдельных цилиндрах — высокого и низкого давления, обычно с отдельным валом в каждом; двухцилиндровыми выполняются современные турбины мощностью свыше 50 000 *квт*.

9. По взаимному размещению цилиндров различают: а) одновальные турбины, к которым относятся все одноцилиндровые турбины, а также двухцилиндровые с расположением обоих цилиндров в одну линию с электрическим генератором, и б) двухвальные — турбины с параллельным расположением цилиндров, каждый с отдельным электрическим генератором. В прежнее время турбины большой мощности строились двухвальными четырехцилиндровыми и трехвальными трехцилиндровыми — весьма металлоемкие и дорогие конструкции.

10. По степени быстроходности различают: а) турбины нормальной быстроходности при 3000 об/мин (мощность таких турбин в СССР доведена до 100 000—150 000 *квт*), б) турбины пониженной быстроходности — прежние турбины большой мощности при 1500—1000 об/мин или турбины специального назначения и в) быстроходные турбины при 5000, 8000, 10 000 до 30 000 об/мин — средней и небольшой мощности (примерно ниже 5000 *квт*); быстроходность уменьшает размеры, удешевляет конструкцию, повышает экономичность работы турбин.

11. По способу присоединения вала турбины к потребителю мощности различают: а) турбины с прямым присоединением потребителя (например, генератора), через муфту, и б) редукторные турбины — с присоединением потребителя через зубчатый редуктор, применяемый для снижения числа оборотов.

12. По способу размещения конденсатора различают: а) турбины с нормальным размещением конденсатора, под турбиной (конденсатор располагается в подвале либо турбина поднята на колоннах), и б) бесподвальные турбины (с конденсатором на уровне турбины).

13. По величине начального давления пара различают: а) турбины низкого давления, 1—2 *ата* (мятый пар), б) турбины среднего или повышенного давления, до 40 *ата* (например, на 29 *ата* при 400° или на 35 *ата* при 435°), в) турбины высокого давления, свыше 40 *ата* (например, на 90 *ата* при 480—500°), и г) турбины сверхвысокого давления, в том числе недавно построенная турбина на 170 *ата* при 550°.

В обозначении марки турбины начальные параметры пара указываются первой буквой по такой системе: М — низкого давления, А — среднего давления, В — высокого. СВ — сверхвысокого.

14. По взаимосвязи с потребителями и источниками пара различают: а) конденсационные турбины, отдающие весь отработавший пар в конденсатор, причем частично пар от ступеней давления турбины может отводиться в систему регенеративного подогрева конденсата, б) противодавленческие теплофикационные турбины, отдающие весь отработавший пар давлением 3—6 *ата* и выше тепловому потребителю, сюда же относятся предвключенные турбины, отработавший пар которых поступает для дальнейшего использования в другие турбины, в) теплофикационные турбины с промежуточным отбором пара, работающие с конденсатором, но отдающие из ступеней давления тепловым потребителям часть пара давлением 1,2—2 *ата* для целей отопления или давлением 3—11 *ата* и выше для производственного использования, г) турбины, использующие мятый пар, например, от паровых молотов (через паровой аккумулятор с давлением около 1 *ата*), сюда относятся собственно турбины мятого пара, турбины двух давлений, работающие свежим и мятым паром, и др.

Вторая буква в марке турбины имеет следующие значения: К — конденсационная турбина, Р — противодавленческая (или предвключенная), Т — турбина с отопительным (автоматически регулируемым) отбором пара и конденсатором, П — турбина с производственным отбором пара, ПТ — турбина с двумя автоматически регулируемы отборами пара. Число в марке турбины обозначает мощность в тысячах киловатт и номер модели. Так, например, марка АТ-12 обозначает турбину среднего давления, с отопительным промежуточным отбором пара, мощностью 12 000 *квт*; марка АК-50-2 обозначает турбину среднего давления, конденсационную, мощностью 50 000 *квт*, второй модели; марка ВР-25-1 обозначает турбину высокого давления, с противодавлением (в данном случае предвключенную), мощностью 25 000 *квт*, первой модели.

15. По назначению турбины подразделяются на: а) стационарные для привода электрических генераторов, в том числе главные, несущие основную нагрузку на электростанциях, и пиковые, быстро включаемые лишь на периоды наибольшей нагрузки электростанции, б) вспомогательные турбины собственных нужд, в) для привода центробежных водяных насосов и воздушных компрессоров, работающие с переменным числом оборотов и снабжаемые специальным регулированием, г) судовые, также с переменным числом оборотов, редукторные, реверсивные, д) турбовозные и др.

Число признаков, которые кладутся в основу классификации паровых турбин, довольно значительно. а соответственно и турбины могут быть весьма разнообразных типов. Полная характеристика турбины должна содержать перечисление всех ее особенностей, а кроме того, показатели экономичности ее работы.

2. РАЗВИТИЕ ТУРБОСТРОЕНИЯ В СОВЕТСКОМ СОЮЗЕ

Отечественным ученым принадлежит ведущее место в создании теории турбин. Во второй половине XVIII в. русский академик Леонард Эйлер создал струйную теорию движения жидкостей, которая и до настоящего времени является основой изучения рабочего процесса паровых и водяных турбин. В начале текущего столетия великий русский ученый Н. Е. Жуковский разработал вихревую теорию, дополнившую струйную теорию и позволившую разрешить задачу отыскания наивыгоднейших профилей турбинных лопаток.

Производство стационарных паровых турбин в нашей стране было начато Петербургским металлическим заводом (ныне Ленинградский металлический завод имени Сталина — ЛМЗ). Однако общая мощность построенных им до революции паровых турбин не превышала 9000 *квт*. Производство паровых турбин получило широкий размах лишь в связи с реализацией разработанного в 1920 г. по указанию В. И. Ленина плана электрификации России — плана ГОЭЛРО. После некоторого перерыва в 1923 г. ЛМЗ стал строить турбины мощностью до 3000 *квт*, а в 1930 г. он уже выпускал конденсационные двухцилиндровые турбины мощностью до 50 000 *квт*. С 1933 г. этот завод выпускает турбины с отбором пара мощностью 25 000 *квт*, являвшиеся крупнейшими в мире теплофикационными турбинами. Впоследствии мощность турбин ЛМЗ с отбором пара была повышена до 50 000 *квт*. В 1937 г. заводом ЛМЗ была выпущена двухцилиндровая конденсационная турбина мощностью 100 000 *квт* при 3000 об/мин на средние параметры пара (29 *ата* и 400°) марки АК-100-1, каких в то время еще не умели строить за границей.

Вслед за ЛМЗ производство паровых турбин было начато на Кировском (б. Путиловском) заводе в Ленинграде, на Невском заводе имени Ленина (НЗЛ). В 1934 г. вступил в строй харьковский турбогенераторный завод имени Кирова (ХТГЗ), строивший мощные турбины 50 000 и 100 000 *квт* при 1500 об/мин.

По окончании Великой Отечественной войны турбостроение стало развиваться в нашей стране еще более быстрыми темпами, чем до войны.

В 1947 г. было принято повышение средних параметров пара до 35 *ата* и 435°, а кроме того, были введены высокие параметры пара: 90 *ата* и 480° (ГОСТ 1947 г.). В том же году ЛМЗ построил двухцилиндровую конденсационную турбину высокого давления на 100 000 *квт* при 3000 об/мин марки ВК-100-2, первую в мире одновальную быстроходную турбину высокого давления столь большой мощности.

В последнее время уже выполняются турбины сверхвысоких параметров: 170 *ата* и 550°, мощностью 150 000 *квт* при 3000 об/мин.

Наряду с крупными турбинами заводы нашей страны изготавливают также турбины малых и средних мощностей.

По ГОСТ 1947 г. конденсационные турбины и турбины с отбором пара выполняются при 3000 об/мин следующих мощностей: на средние параметры 750 *, 1500, 2500 **, 4000, 6000, 12 000 *квт*, на высокие параметры 12 000***, 25 000, 50 000, 100 000 *квт*, а турбины с противодавлением на 15 *ата* и 350°—750, 1500, 2500 *квт* (также при 5000/1000 об/мин), на 35 *ата* и 435°—1500, 4000, 6000 *квт* (также при 5000/1000 об/мин), на 90 *ата* и 500° с противодавлением 31 *ата* — 6000, 12 000, 25 000 *квт*.

Турбостроительная промышленность Советского Союза не только сделалась в короткое время вполне самостоятельной, но и превзошла во многом своими достижениями зарубежную технику.

В качестве отличительных особенностей советских конструкций следует отметить экономный расход высоколегированных сталей, широкое применение сварных конструкций, унификацию отдельных элементов и узлов, удешевляющую серийное производство паровых турбин, и др.

Своими успехами турбостроительные заводы в значительной степени обязаны научно-исследовательским работам, производившимся инженерами заводов ЛМЗ и ХТГЗ, а также научно-исследовательскими институтами ЦКТИ и ВТИ. Наибольшее значение имели исследования в области регулирования турбин высокого давления и работы по устранению вибраций дисков и лопаток турбин.

3. ОДНОДИСКОВАЯ АКТИВНАЯ ТУРБИНА СО СТУПЕНЯМИ СКОРОСТИ (С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ)

На фиг. 25 показана активная однодисковая турбина с двумя ступенями скорости (двухвенечное колесо Кертиса), с приподнятой крышкой 2 корпуса. Вал 4 лежит в подшипниках 5 и 9. Диск 1 турбины снабжен двумя рядами лопаток 3. Свежий пар подводится к турбине по патрубку 8, отработавший пар отводится по патрубку 6. Нижняя часть корпуса турбины 7 крепится к фундаменту. Эта турбина вспомогательного назначения, небольшой мощности (20—40 *квт*), работает с противодавлением.

На фиг. 26 приведена в разрезе однодисковая двухвенечная турбина другой конструкции, большей мощности. Свежий пар из камеры 1 через групповые клапаны 2 (пять односедельных клапанов диффузорной формы) поступает к сопловым аппаратам 3 и дальше — на лопатки 4 рабочего диска 5, сидящего на валу 9. Отработавший пар выходит через патрубок 12. Вал вращается в опорном подшипнике 8 и опорно-упорном 16. Стулья 10 правого подшипника и 14 левого опираются на фундаментную раму 11. К стульям крепится корпус 6

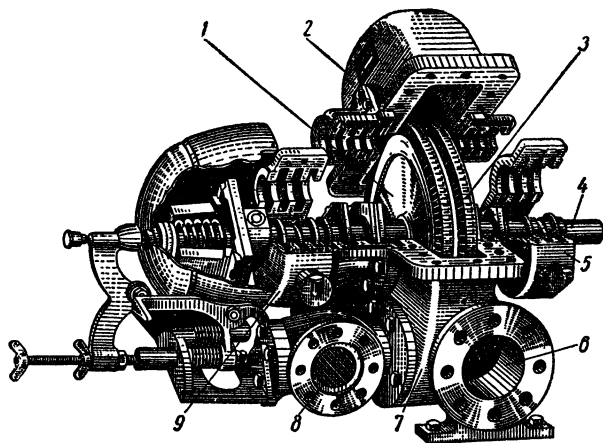
* Только с отбором.

** Три наименьшие мощности турбин могут выполняться также при 5000 об/мин с редуктором на 1000 об/мин.

*** Выполняется только с двумя регулируемыми отборами.

турбины своей нижней половиной (верхняя половина — крышка — съемная). В местах прохода вала через корпус размещены лабиринтные уплотнения 7 с правой стороны и 13 с левой. Просачивающийся через эти уплотнения пар выпускается вестовыми трубами 24 и 22.

Червячной передачей 17 от главного вала приводится в движение вертикальный регуляторный вал с центробежным регулятором 18. От регуляторного вала приводится главный масляный насос 15 турбины. Масло под давлением 3—6 *ати* поступает к золотнику масляного сервомотора, а после снижения давления до 0,5—1,5 *ати*



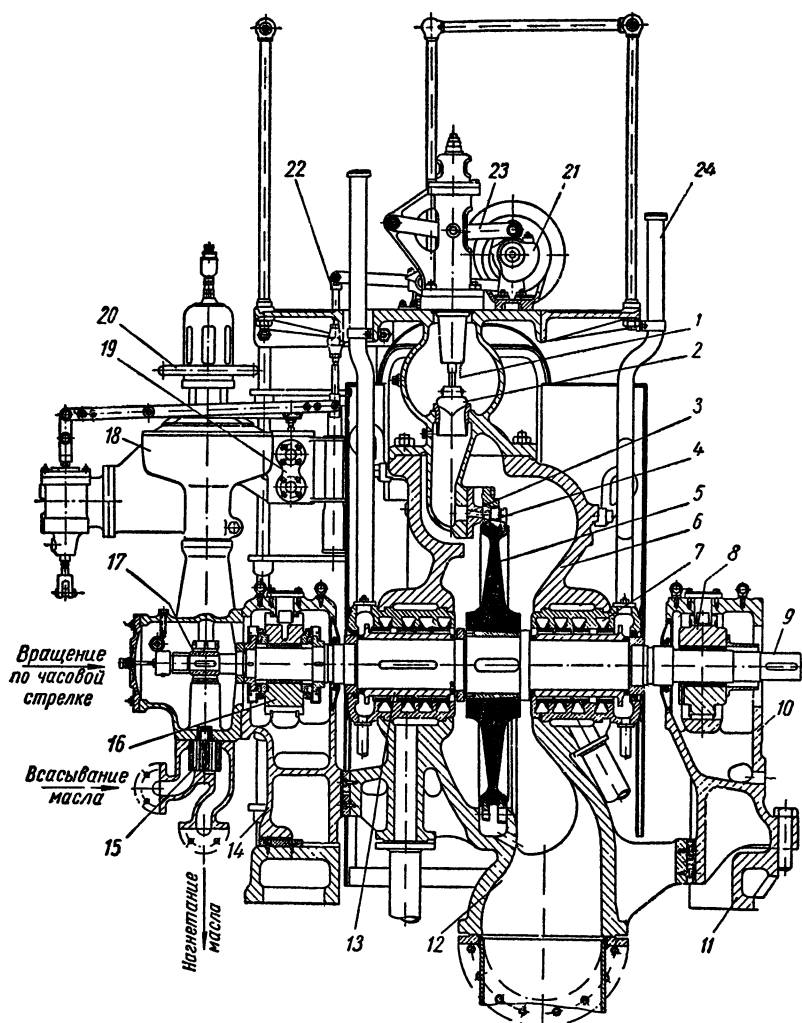
Фиг. 25. Наружный вид активной однодисковой турбины с двумя ступенями скорости.

проходит через холодильник и направляется в подшипники, затем возвращается в масляный бак. Система смазки — циркуляционная.

Перед пуском и в период остановки турбины масло подается вспомогательным турбонасосом, имеющим свой паровой привод. Регулятор снабжен устройством для изменения числа оборотов турбины, называемым синхронизатором; в данном случае это — добавочная пружина регулятора, находящаяся под воздействием маховичка 20. Масляный золотничок 19 направляет масло в цилиндр сервомотора, находящийся на конце горизонтального распределительного вала с кулачковыми шайбами 21, от которых через рычаги 23 приводятся в действие паровпускные клапаны.

Подобные турбины мощностью от 30 до 300 *квт* применяются в качестве привода для центробежных насосов, воздушных компрессоров и пр., обычно работают с противодавлением около 1,2 *ата*, выполняются с дроссельным регулированием, иногда с добавочными клапанами для перегрузки. Диски этих турбин бывают двухвенечными (при большем числе оборотов) или трехвенечными (при меньшем числе оборотов, для меньших мощностей). На фиг. 26 показана

турбина Невского завода имени Ленина (НЗЛ), которая работает при начальных параметрах пара 11 *атм* и 325° с противодавлением 4,5 *атм*. Для больших мощностей (1000—2000 *квт*) подобные

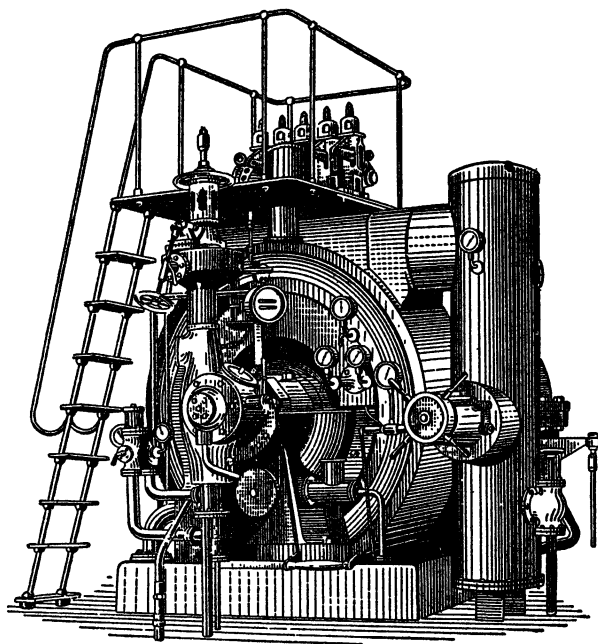


Фиг. 26. Разрез однодисковой двухвенечной активной турбины НЗЛ.

турбины выполняются с двумя ступенями давления (с двумя двухвенечными дисками) и с сопловым регулированием. Такая турбина на 2000 *квт* при 3000 об/мин, работая паром 29 *атм* и 400° с противодавлением 1,2 *атм*, расходует пара приблизительно 12 *кг/квт-ч*.

4. МНОГОСТУПЕНЧАТАЯ АКТИВНАЯ КОНДЕНСАЦИОННАЯ ТУРБИНА СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ

Рассмотрим в качестве примера конструкцию турбины марки АК-3,5. Это — конденсационная турбина среднего давления мощностью 3500 *квт*, работающая при 3000 об/мин. Начальные параметры пара 16 *ата* и 350°, давление при входе в конденсатор



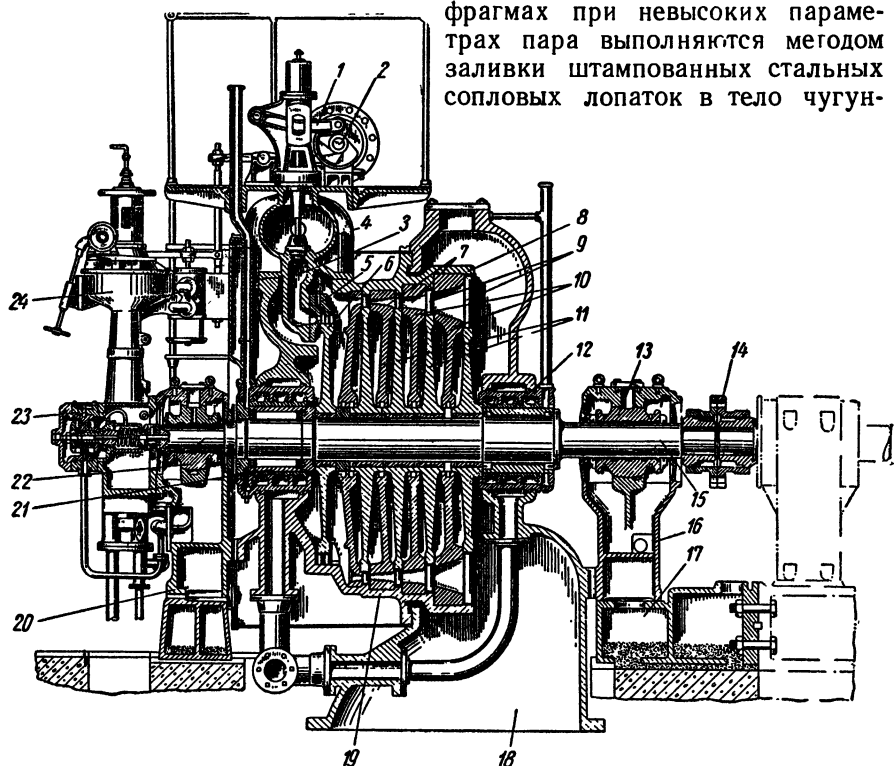
Фиг. 27. Многоступенчатая конденсационная турбина АК-3,5, наружный вид.

0,04 *ата*. На фиг. 27 показан передний вид турбины. Пар подводится по стояку, видимому справа, проходит через быстродействующий стопорный клапан, затем идет к регулирующим клапанам, видимым над турбиной. На переднем плане видна регуляторная колонка с регулятором.

На фиг. 28 дан продольный разрез этой же турбины. Ротор турбины состоит из вала 15 с пятью рабочими дисками 11, первый из которых 6 двухвенечный. Турбина состоит из пяти активных ступеней давления, причем первая из них (регулирующая) имеет две ступени скорости. Между дисками находятся неподвижные перегородки — диафрагмы 10, по окружности которых размещены сопловые аппараты 7. Диафрагмы предназначаются для разделения

пространства внутри корпуса турбины на отдельные камеры в которых находятся рабочие диски. Изготавливаются диафрагмы из кованой стали или из чугуна.

Нижние половины диафрагм крепятся к нижней неподвижной половине 19 корпуса турбины, верхние укрепляются в верхней съемной половине корпуса — крышке 8. Сопловые аппараты в диафрагмах при невысоких параметрах пара выполняются методом заливки штампованных стальных сопловых лопаток в тело чугуна-



Фиг. 28. Продольный разрез активной многоступенчатой конденсационной турбины АК-3,5 постройки Кировского завода.

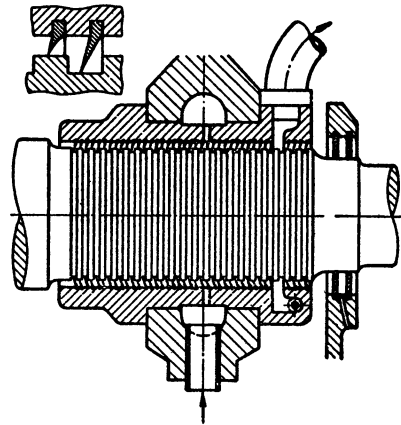
ной диафрагмы. При высоких параметрах пара фрезерованные сопловые лопатки приклепываются к стальной диафрагме. В первой ступени давления сопловые аппараты 5 с соплами Лавалья выполняются в форме сегментов, отлитых из специального чугуна или фрезерованных из стали. Эти сегменты присоединяются к клапанной коробке 4.

Пар к сопловым аппаратам первой ступени поступает через соответствующие групповые клапаны 3, которых в данной турбине имеется пять. Пройдя через лопатки двухвенечного диска 6, пар продолжает расширяться в прочих четырех ступенях давления, после чего по выпускному патрубку 18 направляется в конденсатор.

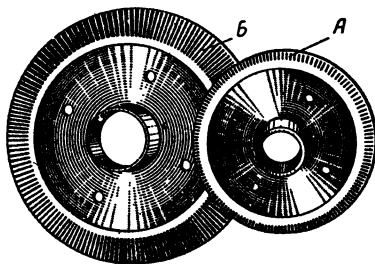
Увеличение высоты лопаток 9 по направлению от первой к последней ступени объясняется необходимостью увеличения площади для прохода пара по мере снижения его давления.

В местах прохода вала 15 через корпус стоят лабиринтные уплотнения: со стороны высокого давления 21, со стороны низкого давления 12, а с внешней стороны этих уплотнений укреплены весовые трубы. В лабиринтных уплотнениях осуществляется чередование узких щелей (шириной 0,25 — 0,3 мм) с более широкими кольцевыми камерами (фиг. 29). Лабиринтное уплотнение представляет собой разъемную втулку, на внутренней поверхности которой укреплены тонкие, заостренные по краю полоски из латуни или точеные никелевые обоймы, а на вал надевается стакан с гребнями прямоугольного сечения на наружной поверхности.

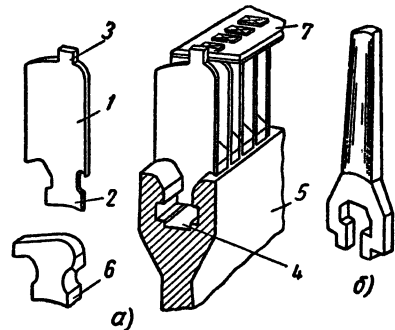
Проходя по лабиринтному уплотнению, пар подвергается многократному дросселированию. В уплотнение высокого давления пар поступает из камеры первой ступени. Уплотнение низкого давления питается паром, перепускаемым из уплотнения высокого давления.



Фиг. 29. Конструкция лабиринтного уплотнения турбины.



Фиг. 30. Внешний вид рабочих дисков турбины.



Фиг. 31. Крепление лопаток на диске турбины.

Назначение уплотнения низкого давления — воспрепятствовать подосу атмосферного воздуха. Центральное отверстие диафрагмы также снабжается лабиринтным уплотнением с небольшим числом элементов. Вне корпуса турбины размещаются опорные подшипники 13 и 22 (фиг. 28), в данном случае с шаровыми опорами вкладышей. На левом конце вала расположен упорный подшипник 23, препятствующий осевому перемещению ротора. Стулья подшипников 16

и 20 крепятся к фундаментной раме турбины 17. Мощность турбины передается электрическому генератору через муфту 14. С левой стороны показан регулятор 24, вверху — распределительный вал 2 с кулачными шайбами и клапанные рычаги 1. Турбины подобного типа с различными числами дисков широко распространены для средних мощностей.

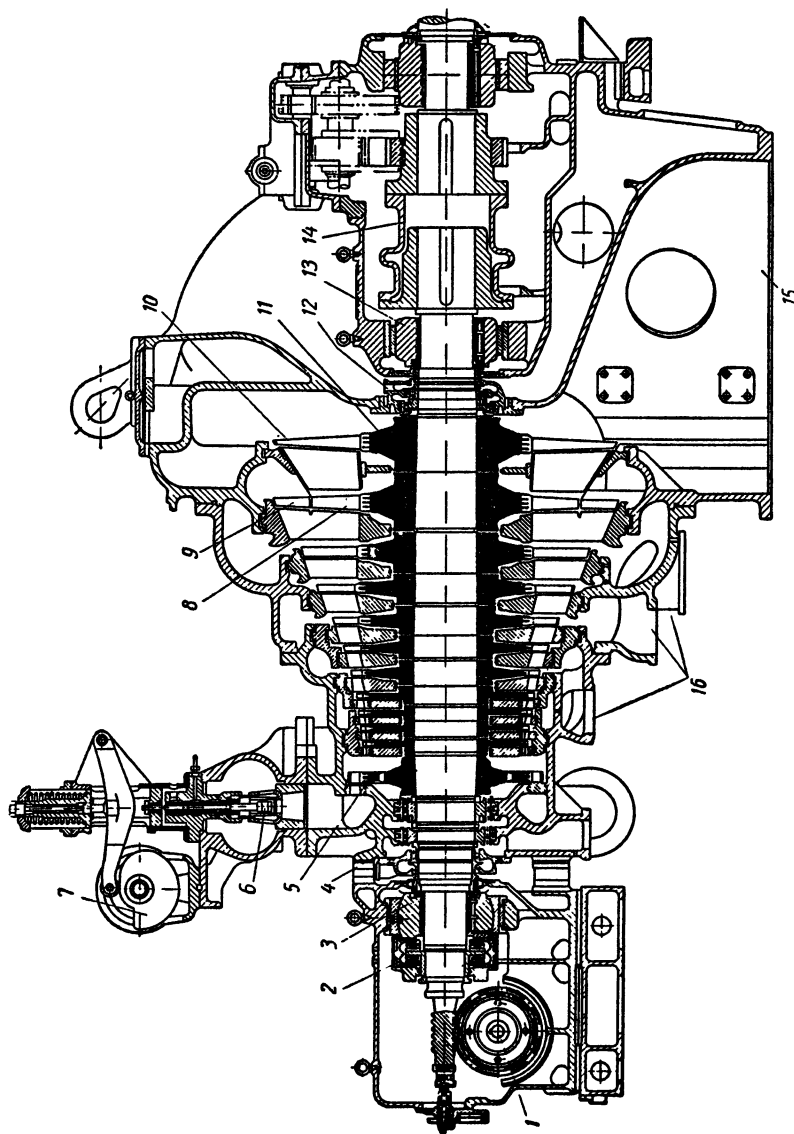
На фиг. 30 показаны диски турбины: А — для первой ступени давления, Б — для последней ступени той же турбины. Диски отковываются из легированной стали. Отверстия в дисках делают для обеспечения равенства давлений пара в активной ступени давления.

На фиг. 31, а показан способ закрепления лопаток в ободу диска. Лопатки 1 имеют внизу ножку 2 и в верхней части выступ 3. Ножки лопаток вводятся в желоб 4, выточенный по окружности диска 5. Между лопатками ставятся промежуточные тела 6. Лопатки группами скрепляются бандажной лентой 7, через отверстие которой вводятся выступы 3 лопаток, подлежащие в дальнейшем расклепыванию. Такое скрепление лопаток в пакеты обеспечивает их правильное положение и устойчивость. На фиг. 31, б показана лопатка другой формы — переменного сечения и с иным способом укрепления на диске. Материалом для лопаток служит никелевая, нержавеющая сталь и специальные жароупорные сплавы — для работы при очень высоких температурах. В особенно тяжелых условиях работают длинные лопатки последних ступеней из-за вибраций и влажности пара.

5. ОДНОЦИЛИНДРОВАЯ КОНДЕНСАЦИОННАЯ АКТИВНАЯ ТУРБИНА МОЩНОСТЬЮ 50 000 *квт* при 3000 об/мин

На фиг. 32 показан продольный разрез одноцилиндровой конденсационной турбины марки АК-50-2, построенной Ленинградским заводом имени Сталина (ЛМЗ). Мощность турбины 50 000 *квт*, скорость вращения 3000 об/мин. Турбина рассчитана на средние начальные параметры пара 29 *ата* и 400°. Она состоит из 12 простых активных ступеней давления, включая первую — регулируемую, и соответственно имеет столько же дисков, из которых первый 5, последний 11. Регулирование турбины сопловое, с групповыми клапанами 6 и поворачиваемым масляным сервомотором на конце распределительного вала 7. Предпоследняя ступень имеет особенность, состоящую в том, что ее лопатки разделены по высоте на два яруса; в верхнем 9 пар расширяется полностью (приблизительно 30% общего количества), после чего отводится в конденсатор а в нижнем 8 расширение пара неполное, завершение же процесса происходит в последней ступени с лопатками 10. Пар уходит в конденсатор по выпускному патрубку 15.

Двухъярусные лопатки в предпоследней ступени турбины применяются с целью уменьшения высоты лопаток последней ступени до конструктивно выполнимых размеров. В местах прохода через



Фиг. 32. Одноцилиндровая конденсационная активная турбина мощностью 50 000 кэлл
марки АК-50-2.

корпус вал турбины окружен лабиринтными уплотнениями: со стороны низкого давления 12 и со стороны высокого давления 4. Опорные подшипники 3 и 13, рядом с передним размещен упорный подшипник 2. Через червячную передачу от главного вала приводится горизонтальный регуляторный вал 1. Электрический генератор присоединен к турбине через упругую муфту 14. В нижней части корпуса турбины находятся патрубки 16 для регенеративного подогрева питательной воды ответвленными паром. Общая длина турбогенератора около 25 м. Удельный расход пара при экономической нагрузке составляет 4,5 кг/квт-ч.

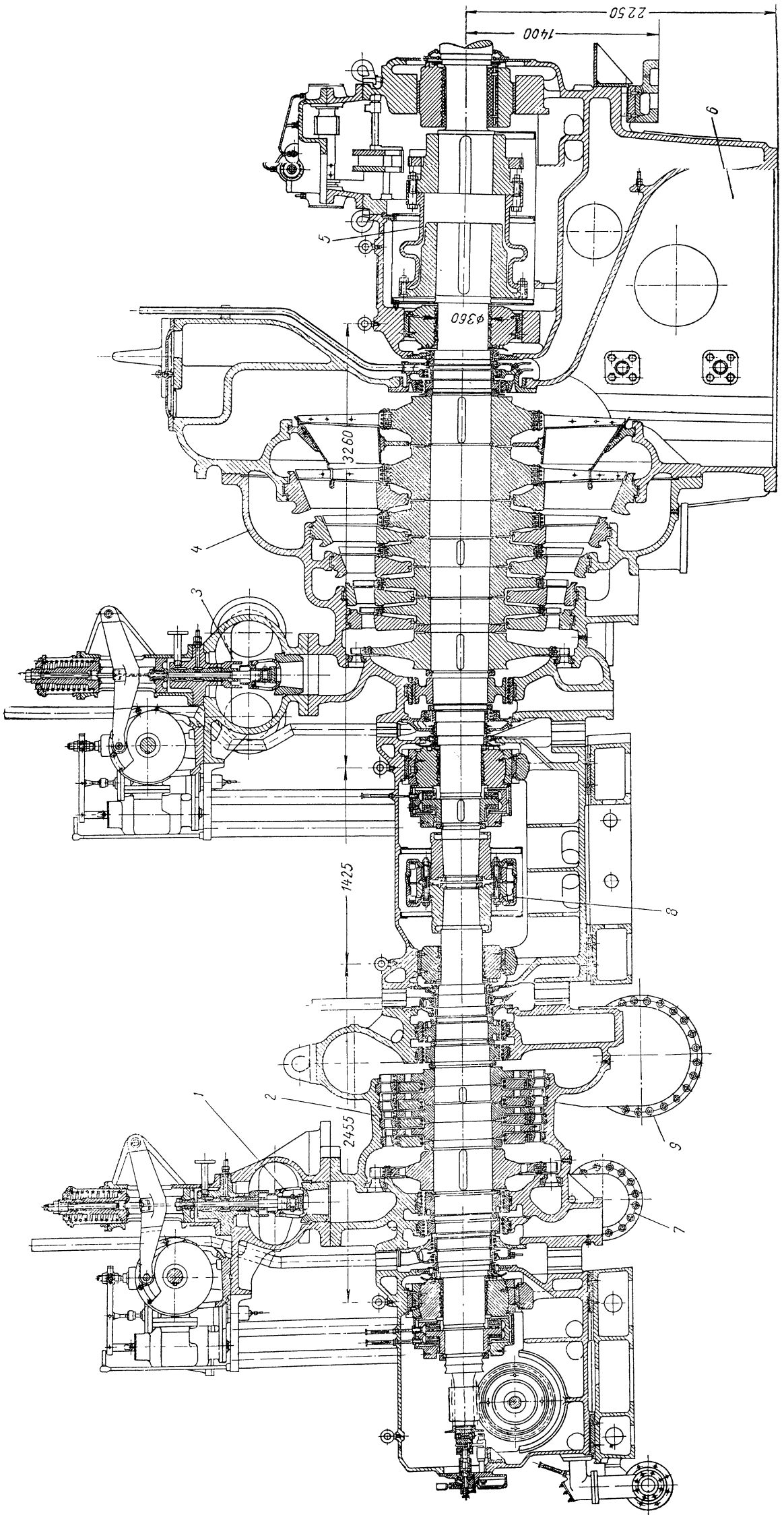
6. ДВУХЦИЛИНДРОВАЯ ТУРБИНА МОЩНОСТЬЮ 50 000 квт С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОТБОРОМ ПАРА

На фиг. 33 дан продольный разрез двухцилиндровой теплофикационной турбины ЛМЗ марки АП-50-2 с промежуточным отбором пара для производственных целей. Мощность турбины 50 000 квт при 3000 об/мин, расчетные начальные параметры пара 29 ата и 400°. Давление автоматически регулируемого отбора 6—8 ата. Турбина имеет два цилиндра, из которых в первом 2 размещены пять чисто активных ступеней давления, а во втором 4 — семь ступеней давления с небольшой реактивностью, всего дисков 12, двухвенечных ступеней нет, предпоследняя ступень снабжена двухъярусными лопатками. Турбина называется одновальной, так как оба цилиндра расположены в одну линию. Роторы соединены муфтой 8, электрический генератор присоединен муфтой 5. Каждый цилиндр имеет по два опорных и по одному (со стороны высокого давления) упорному подшипнику. Турбина снабжена двумя группами клапанов: впускными 1 (перед первым цилиндром) и перепускными 3 (после отбора, перед вторым цилиндром). Патрубок 7 предназначен для впуска свежего пара, патрубок 9 — для выпуска пара из первого цилиндра и патрубок 6 — для выпуска пара из второго цилиндра. Наибольший отбор 100 т/час. В турбине имеется еще три отбора для регенеративного подогрева воды. Эти турбины являются наиболее мощными и совершенными теплофикационными турбинами в мире.

7. ДВУХЦИЛИНДРОВАЯ ТУРБИНА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ МОЩНОСТЬЮ 100 000 квт

На фиг. 34 дан продольный разрез двухцилиндровой конденсационной турбины высокого давления завода ЛМЗ марки ВК-100-2. Мощность турбины 100 000 квт при 3000 об/мин, расчетные начальные параметры пара 90 ата и 480°. Пар поступает в первый цилиндр 2 через клапаны 1. В этом цилиндре размещены 12 чисто активных ступеней давления (диски с отверстиями), в том числе первая — регулирующая ступень двухвенечная с двумя ступенями скорости.

Следует отметить, что первые 10 дисков выточены из одного куска с валом, что характерно для ступеней высокого давления



Фиг. 33. Двухцилиндровая турбина мощностью 50 000 кет с промежуточным отбором пара марки АП-50-2.

(компактная конструкция, однако предъявляющая высокие требования к качеству поковки), лишь два последних диска надеты на вал. После расширения в первом цилиндре пар по трубопроводу 3—4 перетекает в середину второго цилиндра, где осуществляется разветвление потока пара на два одинаковых, каждый из которых проходит через пять ступеней давления в противоположных направлениях.

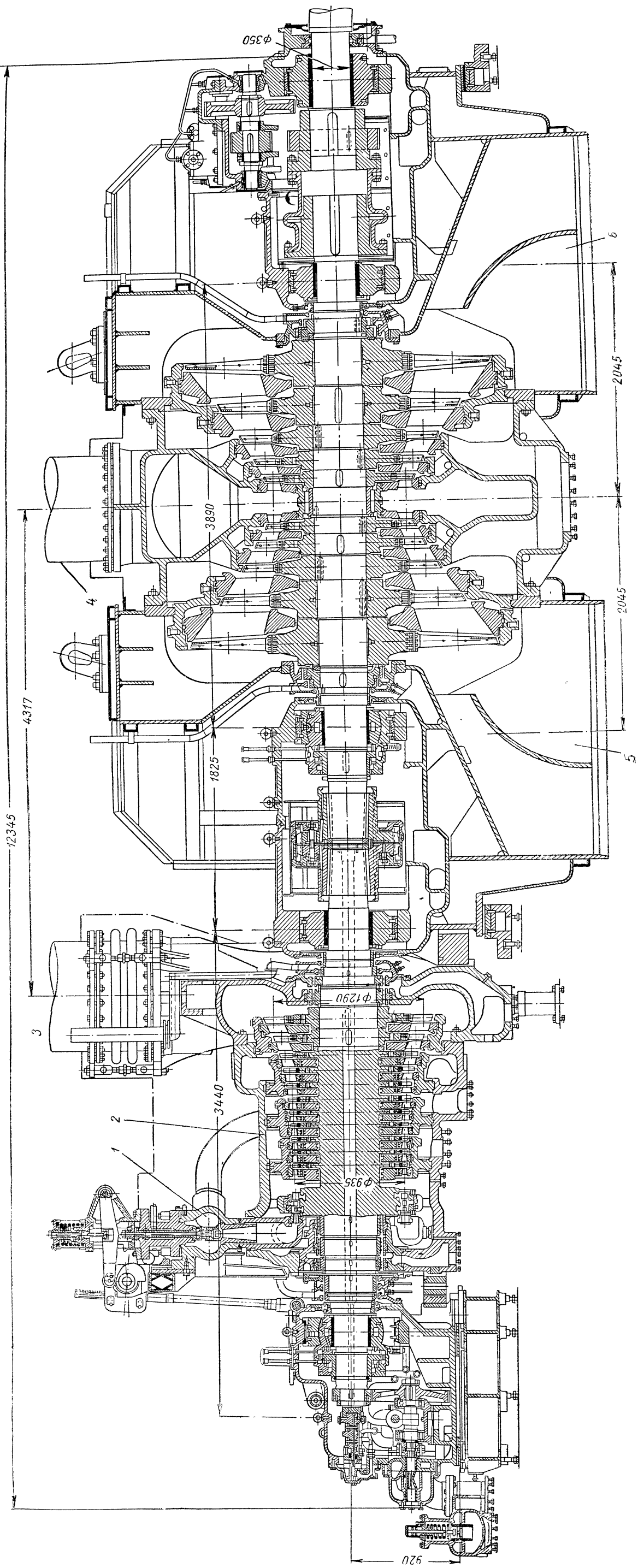
Всего в ц. н. д. 10 дисков, работающих с небольшой реактивностью (осевое давление в ц. н. д. уравнивается). Отработавший пар выпускается через патрубки 5 и 6 в два конденсатора. Разветвление потока пара на два позволяет при тех же размерах проточной части последних ступеней пропустить вдвое больший объем пара, чем без разветвления, и этим вдвое повышается мощность турбины. Турбины АК-100-1 (среднего давления) и ВК-100-2 мощностью по 100 000 квт при 3000 об/мин являются мощными быстроходными одновальными турбинами, требующими сравнительно небольшого расхода металла.

8. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Конденсационное устройство паровой турбины предназначается для создания разрежения в выпускной части турбины, чем расширяется используемый в турбине перепад давлений и повышается степень использования теплоты пара и соответственно уменьшается расход пара. Лишь турбины малой мощности, работающие с выпуском пара в атмосферу, и теплофикационные турбины с противодавлением не нуждаются в конденсаторе, в остальных же случаях конденсатор является неотъемлемой принадлежностью паротурбинной установки.

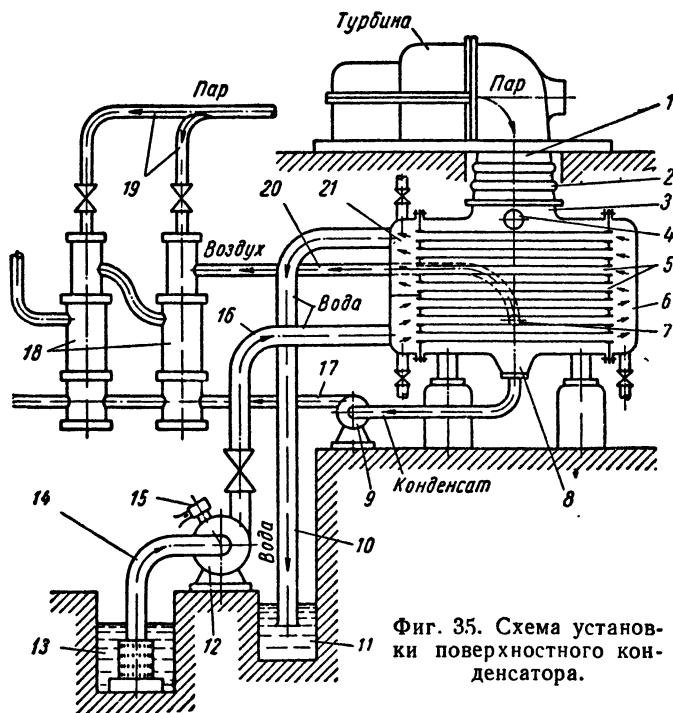
Для паровых турбин применяются обычно лишь поверхностные конденсаторы. Поверхностными называются такие конденсаторы, в которых охлаждающая вода протекает по трубкам, а снаружи они омываются паром. Так как пар в этих конденсаторах не соприкасается непосредственно с водой, то конденсат из пара получается чистым, свободным от механических примесей и солей, растворенных в охлаждающей воде. Этот конденсат свободен и от масла так как в турбине пар не омывает смазываемых частей (подшипники находятся вне корпуса турбины). Питание котлов при повышенном и высоком давлении чистой водой является одним из основных требований, обеспечивающих надежную работу паротурбинной установки, чем и объясняется в данном случае применение поверхностных конденсаторов. Однако следует отметить, что эти конденсаторы металлоемки, громоздки и дороги по сравнению со смешивающими конденсаторами, применяемыми для паровых машин.

Поверхностный конденсатор в продольном разрезе показан на фиг. 35 (в правой части). Он представляет собой горизонтальный барабан, обычно стальной сварной или клепаный. По концам бара-



Фиг. 34. Двухцилиндровая турбина высокого давления мощностью 100 000 квт марки ВК-100-2.

бана отделены водяные камеры—правая 6 и левая 21—посредством двух вертикальных листов, называемых трубными досками. В этих досках закреплены горизонтальные латунные трубки 5, со стенками толщиной 1 мм, наружным диаметром 19, 22, 25 мм и длиной до 5—7 м (в самых крупных конденсаторах). Общее число трубок конденсатора может достигать нескольких тысяч, а общая длина их — нескольких километров.



Фиг. 35. Схема установки поверхностного конденсатора.

Трубки конденсатора бывают разделены на две-три группы, называемые водяными ходами (на схеме их два). Охлаждающая вода, поступающая из подводящего канала 13, направляется через одну из водяных камер (левую) в трубки первого водяного хода, затем проходит в обратном направлении по трубкам второго хода и т. д., после чего эта нагретая вода выпускается по сливной трубе 10 в отводящий канал 11 или подается для охлаждения в градирню.

Пар давлением 0,03—0,05 ата и больше из выпускного патрубка 1 турбины через волнистый компенсатор 2 входит в приемный патрубок 3 конденсатора, проходит между трубками, протрякает в общем направлении сверху вниз и при этом конденсируется. Конденсат откачивается из нижней точки конденсатора (патрубок 8), а воздух, проникающий в паровое пространство, отсасывается из нижней половины конденсатора возможно более охлажденным.

Наружная поверхность трубок конденсатора называется его поверхностью охлаждения и обозначается $F \text{ м}^2$. Через эту поверхность происходит передача тепла от конденсирующегося пара охлаждающей воде. Пар вступает в конденсатор обычно влажным насыщенным (влажностью не более 10—12%) и конденсируется при почти постоянном давлении (точнее, его давление и температура несколько падают). Каждый килограмм пара оставляет в конденсаторе примерно $\Delta i = 550 \text{ ккал}$ тепла. Температура охлаждающей воды повышается от t_1 при входе (примерно равной 10—15° при проточном охлаждении) до t_2 при выходе (эта температура обычно на 4—6° ниже, чем температура пара t_k , поступающего в конденсатор). Количество воды, расходуемой на конденсацию каждого килограмма пара, называется кратностью охлаждения и обозначается m .

Пользуясь введенными обозначениями, можно написать следующее уравнение теплового баланса для поверхностного конденсатора:

$$\Delta i = (t_2 - t_1) m \text{ ккал/кг}, \quad (41)$$

которое дает количество тепла, оставляемое 1 кг пара и получаемое соответствующим количеством воды (теплоемкость воды принята равной 1 ккал/кг и в правую часть не подставлена). Обратно, из этого уравнения кратность охлаждения

$$m = \frac{\Delta i}{t_2 - t_1}. \quad (42)$$

Уравнение теплопередачи от пара в воде может быть написано в виде

$$Q = KF\delta_{cp} \text{ ккал/час}$$

или

$$\frac{Q}{F} = K\delta_{cp} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}, \quad (43)$$

где Q — количество переданного тепла в ккал/час;

K — коэффициент теплопередачи, обычно равный 2500—3500 ккал/м²час·град;

$\frac{Q}{F}$ — количество тепла, переданного через 1 м² охлаждающей поверхности в час;

δ_{cp} — средняя разность температур между паром и водой, приближенно равная

$$\delta_{cp} = t_k - \frac{t_1 + t_2}{2}. \quad (44)$$

Если D — количество конденсируемого в единицу времени пара в кг/час, то

$$Q = D\Delta i,$$

и поэтому из уравнения (43) получим для количества пара, конденсируемого в час на каждом квадратном метре охлаждающей поверхности,

$$\frac{D}{F} = \frac{Q}{F\Delta i} = K \frac{\delta_{cp}}{\Delta i} \text{ кг/м}^2 \text{ час}; \quad (45)$$

это так называемое паровое напряжение конденсатора.

Приведем пример Пусть для воды $t_1 = 10^\circ$, $t_2 = 18^\circ$, для пара $t_k = 24^\circ$ (что соответствует давлению насыщенного пара около 0,04 ата), $\Delta i = 550$ ккал/кг, а общее количество пара $D = 60\,000$ кг/час. Кратность охлаждения по формуле (42)

$$m = \frac{550}{18 - 10} = 63,1.$$

Средняя разность температур по формуле (44)

$$\delta_{cp} = 24 - \frac{10 + 18}{2} = 10^\circ.$$

При $K = 3000$ ккал/м²час·град. паровое напряжение конденсатора по формуле (45)

$$\frac{D}{F} = \frac{3000 \cdot 10}{550} = 54,5 \text{ кг/м}^2 \text{ час},$$

и общая величина охлаждающей поверхности

$$F = D : \frac{D}{F} = \frac{60\,000}{54,5} = 1100 \text{ м}^2.$$

Скорость охлаждающей воды в трубках должна быть около 2,0—2,7 м/сек. Коэффициент теплопередачи K пропорционален корню квадратному из этой скорости. При загрязненности трубок с водяной стороны осадками и накипью коэффициент K падает. При прочих равных условиях давление в конденсаторе уменьшается с понижением температуры t_1 охлаждающей воды и с уменьшением паровой нагрузки конденсатора. Различные неисправности конденсатора повышают давление в нем (воздушная неплотность — попадание воздуха в паровое пространство, водяная неплотность — попадание охлаждающей воды в это пространство, загрязненность трубок).

При размещении трубок следует стремиться к тому, чтобы скорость пара при прохождении его между трубками оставалась в процессе конденсирования постоянной, равной примерно 50—70 м/сек. Для выполнения этого требования между трубками оставляются свободные проходы.

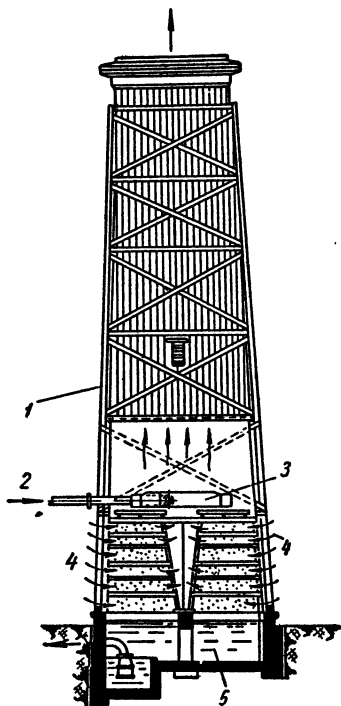
Поверхностный конденсатор обслуживается тремя насосами (фиг. 35): циркуляционным, конденсатным и воздушным. Циркуляционный насос (центробежный) 12 подает охлаждающую воду через напорную линию 16 в трубки конденсатора, после которых нагретая

вода по сливной трубе 10 спускается в отводящий канал 11; перед началом работы вспомогательный пароструйный эжектор 15 производит подсос воды к насосу. Конденсатный насос 9 откачивает конденсат, выходящий из конденсатора по патрубку 8, и подает его по нагнетательной трубе 17. Воздушный насос откачивает из патрубка 7 по трубе 20 воздух, проникающий в конденсатор. Обычно в качестве воздушного насоса применяется двухступенчатый пароструйный эжектор 18 отсасывающий воздух с помощью струй пара, подводимого по трубке 19. Общий расход мощности на насосную группу поверхностного конденсатора может составить 2—3% и более мощности турбогенератора. На случай потери вакуума в конденсаторе к его горловине присоединена труба 4, служащая для выпуска пара через атмосферный клапан в атмосферу, минуя конденсатор.

Для охлаждения больших конденсаторов требуется очень значительное количество охлаждающей воды. Если источник достаточно мощный, применяется проточное охлаждение. При недостатке воды в источнике или неудовлетворительном ее качестве применяется обратная, или замкнутая, система водоснабжения, при которой через конденсатор циркулирует одна и та же вода, подвергаемая по выходе из конденсатора воздушному охлаждению в таких устройствах, как градирни и брызгальные бассейны.

На фиг. 36 показана закрытая градирня, имеющая форму башни. Охлаждение воды производится в нижней, оросительной части ее, верхняя же часть 1 служит для создания тяги. Нагретая вода из конденсатора подается по трубе 2 на уровне 6—8 м над уровнем земли в распределитель 3, через который она выпускается струйками на горизонтальные планки, заполняющие собой оросительную часть градирни. Падая каплями вниз, вода встречает поднимающийся воздух, место подвода которого в градирню обозначено стрелками 4. Из резервуара 5 охлажденная вода направляется к конденсатору.

В брызгальном бассейне вода распыливается через особые сопла над поверхностью бассейна в виде фонтанов высотой 2—4 м и падает каплями вниз. В обоих случаях часть воды испаряется, и этот процесс отнимает большее количество тепла, чем то, которое идет на нагрев воздуха.



Фиг. 36. Схема башенной градирни.

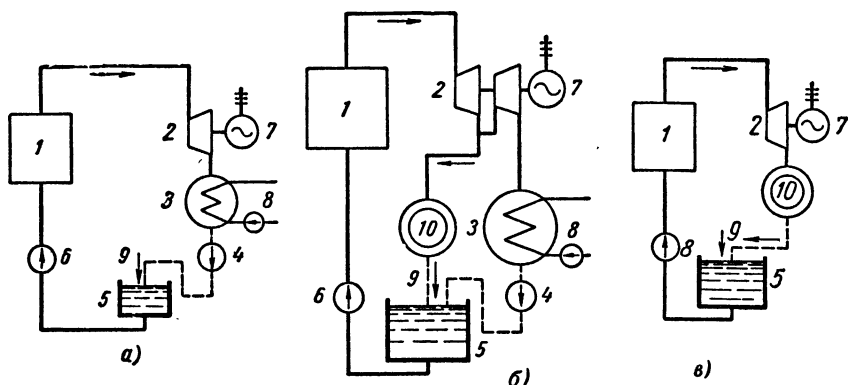
ГЛАВА III

ПАРТУРБИННЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

1. ПОНЯТИЕ О ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВКАХ

Теплосиловой установкой называется совокупность агрегатов, позволяющих химическую энергию топлива преобразовать в тепловую и механическую энергию вместе или раздельно.

Эти установки могут быть оборудованы котельными агрегатами и паровыми двигателями или только двигателями внутреннего сгорания.



Фиг. 37. Принципиальные схемы паротурбинных электростанций:

а — схема конденсационной ст.нц-и; б — схема теплофикационной станции с промежуточным отбором, в — схема теплофикационной станции с противодавлением.

Силовая установка, снабжающая потребителя только электрической энергией, получаемой из механической при помощи генераторов электрического тока, называется центральной электрической станцией (ЦЭС)¹.

Теплосиловые установки, снабжающие потребителя как электрической, так и тепловой энергией, носят название теплофикационных электрических станций — теплоэлектроцентралей (ТЭЦ).

Тепловые электростанции, в которых в качестве двигателей используются паровые двигатели, называются паровыми электростанциями. Такими двигателями обычно являются паровые турбины, поэтому такие электростанции называются также паротурбинными.

¹ Электрическая станция, снабжающая потребителей электроэнергией в радиусе свыше 100 км, называется государственной районной электрической станцией (ГРЭС).

Паротурбинные электростанции получили большое распространение. Они являются основными источниками электрической энергии.

Простейшая (принципиальная) схема паротурбинной электростанции, снабжающей потребителя лишь электрической энергией, приведена на фиг. 37, а. Здесь выработанный котлом 1 пар поступает в турбину 2. Отработавший в турбине пар конденсируется в конденсаторе 3. Конденсат пара конденсатным насосом 4 перекачивается в питательный бак 5, откуда питательными насосами 6 нагнетается в котел. Потери пара и конденсата восполняются добавлением воды 9. Охлаждающая вода подается в конденсатор циркуляционными насосами 8. Механическая энергия, выработанная паровой турбиной, превращается в электрическую в генераторе 7. Станции, работающие по такой схеме, называются конденсационными.

Теплофикационная электростанция (фиг. 37, б) отличается от конденсационной тем, что определенная доля частично отработавшего пара направляется к потребителю тепла 10 и лишь остальной пар поступает в часть низкого давления турбины, где и расширяется до давления в конденсаторе.

Электростанция, в которой пар лишь частично расширяется в турбине и затем весь поступает к потребителю (фиг. 37, в), носит название *противодавленческой*.

Работа электростанции предопределяет нормальную работу связанных с ней потребителей энергии, поэтому электростанции должны бесперебойно снабжать потребителей электроэнергией надлежащего напряжения и частоты и паром или горячей водой заданных параметров. Одновременно паросиловые установки должны быть экономичными.

2. УСТРОЙСТВО ПАРТУРБИННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Основными элементами паротурбинной электростанции являются:

1) котельный цех (котельные агрегаты с их вспомогательным оборудованием, устройства для пылеприготовления, улавливания золы и удаления последней);

2) машинный цех (турбогенераторы с их вспомогательным оборудованием, теплофикационные установки, насосные и пр.);

3) электрический цех (главное распределительное устройство, распределительное устройство собственных нужд и все электротехническое оборудование станции и пр.).

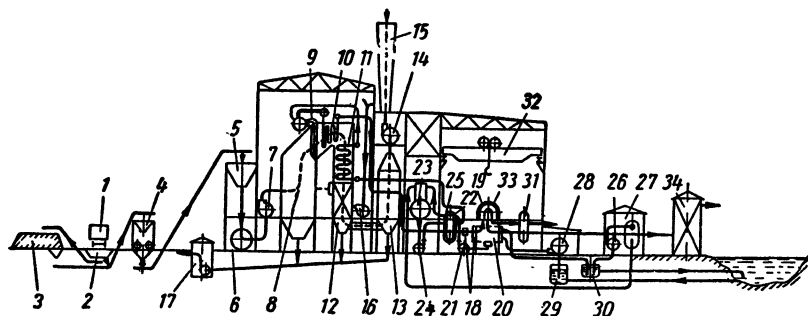
Кроме того, на станции имеются топливно-транспортный цех (склады топлива и железнодорожный транспорт топлива), цех топливоподачи (подача топлива со склада в котельную, предварительная подготовка топлива), химический цех (химическая водоочистка и лаборатория), механический цех (механические мастерские и пр.), ремонтно-строительный цех, теплоизмерительная лаборатория.

Котельные агрегаты и паротурбинная установка вместе с их вспомогательным оборудованием и распределительное устройство

собственных нужд располагаются обычно в главном здании станции. Главное распределительное устройство располагается в отдельном здании.

Примерная схема компоновки главного здания и взаимосвязь основных элементов электростанции при пылеугольном отоплении приведены на фиг. 33.

Привозимое в железнодорожных вагонах 1 топливо взвешивается на вагонных весах и поступает в разгрузочное устройство 2, откуда транспортирующими механизмами подается либо на топливный склад 3, либо в дробильную установку 4. Дробленый уголь транспортерами подается в бункера 5 сырого угля, а из них в мельницы 6. Полученная в мельницах угольная пыль эксгаустерами 7



Фиг. 38. Схема технологического процесса паротурбинной электростанции.

в смеси с воздухом подается в топку 8. Образовавшиеся в топке горячие газы омывают пучок кипяtilьных труб 9, пароперегреватель 10, экономайзер 11 и воздухоподогреватель 12.

Далее дымовые газы проходят через золоуловитель 13 и дымо-сосом 14 выбрасываются через дымовую трубу 15 в атмосферу. Воздух, необходимый для горения топлива, засасывается вентилятором 16 из верхней части котельной и после подогрева в воздухоподогревателе поступает в топку.

Шлаки и зола удаляются при помощи особого гидравлического устройства 17. Перегретый пар из пароперегревателя по паропроводам поступает в водоотделитель 18 и далее в турбину 19. Отработавший пар из турбины поступает в конденсатор 20, где вследствие соприкосновения с охлаждаемыми водой трубками конденсатора превращается в конденсат.

Охлаждающая вода засасывается циркуляционными насосами 28 из канала 29 и подогретой выбрасывается в канал 30. Конденсат отсасывается из конденсатора конденсатными насосами 21 и, пройдя подогреватель низкого давления 22, поступает для удаления растворенных в нем газов в деаэратор 23. Деаэрированная питательная вода подается питательными насосами 24 в подогреватель высокого давления 25 и далее в экономайзер 11. Для покрытия утечек пара и

конденсата в деаэратор насосами 26 подается сырая вода, предварительно прошедшая химическую водоочистку 27.

Вырабатываемая электрическим генератором 33 электроэнергия через главное распределительное устройство 34 направляется на повысительную подстанцию и далее к потребителям. Отбираемый от турбины частично отработавший пар поступает в бойлера 31, где подогревает воду. Горячая вода из бойлерной установки идет к потребителям тепла.

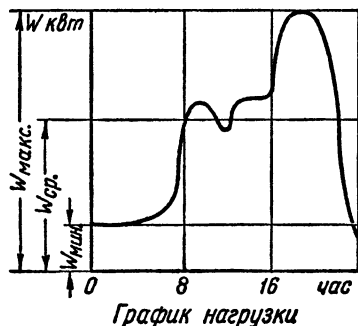
В машинном зале станции имеется мостовой кран 32 для перемещения при ремонте тяжелых частей установки.

3. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Оценка качества эксплуатации электростанции производится на основании ряда технико-экономических показателей: среднесуточной и среднегодовой нагрузки электростанции, коэффициентов нагрузки, коэффициентов использования, количества выработанной энергии удельных расходов тепла и топлива и др.

Мощность электростанции определяется суммарной электрической мощностью установленных турбогенераторов и называется установленной мощностью.

Нагрузкой называется вырабатываемая электростанцией мощность. Нагрузка электростанции изменяется как в течение суток, так и в течение года. Характер изменения нагрузки в течение суток изображается суточными графиками нагрузки (фиг. 39), а в течение года — годовыми.



Фиг. 39. График нагрузки.

Среднесуточная нагрузка станции

$$W_{cp} = \frac{\mathcal{E}_{сут}}{\tau_{руб}} \text{ кВт,}$$

где $\mathcal{E}_{сут}$ — количество выработанной за сутки электрической энергии в *квт-ч*;

$\tau_{руб}$ — число часов работы за сутки.

Среднегодовая нагрузка станции при круглогодичной работе

$$W_{cp} = \frac{\mathcal{E}_{год}}{8760} \text{ кВт,}$$

где $\mathcal{E}_{год}$ — количество электрической энергии, выработанной за год, в *квт-ч*;

8760 — число часов работы в год.

Коэффициент средней нагрузки

$$f_{cp} = \frac{W_{cp}}{W_{max}};$$

здесь W_{cp} — средняя нагрузка станции за сутки или год в *квт*;
 W_{max} — максимальная нагрузка за тот же период в *квт*.

Этот коэффициент характеризует степень равномерности нагрузки за данный период.

Коэффициент использования установленной мощности станции

$$g_{уст} = \frac{\mathcal{E}}{\mathcal{E}_{уст}},$$

где \mathcal{E} — количество электроэнергии, действительно выработанной станцией, в *квт-ч*;

$\mathcal{E}_{уст}$ — количество электроэнергии, которое могло быть выработано станцией за тот же период при работе с полной мощностью, в *квт-ч*.

Удельный расход топлива

$$b = \frac{B_{сут}}{\mathcal{E}_{сут}} \text{ кг/квт-ч,}$$

где $B_{сут}$ — расход топлива за сутки (или за месяц, год) в *кг*;

$\mathcal{E}_{сут}$ — количество выработанной электроэнергии за тот же период в *квт-ч*.

Удельный расход тепла

$$q = \frac{B_{сут} Q_n^p}{\mathcal{E}_{сут}} \text{ ккал/квт-ч,}$$

где Q_n^p — низшая теплотворность топлива в *ккал/кг*.

К. п. д. электростанции (для конденсационной станции)

$$\eta = \frac{860 \mathcal{E}_{сут}}{B_{сут} Q_n^p},$$

где 860 — тепловой эквивалент киловаттчаса *ккал/квт-ч*.

4. РАЗВИТИЕ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ В СССР

В царской России было отсталое, малоразвитое энергетическое хозяйство. Мощность крупных электростанций в 1913 г. составляла всего 250 000 *квт* при общей мощности всех электростанций 1,698 млн. *квт*.

После Октябрьской революции по плану ГОЭЛРО предполагалось в течение 10—15 лет построить 30 электростанций общей мощностью 1,5 млн. *квт*. План ГОЭЛРО был перевыполнен. Уже в 1932 г. мощность всех электростанций составляла 4,677 млн. *квт*, в 1937 г. 8,117 млн. *квт*, а в 1940 г. установленная мощность достигла 10,7 млн. *квт*.

Еще быстрее росла выработка электроэнергии. В 1913 г в России было выработано 1,9 млрд. *квт-ч*. Россия была на 15-м месте. Уже в 1933 г. товарищ Сталин отметил, что в смысле производства электрической энергии мы с самого последнего места выдвинулись на одно из первых мест.

В 1937 г. было выработано в СССР 36,4 млрд. *квт-ч*, и СССР занял 3-е место в мире и 2-е в Европе. Выработка электроэнергии в предвоенном 1940 г. достигла 48,3 млрд. *квт-ч*.

«Годы войны с особой силой подтвердили правильность генеральной линии нашей партии на индустриализацию страны. Осуществление политики индустриализации СССР имело решающее значение для судеб советского народа и спасло нашу Родину от порабощения.

В тяжелых условиях войны партия сумела быстро перестроить промышленность на военный лад. В восточные районы было эвакуировано из полосы военных действий оборудование всех важнейших промышленных предприятий. Советское государство в годы войны нашло в себе достаточно сил и средств не только для быстрого ввода в действие эвакуированных предприятий, но и для ускоренного строительства новых предприятий, главным образом заводов тяжелой индустрии.»¹

Потребность в электроэнергии в восточных районах нашей страны в годы войны резко возросла. Благодаря трудовому героизму советских рабочих и инженеров в небывало короткие сроки было доведено до конца строительство начатых электростанций, построен ряд новых и значительно увеличена мощность действовавших электростанций.

Во время Великой Отечественной войны советская энергетика сильно пострадала. Фашистские захватчики взорвали ряд лучших электростанций во временно оккупированных районах, в том числе и крупнейшие гидростанции Европы — Днепровскую и Свирскую.

Одновременно с изгнанием оккупантов из нашей страны велись работы по восстановлению разрушенных электростанций. В 1946 г. довоенная мощность электростанций была превзойдена. План послевоенной пятилетки предусматривал дальнейшее увеличение мощности электростанций СССР до 22,4 млн. *квт* и выработки электроэнергии до 82 млрд. *квт-ч*.

Установленный пятилетним планом на 1950 г. уровень производства электрической энергии был достигнут досрочно уже в IV квартале 1949 г. Выработка электроэнергии в 1950 г. составляла 110% задания пятилетнего плана и превысила уровень 1940 г. на 87%. В районах, пострадавших от войны, было произведено электроэнергии значительно больше, чем в 1940 г.

В 1951 г. было выработано 104 млрд. *квт-ч* электроэнергии; эта выработка превзошла производство электроэнергии в Англии и Франции, взятых вместе. Прирост выработки электроэнергии

¹ Г. М. Маленков. Отчетный доклад XIX съезду партии, Госполитиздат, 1952, стр. 37.

за 1949—1951 годы составил 37 млрд. *квт-ч*; прирост выработки электроэнергии в этих же размерах в довоенные годы был достигнут за девять лет.

В 1953 г. было выработано 133 млрд. *квт-ч*.

Новая пятилетка открыла величественные перспективы развития и процветания нашей Родины.

По темпам развития советская энергетика не имеет себе равной и занимает первое место в мире.

В настоящее время все виды энергетического оборудования производятся на отечественных заводах и в количествах, полностью обеспечивающих успешное развитие энергетике СССР. При этом советские инженеры и ученые создали много таких замечательных по мощности и качественным характеристикам конструкций, каких не знает современная капиталистическая техника.

Советская энергетика является носителем наиболее передовых стремлений современной техники. Это выражается в электрификации, теплофикации, газификации, рациональном решении проблемы энергетических ресурсов на основе освоения местных видов топлива и водной энергии, строительстве районных электростанций и их объединении в электросистемы, равномерном размещении энергетических центров, исходя из общих задач социалистической индустриализации страны, применении пара высоких параметров и т. д.

В области теплофикации, так же как и в электрификации, наша энергетика достигла блестящих успехов. Начало теплофикации в СССР было положено в 1924 г. в Ленинграде пуском городской теплофикационной установки. Большую роль в развитии теплофикации сыграл июньский 1931 г. пленум ЦК ВКП(б), принявший специальное решение по этому вопросу. Развитие теплофикации в СССР характеризуется следующими показателями: мощность ТЭЦ увеличилась с 6 000 *квт* в 1929 г. до 1 710 000 *квт* в 1939 г.; протяженность сетей с 0,45 *км* в 1925 г. до 525 *км* в 1939 г. По масштабам теплофикации страна заняла 1-е место в мире уже перед второй мировой войной, когда более 120 городов Союза имели теплоцентрали, а общая длина тепловых сетей достигала 700 *км*.

Одним из обобщающих показателей состояния техники энергосхозяйства является, как известно, динамика роста к. п. д. В годы первой пятилетки средний к. п. д. наших станций уступал средним показателям зарубежных станций, в первые же годы третьей пятилетки (1938—1941) средние показатели к. п. д. в СССР были уже выше, чем в любой другой стране. В 1939 г. средний удельный расход топлива советских районных станций составлял 0,605 *кг/квт-ч* а в США 0,62 *кг/квт-ч*. За две пятилетки средний удельный расход топлива на наших районных станциях снизился примерно на 30%, а в США за этот же период — на 10%.

В настоящее время СССР достиг в области энергетике ведущего положения в мире.

РАЗДЕЛ ШЕСТОЙ

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ГЛАВА I

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ИСТОРИИ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Двигателем внутреннего сгорания называется поршневой двигатель, в котором топливо сжигается непосредственно в рабочем цилиндре. В своих главнейших деталях двигатель родственен паровой машине, на базе которой он развивался. Последовательность основных процессов, составляющих в совокупности рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания, в общем случае такова. В цилиндр вводится горючая смесь, затем эта смесь сжимается поршнем и в конце сжатия воспламеняется, вследствие чего происходит повышение давления и увеличение объема продуктов сгорания. Расширение газов в процессе сгорания и последующее расширение их сопровождаются передачей работы газов на поршень и вал. После расширения продукты сгорания удаляются из цилиндра, и он заполняется свежей горючей смесью, а рабочий цикл замыкается.

Процесс газообмена (удаление продуктов сгорания и поступление в цилиндр свежей смеси) может быть осуществлен различно, и в зависимости от этого двигатели разделяются на два класса: *д в у х т а к т н ы е*, в которых все перечисленные выше процессы завершаются за один оборот вала, т. е. два хода поршня, и *ч е т ы р е х т а к т н ы е*, в которых на рабочий цикл требуется два оборота вала, т. е. четыре хода поршня.

Первые работоспособные двигатели, нашедшие практическое применение, были построены около 100 лет назад и работали без сжатия смеси перед ее зажиганием. Современный четырехтактный способ работы со сжатием газа был предложен в 1862 г. инж. Бо де Рошá, а в 1878 г. такие двигатели были построены инж. Отто и впоследствии получили весьма широкое распространение. С 1881 г. стал применяться также двухтактный способ работы. Первые двигатели работали на газообразном топливе (светильный, генераторный, доменный газы). Вслед за этим стали применяться различные виды жидкого топлива (керосин, бензин, нефть), представляющие большие практи-

ческие преимущества по сравнению с газообразным топливом, особенно для транспортных двигателей.

Первый бензиновый карбюраторный двигатель был предложен в 1879 г. капитаном русского флота И. С. Костовичем. В конце прошлого столетия ряд отечественных заводов приступил к производству калоризаторных двигателей для мелкой промышленности, работавших на керосине и нефти. Последнее десятилетие XIX в. ознаменовалось переходом к двигателям высокого сжатия с самовоспламенением. Первый двигатель такого рода, построенный Р. Дизелем для работы на керосине, получил практическое применение в 1896 г. Подобные же двигатели, предназначенные для работы на тяжелом жидком топливе (нефть), но более совершенной конструкции и более экономичные (приблизительно на 10%), стали с 1899 г. производиться отечественными заводами. Эти двигатели высокого сжатия, работавшие на тяжелом жидком топливе с пневматическим распыливанием его и с самовоспламенением, получившие впоследствии название компрессорных дизелей, расходовали почти вдвое меньше топлива на 1 л. с. ч., чем двигатели низкого сжатия, и потому получили самое широкое распространение.

В первые годы текущего столетия отечественными заводами впервые в мире были построены (с 1903 г.) судовые дизели для речных теплоходов, затем (с 1908 г.) для военных судов. Отечественным заводам принадлежит также приоритет в разработке двухтактных двигателей высокого сжатия (с 1903 г.), а в 1906 г. ими же был предложен наиболее совершенный тип газораспределения двухтактных двигателей — с так называемой клапанно-щелевой прямоточной продувкой, пользующийся в настоящее время весьма широким применением.

В 1907 г. был опубликован тепловой расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания, созданный профессором МВТУ В. И. Гриневецким, способствовавший разработке новых типов двигателей. Развитие двигателей в послереволюционный период характеризуется большими успехами, достигнутыми нашими заводами и учеными в области совершенствования стационарных бескомпрессорных дизелей, автомобильных, тракторных и авиационных двигателей низкого и высокого сжатия, тепловозов на жидком топливе и на генераторном газе, разработкой теории сгорания топлив и пр.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Теоретический цикл с изохорным подводом тепла. Для решения ряда принципиальных вопросов необходимо рассмотреть термодинамическую сущность происходящих в цилиндре двигателя явлений, отвлекаясь от некоторых физических и химических процессов, неизбежных в реальном двигателе. Таким путем мы получаем так называемые теоретические циклы двигателей внутреннего сгора-

ния. Предполагается, что в цилиндре находится неизменное количество газа, например, 1 кг воздуха, что сгорания топлива внутри цилиндра не происходит, а тепло подводится без химических изменений газа. Вместо процесса газообмена, предназначенного для замены горячих газов холодным воздухом, в теоретических циклах вводится условный процесс охлаждения при постоянном объеме. Процессы сжатия и расширения принимаются адиабатными.

На фиг. 1 показана диаграмма цикла с изохорным подводом тепла. Точка 1 соответствует состоянию газа при окружающих (атмосферных) условиях, 1—2 адиабатное сжатие, 2—3 изохорный подвод тепла, 3—4 адиабатное расширение, 4—1 изохорный отвод тепла (замыкающий процесс). Изохорный подвод тепла соответствует мгновенному сгоранию готовой горючей смеси в двигателе (двигатели быстрого сгорания).

Через v_h обозначен объем, описанный поршнем, или рабочий объем цилиндра, через v_c — пространство сжатия.

Термический к. п. д. цикла с изохорным подводом тепла. Обозначим объем газа в начале хода сжатия v_1 , а в конце v_2 . Очевидно

$$v_1 = v_c + v_h; \quad v_2 = v_c.$$

Отношение этих объемов называется степенью сжатия и обозначается буквой ϵ :

$$\epsilon = \frac{v_1}{v_2}.$$

Термический к. п. д. всякого кругового процесса

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (a)$$

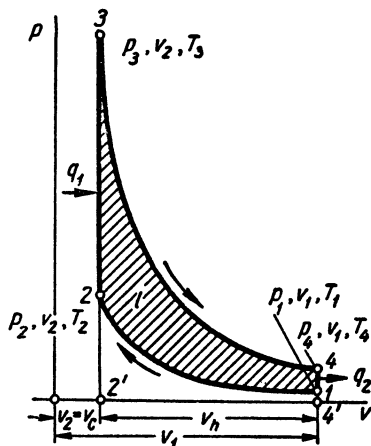
где q_1 и q_2 — количества подведенного и отведенного тепла в ккал/кг.

Для рассматриваемого цикла подведенное и отведенное тепло при $v = \text{const}$ равны

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2); \quad q_2 = c_v(T_4 - T_1).$$

Принимая теплоемкости c_v в процессах 2—3 и 4—1 равными, после подстановки значений q_1 и q_2 в формулу (a) получим

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}.$$



Фиг. 1. Диаграмма теоретического цикла с изохорным подводом тепла.

Вынося за скобки в числителе T_1 , а в знаменателе T_2 , получим

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}. \quad (6)$$

Поскольку процессы 3—4 и 1—2 являются адиабатными, $v_2 = v_3$ и $v_4 = v_1$, можно написать:

$$T_4 v_1^{k-1} = T_3 v_2^{k-1}; \quad (в)$$

$$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}. \quad (г)$$

При почленном делении обоих уравнений получим

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}.$$

Следовательно, из уравнения (б) находим

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2}.$$

Но из уравнения (г) следует, что

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{\epsilon^{k-1}},$$

поэтому получаем окончательно

$$\boxed{\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}}. \quad (1)$$

Формула (1) показывает, что η_t цикла с изохорным подводом тепла увеличивается вместе с ростом степени сжатия. Это сопровождается ростом температуры T_2 конца сжатия. Если T_2 окажется выше температуры самовоспламенения горючей смеси, то может произойти преждевременная вспышка, что сопровождается резким толчком и даже может изменить направление вращения двигателя на обратное. Поэтому в двигателях быстрого сгорания обычно степень сжатия ограничивается значением $\epsilon = 4 \div 9$ (двигателя низкого сжатия) в зависимости от рода топлива и особенностей устройства двигателей.

Теоретический цикл с изобарным подводом тепла. На фиг. 2 показана диаграмма теоретического цикла с изобарным подводом тепла. Здесь 1—2 — адиабатное сжатие, 2—3 — изобарный процесс подвода тепла, 3—4 — адиабатное расширение, 4—1 — изохорный отвод тепла (условный замыкающий процесс). Отличие фиг. 2 от фиг. 1 состоит лишь в замене вертикали 2—3 соответствующей горизонтальной. Изобарный подвод тепла соответствует постепенному сгоранию топлива (по мере его поступления в цилиндр двигателя).

Так как подведенное тепло q_1 при $p = \text{const}$ и отведенное тепло q_2 при $v = \text{const}$ выражаются так:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2) \text{ ккал/кг};$$

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1) \text{ ккал/кг},$$

то общая формула (а) термического к. п. д. дает

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)}. \quad (а)$$

Принимая во внимание, что $c_p = kc_v$, и вынося за скобки в числителе T_1 , а в знаменателе T_2 , находим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}. \quad (б)$$

Процессы 3—4 и 1—2 являются адиабатными, поэтому для них можно написать:

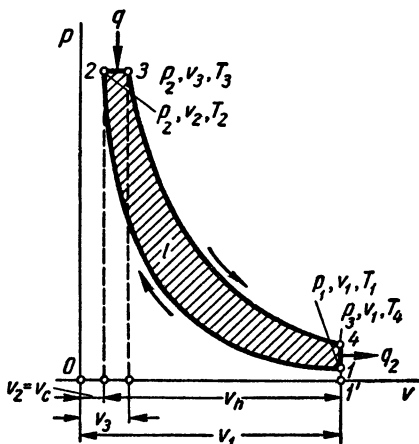
$$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}; \quad (в)$$

$$T_4 v_4^{k-1} = T_3 v_3^{k-1}, \quad (г)$$

так как $v_4 = v_1$.

Деля уравнение (г) на уравнение (в), получим

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^{k-1}. \quad (д)$$



Фиг. 2. Диаграмма теоретического цикла с изобарным подводом тепла.

Из изобарного процесса 2—3 следует, что $\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2}$, но отношение $\frac{v_3}{v_2}$ называется степенью предварительного расширения и обозначается буквой ρ , поэтому уравнение (д) дает

$$\frac{T_4}{T_1} = \rho \rho^{k-1} = \rho^k, \quad (е)$$

а из уравнения (в) получаем

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{\epsilon^{k-1}}. \quad (ж)$$

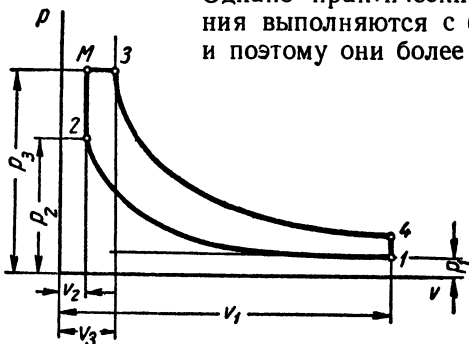
Подставляя в уравнение (б) полученные значения отношений температур (е) и (ж), находим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k \epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{\rho - 1}. \quad (2)$$

Формула (2) показывает, что и для этого цикла η_i растет с увеличением степени сжатия ϵ , а кроме того, он растет с уменьшением степени предварительного расширения ρ .

Из сопоставления формул (1) и (2) видно, что при одинаковых степенях сжатия ϵ изохорный подвод тепла выгоднее, чем изобарный.

Однако практически двигатели постепенного сгорания выполняются с более высокой степенью сжатия и поэтому они более экономичны, чем двигатели быстрого сгорания.



Фиг. 3. Диаграмма теоретического цикла со смешанным подводом тепла.

Теоретический цикл со смешанным подводом тепла показан на фиг. 3. В цикле с изохорным подводом тепла наивысшее давление значительно больше, чем в цикле с изобарным подводом тепла при той же степени сжатия, но первый цикл экономичнее второго. Поэтому в двигателях высокого сжатия обычно переходят на смешанное сгорание. Теоретический цикл со смешанным подводом тепла показан на фиг. 3. Часть топлива, вводимая в цилиндр в конце адиабатного сжатия, сгорает приблизительно при постоянном объеме, а остальное топливо сгорает теоретически при постоянном давлении. В этом цикле некоторое снижение к. п. д. сопровождается заметным понижением наибольшего давления, что упрощает конструкцию двигателя. Смешанный цикл является обобщением циклов с изохорным и с изобарным подводом тепла.

3. ПРИНЦИП РАБОТЫ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Выше было сказано, что четырехтактным называется двигатель, в котором рабочий цикл выполняется за четыре хода поршня (четыре такта) или за два оборота вала. Схема вертикального четырехтактного двигателя показана на фиг. 4. В крышке цилиндра помещены впускной (всасывающий) клапан K_1 и выпускной (выхлопной) клапан K_2 . Через D обозначен диаметр цилиндра, в котором перемещается поршень, через S — ход поршня, т. е. расстояние между верхней (внутренней) и нижней (наружной мертвыми точками (в. м. т. и н. м. т.)). Движение поршня передается на коленчатый вал посредством шатуна. Через L обозначена длина шатуна, через R — радиус кривошипа. В крышке цилиндра, кроме двух клапанов, размещаются еще некоторые детали, участвующие в приготовлении горючей смеси топлива с воздухом, в ее зажигании и пр. (на схеме не показаны).

Главнейшие процессы, происходящие в цилиндре четырехтактного вертикального двигателя, следующие:

1) при ходе поршня сверху вниз через открытый клапан K_1 в цилиндр засасывается горючая смесь или только воздух (ход впуска);

2) при ходе поршня снизу вверх газовый заряд цилиндра сжимается (ход сжатия), клапаны закрыты; если в цилиндр был впущен только воздух, то в конце второго хода в цилиндр подается также топливо;

3) при следующем ходе поршня сверху вниз происходит сгорание топлива и расширение газов (ход расширения, клапаны закрыты); в конце этого хода выпускной клапан открывается и начинается процесс предварения выпуска для снижения давления в цилиндре;

4) при последнем ходе (снизу вверх) через открытый выпускной клапан происходит выталкивание продукта сгорания из цилиндра (ход выпуска).

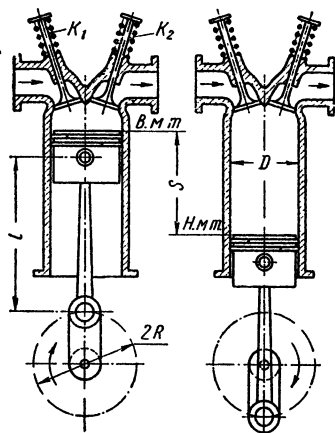
Ход расширения может быть назван рабочим, так как в этом ходе в основном газы передают через поршень на вал работу, часть которой поглощается сопротивлениями самого двигателя, а остальная отдается потребителю энергии.

Ходы сжатия и расширения, которые в теоретических циклах принимаются адиабатными, в действительности приближаются к политропным вследствие теплообмена между газом и стенками, а также вследствие догорания смеси после основного сгорания.

Процесс сгорания может протекать при почти постоянном объеме (в двигателях быстрого сгорания), при почти постоянном давлении (в двигателях постепенного сгорания) или при переменных давлении и объеме (в двигателях смешанного сгорания). Наивысшее давление достигает 20—60 *атм* и более.

В ходе выпуска давление в цилиндре несколько выше атмосферного вследствие сопротивления выпускных клапанов, а в ходе впуска — ниже атмосферного вследствие сопротивления впускных клапанов и трубопроводов.

На фиг. 5 показана индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя быстрого сгорания низкого сжатия (например, бензинового или газового двигателя). На фиг. 6, а показана индикаторная диаграмма двигателя смешанного сгорания высокого сжатия (бескомпрессорного дизеля), а на фиг. 6, б аналогичная диаграмма (частично) двигателя постепенного сгорания (компрессорного дизеля).

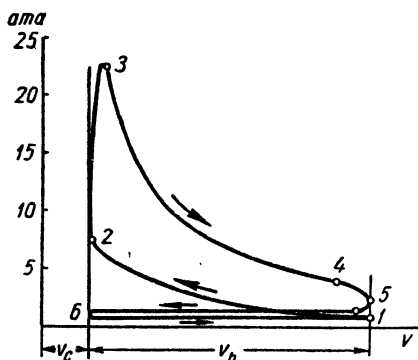


Фиг. 4. Схема вертикального четырехтактного двигателя.

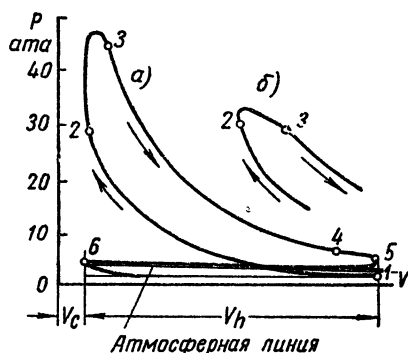
На диаграммах, снятых индикатором, оси абсцисс и ординат отсутствуют, на фиг. же 5 и 6 они даны для наглядности. Через v_h обозначен объем, описанный поршнем (рабочий объем цилиндра), через v_c — объем сжатия, поэтому степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_c + v_h}{v_c} = 1 + \frac{v_h}{v_c}.$$

Между линиями выпуска и впуска на индикаторных диаграммах должна проходить атмосферная линия, практически же все эти три линии обычно сливаются.



Фиг. 5. Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя быстрого сгорания (низкого сжатия).



Фиг. 6. Индикаторная диаграмма двигателя смешанного (и постепенного) сгорания (высокого сжатия).

Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя состоит из двух площадок: положительной 1—2—3—4 и отрицательной 5—6—1. Последняя соответствует насосным потерям процессов выпуска 5—6 и впуска 6—1.

Заметим, что в случаях, требующих особого увеличения мощности, применяется наддув четырехтактных двигателей, состоящий в том, что к впускным клапанам подводится воздух, уже сжатый предварительно до 1,3—1,6 ата и более в особом нагнетателе (воздуходувке). Поэтому давление в цилиндре в точке начала сжатия может быть значительно повышено, а пропорционально повышается вес воздушного заряда и вес топлива, которое может быть сожжено в этом воздухе, что и увеличивает мощность двигателя. Наддув применяется в судовых двигателях, тепловозных и пр. В авиационных двигателях он используется для сохранения на высоте земной мощности, несмотря на разрежение воздуха. Нагнетатель может приводиться за счет энергии продуктов сгорания, выпускаемых из двигателя, либо непосредственно от вала двигателя через передачу.

4. ПРИНЦИП РАБОТЫ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двухтактным называется такой двигатель, в котором рабочий цикл выполняется за два хода поршня (два такта) или за один оборот вала. Одна из схем вертикального двухтактного двигателя (простейшая) показана на фиг. 7. Вместо клапанов в крышке здесь цилиндр снабжен двумя рядами окон (щелей) в его нижней части: более низкие окна — продувочные, более высокие — выпускные. Такая система носит название простой щелевой поперечной продувки. Когда поршень приходит в нижнее положение, оба ряда окон открыты. Выпускные окна, служащие для выпуска сгоревших газов, раньше начинают открываться и позже закрываются, чем продувочные, предназначенные для впуска в цилиндр продувочного воздуха.

Главнейшие процессы, происходящие в цилиндре двухтактного двигателя, таковы:

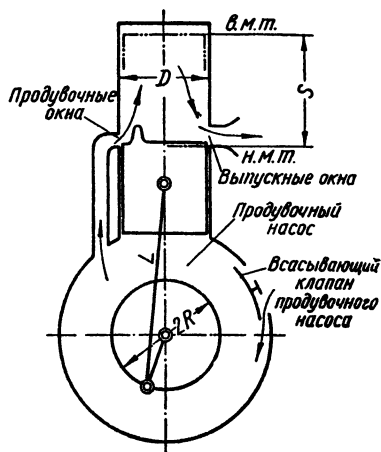
1) при нижнем положении поршня в цилиндр через продувочные окна поступает воздух, предварительно сжатый до $1,1-1,4 \text{ атм}$ в особом продувочном насосе; этот процесс продувки продолжается до тех пор, пока не закроются поршнем продувочные окна;

2) при ходе поршня снизу вверх после закрытия выпускных окон воздух в цилиндре сжимается (ход сжатия); обычно в конце хода сжатия в цилиндр подается топливо;

3) при ходе поршня сверху вниз происходит сгорание топлива и расширение газов (ход расширения до начала открытия выпускных окон);

4) после достижения верхней кромкой поршня верхнего края выпускных окон начинается выпуск сгоревших газов из цилиндра в атмосферу, сопровождающийся падением давления в цилиндре примерно до $1,5 \text{ атм}$ (процесс предварения выпуска); этот процесс заканчивается в момент начала открытия продувочных окон, но удаление газов через выпускные окна будет продолжаться, очевидно, и дальше, пока они не закроются поршнем (выпуск во время продувки или принужденный выпуск).

На фиг. 8 показана индикаторная диаграмма двухтактного двигателя быстрого сгорания низкого сжатия (например, калоризаторного или бензинового мотоциклетного двигателя). Здесь через v_h обозначен полный объем, описанный поршнем (рабочий объем



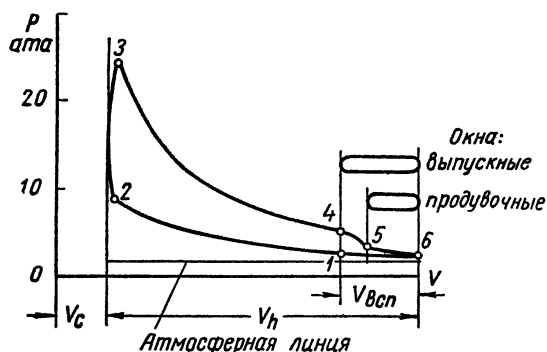
Фиг. 7. Схема вертикального двухтактного двигателя с простейшей щелевой продувкой и кривошипно-камерным продувочным насосом.

цилиндра), через v_c — объем сжатия, через $v_{всп}$ — потерянная часть объема (из-за окон), поэтому действительная степень сжатия

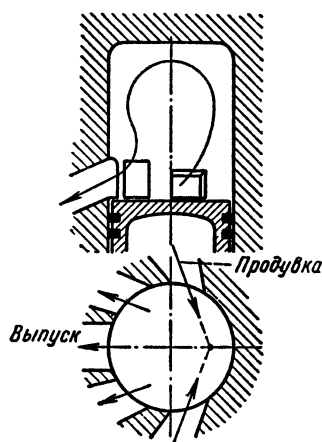
$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_c + v_h - v_{всп}}{v_c} = 1 + \frac{v_h - v_{всп}}{v_c}.$$

Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя целиком лежит выше атмосферной линии и состоит только из одной положительной площадки 1—2—3—4—6.

Неотъемлемой принадлежностью двухтактного двигателя является продувочный насос (воздуходувка). Простейшей его разновидностью является кривошипно-камерный насос, показанный на фиг. 7. Это — находящаяся под поршнем герметически закрытая кривошипная камера (картер), снабженная одним-двумя авто-



Фиг. 8. Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя быстрого сгорания (низкого сжатия).



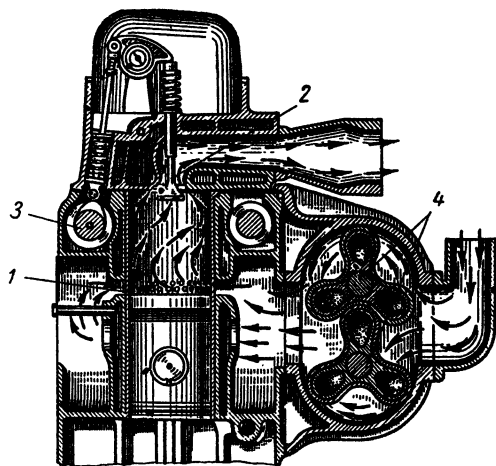
Фиг. 9. Схема петлевой продувки.

матическими всасывающими клапанами (обычно с гибкими стальными пластинками) и соединенная каналом с продувочными окнами. Когда поршень идет вверх, в камере образуется разрежение, и она заполняется через всасывающий клапан атмосферным воздухом. При нисходящем ходе поршня этот клапан закрывается, а воздух сжимается до 1,3—1,4 ата. При открытии продувочных окон воздух из насоса поступает в цилиндр (происходит продувка), и давление его в камере насоса падает почти до атмосферного. Объем подаваемого таким насосом воздуха не больше 0,6—0,8 рабочего объема цилиндра, в чем главный недостаток такой конструкции. К тому же около одной трети продувочного воздуха непроизводительно теряется через выпускные окна. На фиг. 9 показана схема петлевой продувки, при которой освобождение цилиндра от продуктов сгорания обеспечивается лучше, чем при поперечной продувке.

Но еще большими преимуществами обладает прямоточная клапано-щелевая продувка, схематически представленная на фиг. 10. Продувка осуществляется через окна 1 (два ряда круглых отвер-

ствий), размещенные по всей окружности в нижней части цилиндра, а выпуск — через клапаны 2 в крышке цилиндра числом от одного до четырех. Струи продувочного воздуха проходят через цилиндр винтовым потоком, чем достигается наилучшая очистка от продуктов сгорания. Выпускные клапаны работают от особого привода 3, что усложняет конструкцию. При нисходящем движении поршня клапаны открываются значительно раньше, чем окна (процесс предварения выпуска), закрытие же клапанов производится приблизительно в одно время с окнами (практически даже раньше), в результате чего давление воздуха в цилиндре в начале сжатия повышается, воздушный заряд увеличивается, осуществляется дозарядка цилиндра воздухом, а следовательно, может быть увеличена и мощность двигателя.

На той же фиг. 10 справа показана в разрезе двухроторная воздуходувка 4 — часто применяемая разновидность продувочного насоса в быстроходных двигателях (стрелками показано направление подаваемого воздуха). Для обеспечения хорошего качества продувки количество подаваемого воздуходувкой воздуха должно превышать рабочий объем цилиндра в 1,2—1,4 раза. Между воздуходувкой и цилиндром вводится промежуточный ресивер (емкость) (фиг. 10).



Фиг. 10. Схема прямой клапанно-щелевой продувки.

Сопоставление двухтактных двигателей с четырехтактными приводит к следующим заключениям:

1. Двухтактные двигатели в конструктивном и эксплуатационном отношении проще четырехтактных, в особенности при простой целевой продувке с кривошипно-камерным насосом, поэтому двигатели малой мощности строятся преимущественно двухтактными.

2. Мощность двухтактных двигателей при хороших системах продувки значительно превышает мощность четырехтактных тех же размеров и с тем же числом оборотов (превышение до 1,6—1,7-кратного), так как подача топлива в цилиндры и сгорание его осуществляются при каждом обороте вала. Это особенно ценно для двигателей судовых, тепловозных и пр.

3. Двухтактные двигатели превосходят четырехтактные в отношении равномерности вращения по той же причине (чередование вспышек в 2 раза чаще чем в четырехтактном двигателе).

3. Двухтактные двигатели превосходят четырехтактные в отношении равномерности вращения по той же причине (чередование вспышек в 2 раза чаще чем в четырехтактном двигателе).

4. По экономичности двухтактные двигатели несколько уступают четырехтактным из-за потери мощности на продувочный насос и вследствие менее совершенной очистки цилиндра от продуктов сгорания. В тех двигателях с внешним смесеобразованием, в которых продувка производится горючей смесью (бензино-воздушной или газо-воздушной), потеря смеси через выпускные окна может достигнуть 30%, чему соответствует добавочный перерасход топлива, поэтому бензиновые и газовые двигатели выполняются, как общее правило, четырехтактными.

Область применения двухтактных двигателей по мере совершенствования их процесса непрерывно расширяется.

5. МЕТОДЫ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И ЗАЖИГАНИЯ

Смесеобразование. Топливо для наиболее полного его сжигания в цилиндре двигателя должно быть подготовлено к процессу сгорания в виде горючей смеси, т. е. смеси топлива с воздухом в требуемой пропорции. Количественный состав смеси характеризуется коэффициентом избытка воздуха α . При номинальной мощности в двухтактных двигателях тяжелого жидкого топлива α достигает значений 2,0 и больше, в четырехтактных дизелях $\alpha = 1,7 + 1,8$, опускаясь для некоторых типов бескомпрессорных транспортных дизелей до $\alpha = 1,3 + 1,4$, в газовых двигателях $\alpha = 1,25 + 1,5$, в карбюраторных (бензиновых) α опускается до 0,85 (при наибольшей нагрузке), а при экономической поднимается до 1,15.

Качество смеси характеризуется совершенством перемешивания частиц воздуха и топлива. В цилиндре двигателя горючая смесь загрязняется примесью продуктов сгорания (остаточных газов). В лучшем случае содержание остаточных газов в рабочей смеси опускается до 0,03—0,04, в четырехтактных двигателях низкого сжатия примесь остаточных газов составляет примерно 0,1 по отношению к чистой смеси, а в двухтактных эта примесь увеличивается до 0,2—0,5 (особенно при кривошипно-камерной продувке).

Смесеобразование может быть внешним и внутренним.

Внешнее смесеобразование. При внешнем смесеобразовании горючая смесь готовится предварительно, вне цилиндра. Смешение газообразного топлива с воздухом в газовых двигателях производится в газосмесителях. Горючая смесь из паров легкого (т. е. легко испаряющегося) жидкого топлива (бензин, керосин и пр.) и воздуха готовится в приборах, называемых карбюраторами, в которых образование смеси осуществляется в струе засасываемого двигателем воздуха (двигатели с таким смесеобразованием называются карбюраторными).

Внутреннее смесеобразование осуществляется внутри цилиндра двигателя за весьма короткий промежуток времени, обычно в конце хода сжатия и в начале хода расширения. Оно применяется преимущественно в двигателях высокого сжатия (дизелях), работающих на тяжелом жидком топливе (т. е. трудно испаряемом,

как дизельное и моторное топливо), а также в нефтяных двигателях низкого сжатия, называемых калоризаторными или нефтянками. Для хорошего перемешивания топлива с воздухом и некоторого испарения тяжелое жидкое топливо должно впрыскиваться в цилиндр под значительным давлением в виде мельчайшей пыли (пульверизация топлива). При механическом распыливании и требуемое давление, создаваемое топливным насосом, достигает 80—100 *ата* в калоризаторных двигателях и 100—400 *ата* (до 2000 *ата*) в бескомпрессорных дизелях. Пневматическое распыливание осуществляется при помощи сжатого воздуха давлением 60—70 *ата*, приготовляемого особым компрессором, поэтому такие двигатели называются компрессорными дизелями. В этих двигателях функции топливного насоса сводятся лишь к отмериванию порций жидкого топлива и подаче их к форсунке. Форсунка представляет собой распыливающий прибор, снабженный в выходной части одним или несколькими мелкими отверстиями, обычно малого диаметра (от 0,15 до 0,4 мм и выше). Конструкции форсунок весьма разнообразны.

Следует заметить, что в двигателях высокого сжатия (дизелях) во время впрыска топлива в цилиндр воздух в нем имеет в отдельных случаях давление от 27—35 до 40—60 *ата* при температуре 500—700°, что способствует испарению и окислению частиц топлива, в двигателях же низкого сжатия, работающих на тяжелом жидком топливе (в нефтянках), давление и температура воздуха в цилиндре в конце процесса сжатия значительно ниже. Поэтому впрыск топлива в них производится задолго до конца хода сжатия (примерно в середине этого хода), чтобы продлить время взаимодействия частиц топлива с раскаленной частью поверхности камеры сжатия, принадлежащей запальному шару (калоризатору), внутрь которого и впрыскивается топливо.

Внутреннее смесеобразование применяется также в некоторых двигателях низкого сжатия легкого жидкого топлива и в газовых двигателях высокого сжатия.

Зажигание. В двигателях внутреннего сгорания различают следующие способы зажигания рабочей смеси:

1. Зажигание электрической искрой высокого напряжения, применяемое в карбюраторных и газовых двигателях (двигатели низкого сжатия с внешним смесеобразованием). В редких случаях электрическое зажигание применяется в газовых двигателях высокого сжатия. Кроме того, оно используется в бензиновых двигателях с впрыском топлива.

2. Воспламенение жидкого топлива и его паров от соприкосновения с раскаленной поверхностью калоризатора в калоризаторных двигателях (двигатели низкого сжатия с внутренним смесеобразованием).

3. Самовоспламенение, происходящее при впрыскивании топлива в воздух, температура которого путем его сжатия в цилиндре поднята

до уровня, на $100\text{--}300^\circ$ превышающего температуру самовоспламенения жидкого топлива, равную примерно 400° . Этот метод применяется в компрессорных и бескомпрессорных дизелях. В газожидкостных двигателях высокого сжатия зажигание запального жидкого топлива осуществляется по методу самовоспламенения, а от него загорается основное — газовое топливо.

6. ИНДИКАТОРНАЯ И ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Как мы знаем, индикаторной диаграммой называется график изменения давлений газа в цилиндре двигателя в зависимости от перемещения поршня. Несколько примеров диаграмм было приведено выше: диаграммы четырехтактных двигателей (быстрого сгорания низкого сжатия — фиг. 5, смешанного сгорания высокого сжатия — фиг. 6, а, постепенного сгорания высокого сжатия — фиг. 6, б), а также диаграмма двухтактного двигателя быстрого сгорания низкого сжатия (фиг. 8). Индикаторные диаграммы снимаются механически при помощи индикатора. На каждой диаграмме должен быть указан масштаб давлений m , под которым подразумевают число миллиметров вертикального перемещения пишущего острия индикатора, соответствующее изменению давления на 1 ат , например $m = 0,8 \text{ мм/ат}$, $m = 3 \text{ мм/ат}$. В качестве базиса каждая диаграмма должна иметь горизонтальную прямую, проходящую на высоте атмосферного давления, — это так называемая *атмосферная линия*. При известном масштабе давлений и заданной степени сжатия можно нанести на диаграмму оси координат (необязательно).

Съемка индикаторных диаграмм при испытании двигателей производится, во-первых, для проверки правильности протекания индикаторного процесса (в частности проверяются своевременность начала сгорания и наибольшие давления сгорания) и, во-вторых, для определения индикаторной мощности двигателя.

Определение индикаторной мощности двигателя внутреннего сгорания. При подсчете индикаторной мощности двигателя (как и паровой машины) пользуются средним индикаторным давлением p_i , представляющим собой индикаторную работу, приходящуюся на единицу рабочего объема цилиндра. Проще говоря, p_i есть средняя высота площади индикаторной диаграммы. Практически оно измеряется в кг/см^2 (т. е. в технических атмосферах).

Произведение p_i в кг/см^2 на площадь поршня F в см^2 равно усилию в кг , приложенному к поршню, а произведение $(p_i F)$ на ход поршня S в м определяет работу поршня в кгм за один цикл ($p_i FS$ кгм за цикл). Иначе эта работа равна $p'_i V_h$ кгм за цикл, если $p'_i = 10^4 p_i$ взято в кг/м^2 и V_h — рабочий объем цилиндра (произведение площади поршня на ход поршня) в м^3 .

Обозначая число оборотов вала двигателя в минуту через n , или, что то же, $\frac{n}{60}$ об/сек, находим, что индикаторная мощность двухтактного одноцилиндрового двигателя в л. с. выразится формулой

$$N_i = \frac{p'_i V_h n}{60 \cdot 75} \quad \text{л. с.}, \quad (4a)$$

где p'_i — среднее индикаторное давление в кг/м²;

V_h — рабочий объем цилиндра в м³;

n — число оборотов двигателя в минуту.

Формула индикаторной мощности четырехтактного одноцилиндрового двигателя, рабочий цикл которого соответствует двум оборотам вала двигателя, примет вид

$$N_i = \frac{p'_i V_h n}{2 \cdot 60 \cdot 75} \quad \text{л. с.} \quad (4б)$$

Для многоцилиндровых двигателей в числитель формулы вводят множитель z , равный числу цилиндров двигателя.

При p_i кг/см² и V_h^A л (как обычно) общая для двухтактных и четырехтактных двигателей формула индикаторной мощности примет вид

$$N_i = \frac{p_i V_h^A n z}{225 \tau} \quad \text{л. с.}, \quad (4в)$$

где τ — число тактов (2 или 4).

Определение эффективной мощности двигателя. Часть индикаторной мощности расходуется на покрытие собственных механических потерь двигателя (на трение в подшипниках и в поршне, на работу насосов — топливного, водяного и пр.). Полезная мощность, передаваемая потребителю, иначе эффективная мощность, обозначаемая N_e , меньше, чем N_i , на величину механических потерь. Отношение $N_e : N_i$ есть механический к. п. д. машины, обозначаемый η_m . Обратное,

$$N_e = \eta_m N_i \quad \text{л. с.} \quad (4г)$$

Средние значения механического к. п. д. η_m примерно таковы:

а) для бескомпрессорных дизелей, карбюраторных и газовых двигателей 0,80—0,85;

б) для компрессорных дизелей и калоризаторных двигателей 0,75—0,80.

Механический к. п. д. возрастает с мощностью двигателей. Кроме того, он сильно изменяется вместе с изменением нагрузки двигателя

(от нуля при холостом ходе до максимальных значений при полной нагрузке).

При испытании двигателя эффективная мощность его может быть определена с помощью тормоза или по электрической нагрузке генератора.

7. ТЕПЛОВЫЙ БАЛАНС, КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ, РАСХОД ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛЯХ

Тепловой баланс двигателей принято составлять на 1 кг вводимого в двигатель топлива, или, чаще, на 1 час работы, или в долях теплоты топлива. Внесенное топливом тепло можно принять для 1 кг топлива равным его низшей теплотворности Q_n^p ккал/кг. Часть этого тепла превращается в полезную (эффективную) работу на валу двигателя Q_e ккал/кг, остальное тепло теряется (недопревращается в работу).

В двигателях внутреннего сгорания различают следующие потери:

- 1) потерю тепла с отходящими газами $Q_{газ}$ ккал/кг;
- 2) потерю тепла с охлаждающей водой или воздухом $Q_{вод}$ ккал/кг;
- 3) потерю от химической неполноты сгорания $Q_{хим}$ ккал/кг;
- 4) прочие потери — так называемый остаточный член баланса, в который частично входят потери на трение и в окружающую среду, $Q_{ост}$ ккал/кг.

Потеря тепла с отходящими газами вызывается их высокой температурой при выпуске из цилиндра, что по второму закону термодинамики неизбежно.

Потеря с охлаждающей водой или воздухом обуславливается необходимостью охлаждения деталей двигателя, подверженных действию высоких температур.

Химическая неполнота сгорания вызывается наличием в продуктах сгорания окиси углерода CO (в газовых или бензиновых двигателях) либо сажи (в двигателях тяжелого жидкого топлива). В лучшем случае эта потеря приближается к нулю.

Основными являются потери с газами и водой.

На основании приведенных выше соображений так называемый внешний тепловой баланс двигателя можно представить в форме уравнения

$$Q_n^p = Q_e + Q_{газ} + Q_{вод} + Q_{хим} + Q_{ост}. \quad (5)$$

Если через Q_t обозначить тепло, перешедшее в индикаторную работу двигателя, в ккал/кг, то разность $Q_t - Q_e = Q_{тр}$ представляет тепло, переходящее в работу трения. Это тепло трения не может быть выделено в качестве самостоятельного члена теплового баланса, так как оно частично воспринимается охлаждающей водой и отходящими газами, а в остальном передается в окружающую среду.

На фиг. 11 приведено наглядное графическое представление теплового баланса двигателя для одного частного случая.

Коэффициенты полезного действия. Индикаторный коэффициент полезного действия η_i .

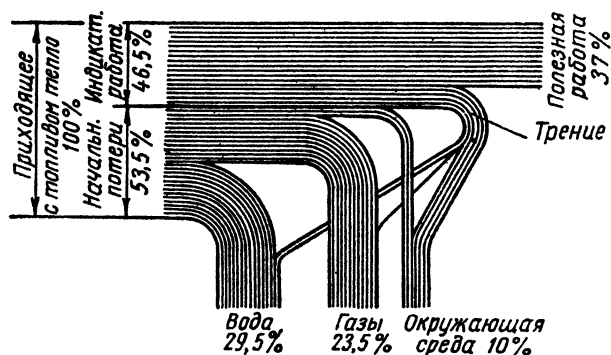
Индикаторный к. п. д. η_i представляет собой отношение тепла, превращенного в индикаторную работу Q_i , ко всему затраченному теплу Q_n^p , т. е.

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_n^p} \quad (6)$$

Если числитель и знаменатель отнести к 1 часу времени, то эту формулу можно переписать в виде

$$\eta_i = \frac{632N_i}{BQ_n^p} \quad (6a)$$

где 632 ккал представляет тепловой эквивалент силочаса, в ккал/л.с.ч., B — часовой расход топлива в кг для жидкого или нм^3 для газо-



Фиг. 11. График теплового баланса двигателя внутреннего сгорания.

образного топлива, а Q_n^p — теплотворность топлива в ккал/кг для жидкого или в ккал/нм³ для газообразного.

Величина этого к. п. д. η_i для различных двигателей в среднем составляет:

Для бескомпрессорных дизелей	0,35—0,45
„ компрессорных дизелей	0,35—0,40
„ карбюраторных и газовых двигателей низкого сжатия	0,25—0,35
„ калоризаторных двигателей	0,20—0,25

Заметим, что η_i меньше, чем термический к. п. д. η_t соответствующего термодинамического цикла. Отношение $\eta_i : \eta_t$ колеблется в пределах примерно 0,6—0,8.

Э ф ф е к т и в н ы й к. п. д. η_e . Эффективным к. п. д. называется отношение тепла, перешедшего в эффективную работу Q_e , ко всему затраченному теплу Q_n^p , т. е.

$$\boxed{\eta_e = \frac{Q_e}{Q_n^p}} \quad (7a)$$

Иначе [аналогично формуле (6a)]

$$\boxed{\eta_e = \frac{632N_e}{BQ_n^p}} \quad (7b)$$

Очевидно,

$$\eta_e = \eta_m \eta_{II}, \quad (7b)$$

где η_m — механический к. п. д.

Величина эффективного коэффициента η_e лежит в таких пределах:

Для бескомпрессорных дизелей	0,30—0,40
• компрессорных дизелей	0,30—0,33
• карбюраторных и газовых двигателей низкого сжатия	0,20—0,30
• калоризаторных двигателей	0,15—0,20

Заметим, что аналогичный к. п. д. для газогенераторного двигателя может быть также отнесен к теплотворности первичного, твердого топлива. За счет потерь в газогенераторе этот к. п. д., который может быть назван э к о н о м и ч е с к и м и обозначен $\eta_{эк}$, меньше, чем η_e .

Указанные величины значений к. п. д. различных двигателей относятся к н о м и н а л ь н о й (т. е. максимально длительной) м о щ н о с т и. При уменьшении нагрузки значения всех коэффициентов изменяются. Эффективный к. п. д. η_e при холостом ходе равен нулю, при экономической нагрузке η_e имеет максимум, при номинальной несколько уменьшается.

Расход топлива. Полный расход топлива двигателей в 1 час обозначается B кг/час.

Характерной величиной для двигателей является у д е л ь н ы й э ф ф е к т и в н ы й расход топлива $b_e = \frac{B}{N_e}$, т. е. количество топлива, затрачиваемое на 1 э. л. с. в течение 1 часа. Аналогично удельный индикаторный расход топлива

$$b_i = \frac{B}{N_i} \text{ кг/л. с. ч.}$$

Связь удельного расхода b_e с эффективным к. п. д. η_e выражается формулой, получаемой из формулы (7, б) при замене $\frac{B}{N_e} = b_e$

$$b_e = \frac{632}{\eta_e Q_n^p} \text{ кг/э. л. с. ч.} \quad (8)$$

Практически удельный расход жидкого топлива измеряют в г/э. л. с. ч. Значения b_e для различных двигателей таковы

Для бескомпрессорных дизелей	150—200
„ компрессорных дизелей	180—200
„ карбюраторных двигателей	200—300
„ калоризаторных двигателей	300—400

Удельный расход газообразного топлива измеряется в $\text{нм}^3/\text{э. л. с. ч.}$

Очевидно, что при экономической нагрузке удельный эффективный расход топлива b_e имеет минимальное значение, так как при этом η_e проходит через максимум.

ГЛАВА II

УСТРОЙСТВО ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1. КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Существующие типы двигателей внутреннего сгорания могут быть разделены на группы по признакам, из которых наиболее характерными являются следующие.

Степень сжатия. Различают двигатели низкого сжатия (при $\epsilon = 3,5 \div 9$) и высокого сжатия (при $\epsilon = 12 \div 16$ и выше).

Характер сгорания топлива. Различают сгорание быстрое (при почти неизменном объеме — в газовых низкого сжатия, карбюраторных и калоризаторных двигателях), постепенное (при почти неизменном давлении — в компрессорных дизелях) и смешанное (сначала при почти неизменном объеме, а затем при почти неизменном давлении — в бескомпрессорных дизелях и др.). Быстрое сгорание характерно для двигателей низкого сжатия, постепенное и смешанное — для двигателей высокого сжатия.

Вид топлива. По этому признаку различают двигатели газовые, тяжелого жидкого топлива и легкого жидкого топлива. Газовые двигатели работают на доменном, генераторном, светильном, коксовальном, природном и других газах. Компрессорные и бескомпрессорные дизели и калоризаторные двигатели работают на тяжелом жидком топливе — на нефти, моторном и дизельном топливах. Авиационные, автомобильные и автотракторные двигатели низкого сжатия работают главным образом на легком жидком топливе — бен-

зине, лигроине, керосине. Твердое топливо используется в двигателях внутреннего сгорания только после переработки его в генераторный газ. В СССР роль газовых двигателей в последнее время значительно повысилась в связи с развитием газовой промышленности, ростом заводов по переработке нефти крекинг-процессом, применением сжатых и сжиженных газов для автотранспорта, производством газогенераторных тепловозов и пр.

Способ смесеобразования. По способу смесеобразования двигатели разделяются на двигатели с внешним смесеобразованием (обычные газовые и карбюраторные) и с внутренним смесеобразованием (дизели компрессорные и бескомпрессорные, калоризаторные двигатели, некоторые бензиновые двигатели). В так называемых газожидкостных двигателях применяется комбинированное смесеобразование.

Способ воспламенения топлива. В газовых двигателях и двигателях легкого жидкого топлива, являющихся двигателями низкого сжатия, для воспламенения используется электрическая искра. В калоризаторных двигателях низкого сжатия, работающих на тяжелом жидком топливе, для этой цели служит запальный шар — калоризатор. В двигателях высокого сжатия применяется самовоспламенение топлива без постороннего запала.

Число тактов. По числу тактов различают четырехтактные и двухтактные двигатели.

Число рабочих цилиндров двигателей. По этому признаку различают двигатели одноцилиндровые и многоцилиндровые.

Расположение цилиндров. В зависимости от расположения цилиндров двигатели подразделяются на горизонтальные, вертикальные, V-образные и звездообразные.

По назначению двигатели делятся на стационарные и транспортные.

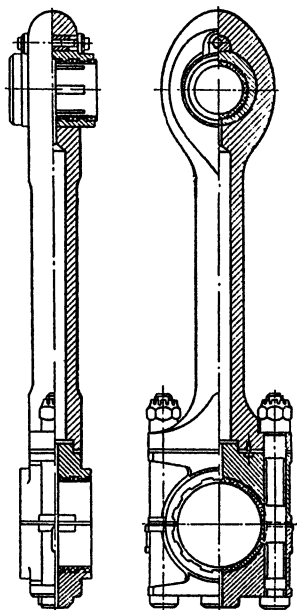
2. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Корпус двигателя — его остов — воспринимает основные усилия, возникающие при работе двигателя, и является опорой для рабочего механизма и некоторых других частей двигателя.

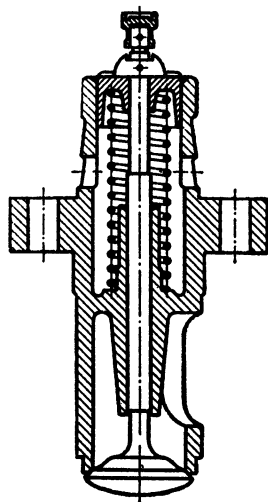
К корпусу относятся фундаментная рама, станина, цилиндры и их крышки, неподвижные подшипники и пр. Фундаментная рама, жестко укрепленная болтами на фундаменте, служит основанием, на котором располагаются все основные детали двигателя. К фундаментной раме болтами крепится станина, служащая основанием для рабочих цилиндров. Фундаментная рама и закрытая станина двигателя образуют картер (такие двигатели называются картерными). Цилиндр двигателя служит опорой для цилиндровых втулок и крышек. В больших двигателях цилиндры отливаются отдельно, в средних и малых — часто в виде блоков. Картер двигателя и цилиндры выполняются из чугуна, реже из стали, а в быстроходных двигателях иногда из легких сплавов.

Рабочий механизм служит для передачи работы, развиваемой в цилиндре двигателем. К рабочему механизму относятся поршень, шатун, поршневой палец, коленчатый вал двигателя и маховик.

Поршень своей формой напоминает стакан и снабжается кольцами — уплотняющими и маслосбрасывающими. Пружинящие уплотняющие кольца уменьшают перетекание газа через зазоры между поршнем и внутренней поверхностью цилиндра двигателя. Маслосбрасывающие кольца (нижние на поршне) служат для удаления со стенок цилиндра излишнего масла. Поршни изготавливаются из чугуна, а в быстроходных двигателях — из алюминиевого сплава.



Фиг. 12. Шатун двигателя.



Фиг. 13. Клапан двигателя.

Шатун (фиг. 12) воспринимает усилия от поршня и передает их на вал. Шатун изготавливается из мягкой вязкой стали. Коленчатый вал изготавливается из мягкой углеродистой стали высокого качества, так как он подвергается воздействию переменных изгибающих и крутящих моментов. Маховик, обеспечивающий необходимую равномерность вращения двигателя, отливается из чугуна или стального литья. Противовесы на валу служат для частичного уравнивания инерционных сил поршня.

Детали газораспределения двигателя. Механизм газораспределения управляет газообменом, т. е. подачей воздуха или рабочей смеси в цилиндр двигателя и очисткой цилиндра от продуктов сгорания.

В четырехтактных двигателях система газораспределения состоит из впускных и выпускных клапанов (фиг. 13), рычагов, толкателей,

распределительного вала с кулачковыми шайбами и передаточных шестерен. На фиг. 13 показан простейший выпускной клапан вместе с его корпусом.

В двухтактных двигателях газораспределение осуществляется поршнем, окнами в цилиндре, реже клапанами с приводом.

Детали системы подачи топлива и регулирования. В дизелях и калоризаторных двигателях к этим деталям относятся топливные насосы, форсунки, регулятор, передача от регулятора к насосам, топливные баки, фильтры, соединительные трубопроводы, а в компрессорных дизелях, кроме того, компрессор. В газовых двигателях к системе подачи топлива относятся газосмесители или газосмесительные клапаны, регуляторы с передачей к регулирующим органам и газопроводы. У карбюраторных двигателей к топливной системе следует отнести карбюраторы, топливные баки и пр.

Регулирование мощности может быть количественным, качественным и смешанным.

Количественное регулирование осуществляется изменением количества поступающей в цилиндр горючей смеси при неизменном ее составе. Изменение количества горючей смеси производится дросселированием ее по мере уменьшения нагрузки двигателя при сохранении по возможности наивыгоднейшего состава рабочей смеси.

Количественное регулирование применяется в карбюраторных транспортных двигателях.

При качественном регулировании меняется соотношение между количествами топлива и воздуха, т. е. качество рабочей смеси при почти не меняющемся общем количестве ее.

При качественном регулировании наивыгоднейший состав горючей смеси сохраняется лишь при нагрузках, близких к экономической; при снижении нагрузки смесь обедняется, т. е. доля топлива в ней уменьшается, а при увеличении нагрузки — обогащается.

Основным недостатком качественного метода регулирования является ухудшение процесса сгорания при малых нагрузках, наблюдающееся в газовых двигателях.

В двигателях с внутренним смесеобразованием, в которых в цилиндр впрыскивается жидкое топливо, с уменьшением нагрузки уменьшается и подача топлива, количество же воздуха остается неизменным.

При смешанном регулировании, применяемом в крупных газовых двигателях, при малых нагрузках меняется количество смеси, при больших — качество.

Системы смазки. Во время работы двигателя все его трущиеся части для уменьшения трения и износа должны быть хорошо смазаны.

В двигателях смазка осуществляется с помощью капельниц, масляных насосов, разбрызгиванием масла и пр. В современных двигателях часто применяется циркуляционная смазка под давлением (от 0,5 до 3 *атм*).

К деталям циркуляционной системы относятся масляные насосы, трубопроводы для масла, манометры, фильтры, маслоохладители, каналы в шейках и щеках коленчатого вала и т. д.

Система охлаждения. Отдельные части двигателя воспринимают большое количество тепла от горячих газов. Это тепло должно быть отведено в окружающую среду, для чего применяют воздушное или чаще водяное охлаждение.

К системе водяного охлаждения относятся водяные насосы, трубопроводы, водяные полости (рубашки) цилиндров и крышек, градирни или радиаторы для охлаждения воды и пр.

При водяном охлаждении конечная температура охлаждающей воды не должна подниматься выше 70° . В стационарных двигателях эта температура должна составлять $40\text{--}50^{\circ}$.

Воздушное охлаждение применяется главным образом в некоторых авиационных и мотоциклетных двигателях, где требуется наибольшее снижение веса двигателя. В этом случае цилиндры и крышки снаружи снабжаются ребрами.

Система пуска. Для пуска двигателя необходимо предварительно привести его вал во вращательное движение при помощи какого-либо постороннего источника энергии. Маломощные двигатели часто пускают вручную быстрым вращением коленчатого вала. Автомобильные двигатели обычно пускаются электродвигателем (стартером).

Для крупных двигателей применяется пневматическая система пуска. Сжатый воздух давлением $15\text{--}30$ *атм* получается в пусковых компрессорах и хранится в пусковых баллонах, а при пуске поступает в цилиндр двигателя через особый пусковой клапан. В некоторых двигателях небольшой мощности пусковые баллоны заряжаются через особый клапан газами из цилиндра двигателя. Иногда крупные двигатели пускаются в ход с помощью пускового карбюраторного двигателя.

3. УСТРОЙСТВО ДВИГАТЕЛЕЙ С ВНУТРЕННИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Компрессорные дизели. Компрессорный дизель относится к двигателям высокого сжатия тяжелого жидкого топлива, работающим с самовоспламенением. Топливо распыливается сжатым воздухом, давление которого вдвое превосходит давление сжатия в цилиндре двигателя. Рабочая смесь самовоспламеняется вследствие высокой температуры сжатого в цилиндре воздуха. Смесь сгорает в цилиндре при почти постоянном давлении.

На фиг. 14 представлена схема компрессорного дизеля. В крышке 2 цилиндра двигателя размещены пусковой 13, впускной 9 и выпускной 10 клапаны двигателя и форсунка 6; подача топлива из бака 8 производится при помощи топливного насоса 7. Шатун 1 двигателя через балансир 11 связан с поршнем 3 двухступенчатого компрессора 12, подающего сжатый воздух в рабочий баллон 15. Воздух охлаждается в холодильниках 4 и 5. Кроме рабочего баллона, при

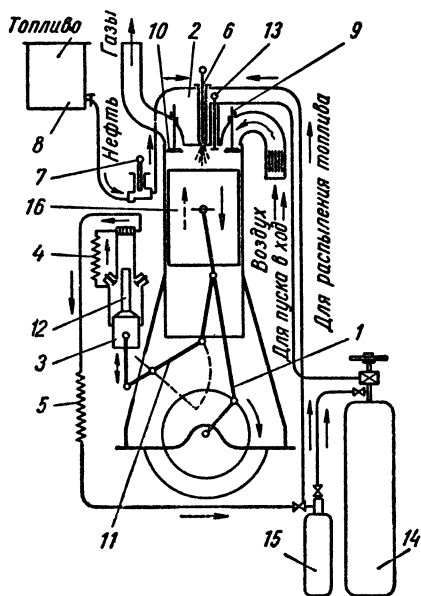
двигателе имеется пусковой баллон 14 (обычно их бывает два), в котором находится запас пускового воздуха, достаточный на несколько пусков двигателя. Давление пускового воздуха около 40 *атм*.

Работа компрессорного дизеля производится так. При ходе поршня 16 вниз происходит засасывание воздуха через клапан 9, при обратном ходе этот воздух сжимается до 30—34 *атм* (степень сжатия $\epsilon = 12 \div 16$), а температура воздуха поднимается примерно до 500—700°. В этот сжатый и раскаленный воздух через форсунку 6 впрыскивается топливо при помощи сжатого до 50—60 *атм* воздуха, поступающего из рабочего баллона 15.

Пуск двигателя в ход осуществляется при помощи особой пусковой рукоятки, включающей пусковой клапан 13. Под давлением сжатого воздуха поршень 16 устремляется вниз и затем вследствие инерции маховика направляется вверх. После нескольких ходов поршня 16 вверх и вниз рукоятка переводится в рабочее положение, при котором сжатый воздух подается в форсунку. Форсунка и пусковой клапан так заблокированы между собой, что одновременная работа их исключена.

На фиг. 15 показана в разрезе нижняя часть форсунки компрессорного дизеля. Корпус форсунки 1 в нижней части 2 опирается на выступ; форсуночная игла 3 из твердой стали в нижней своей части имеет коническую поверхность 4 с углом при вершине 40—45°. Игла эта проходит через гильзу 5 (бронза или чугун), на которую надеты распыливающие шайбы 6, имеющие по окружности 20—30 отверстий диаметром 1—2 мм. На ту же гильзу навинчивается гайка 7 с продольными канавками на наружной конической поверхности. Доза топлива подается топливным насосом по каналу 8. В определенный момент под воздействием распределительного механизма форсуночная игла приподнимается и топливо под давлением сжатого воздуха проталкивается через отверстия в шайбах и, наконец, через центральное круглое отверстие в сопловой пластинке 9, прижатой к корпусу гайкой 10.

Пневматическое распыливание обеспечивает совершенное сжигание топлива. Недостатками компрессорных дизелей являются



Фиг. 14. Схема устройства четырехтактного компрессорного дизеля.

расход компрессором значительной доли (4—7%) мощности двигателя, сложность его устройства и эксплуатации. Поэтому такие дизели давно уже сняты с производства. Некоторое количество двигателей этого типа еще находится в эксплуатации.

Бескомпрессорные дизели. На смену компрессорным дизелям пришли около 40 лет назад бескомпрессорные дизели, в которых распыливание жидкого топлива осуществляется давлением, создаваемым топливным насосом (механическое распыливание).

Имеется несколько способов механического распыливания топлива: непосредственное (или струйное) распыливание, предкамерное, вихревое и др.

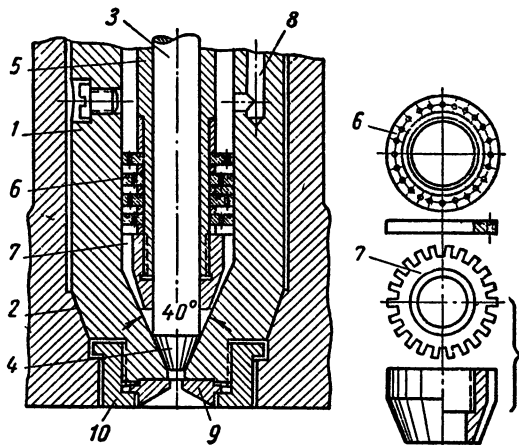
Большое распространение получили стационарные бескомпрессорные двигатели с непосредственным впрыском. В двигателях такого типа топливо впрыскивается в пространство сжатия, находящееся в цилиндре над поршнем. Камера сгорания в этом случае является неразделенной. В прочих случаях камера сгорания разделенная — двухполостная.

Тонкое распыливание топлива, необходимое для совершенного сгорания при струйном распыливании, осуществляется путем подачи топлива через несколько малых отверстий (диаметром в десятые доли мм) под очень высоким давлением (примерно 300—400 *атм*, а иногда свыше 2000 *атм*). В этих двигателях форма камеры сгорания и направление струек топлива должны быть такими, чтобы частицы топлива успели сгореть до соприкосновения с поверхностью стенок. Для более совершенного смешивания и для снижения давления распыливания целесообразно предварительно завихривать воздух, в который впрыскивается топливо.

На фиг. 16 показан пример выполнения камеры сгорания дизеля с непосредственным впрыском топлива.

Примером конструкции подобного двигателя может служить четырехтактный бескомпрессорный дизель марки Ч-42,5/60* завода «Двигатель революции», представленный на фиг. 17.

Номинальная эффективная мощность двигателя 100 л. с. на каждый цилиндр при 187 об/мин. Остов двигателя состоит из чугуновой



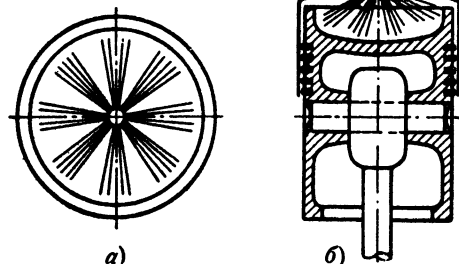
Фиг. 15. Форсунка компрессорного дизеля.

* Буква Ч означает четырехтактный (Д — двухтактный), числитель — диаметр цилиндра в см, знаменатель — длина хода поршня в см.

фундаментной рамы 1, в подшипниках которой лежит стальной коленчатый вал 19. На установленные на раме стойки 4 опирается литой блок цилиндров 9. В этот блок вставлены чугунные цилиндрические втулки 8. Пространство между стенками блока и втулками образует охлаждающую рубашку, через которую пропускается вода.

Стальной шатун 5 имеет съемную нижнюю головку 3 с вкладышами, залитыми баббитом и охватывающими колено вала. Эта головка скрепляется двумя шатунными болтами. Верхняя головка цельная, со стальными вставными вкладышами, залитыми баббитом.

Поршень 14 чугунный, с шестью поршневыми кольцами и вогнутым днищем, замыкающим камеру сгорания. Соединение поршня с шатуном осуществляется при помощи закрепленного в поршне пальца 15.



Фиг. 16. Камера сгорания бескомпрессорного дизеля с непосредственным впрыском:

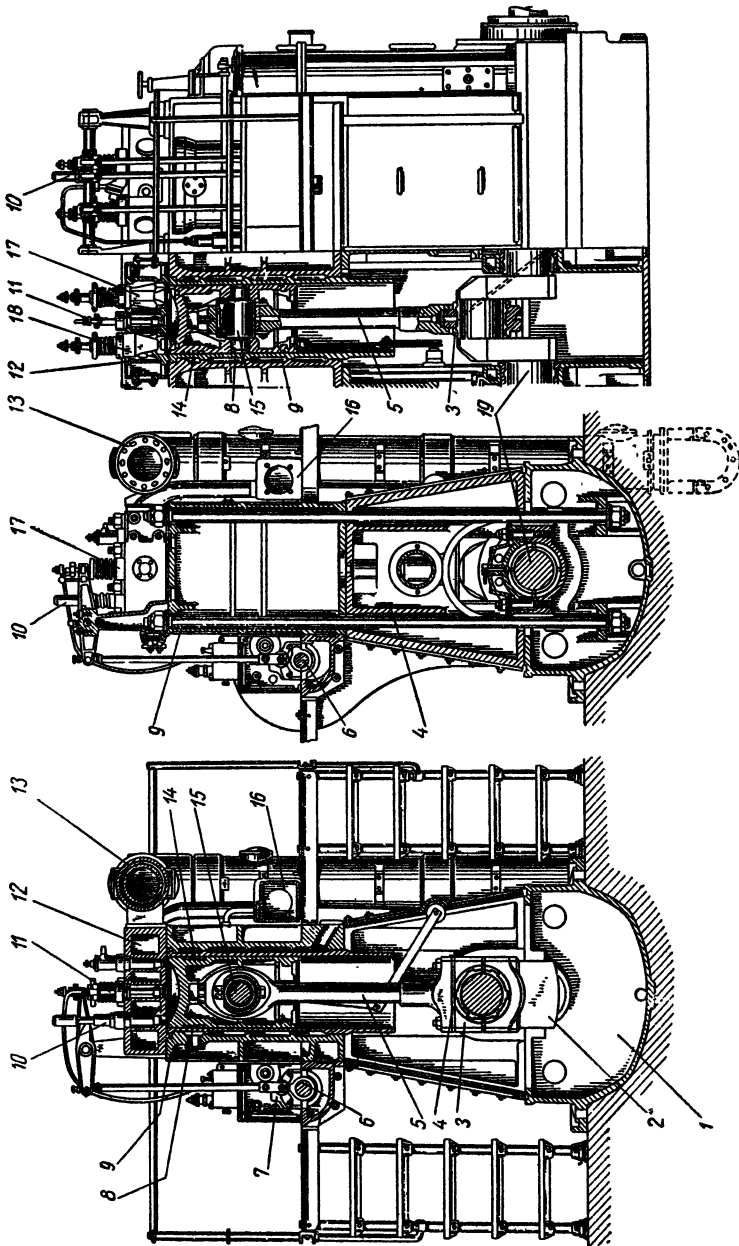
а — план; *б* — вертикальный разрез.

Каждый цилиндр закрыт отдельной крышкой 12, которая крепится к цилиндрическому блоку шпильками. В крышках, снабженных также полостями охлаждения, расположены впускной 17 и выпускной 18 клапаны, форсунка 11 и предохранительный клапан 10 для предупреждения случайных резких повышений давления в цилиндре.

На нескольких цилиндрах имеется, кроме того, пусковой клапан. Для приведения в действие клапанов, а также отдельных топливных насосов, расположенных сбоку, около каждого цилиндра двигателя, служит распределительный вал 6. Этот вал для четырехтактного двигателя вращается со скоростью в 2 раза меньшей, чем коленчатый вал, что достигается установкой зубчатых колес на торце двигателя. На распределительном валу насажены кулачковые шайбы 7, над которыми расположены ролики. При подъеме роликов толкатели поднимаются и поворачивают клапанные рычаги, которые в свою очередь, нажимая на шпиндели клапанов, заставляют их открываться (внутри цилиндра). Закрываются клапаны под действием клапанных пружин, когда кулачок освобождает толкатель.

Продукты сгорания удаляются по каналам в крышке через выпускные патрубки и выпускной коллектор 13 с водяной рубашкой. Воздух всасывается в цилиндры из коллектора 16. Регулятор центробежного типа расположен со стороны маховика (на чертеже не показан).

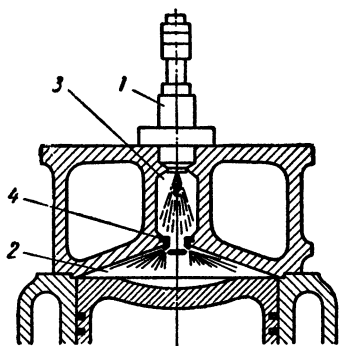
Система смазки циркуляционная. Шестеренчатый насос забирает масло из бака и нагнетает через фильтр и масляный холодильник в напорную магистраль, откуда масло поступает в подшипники



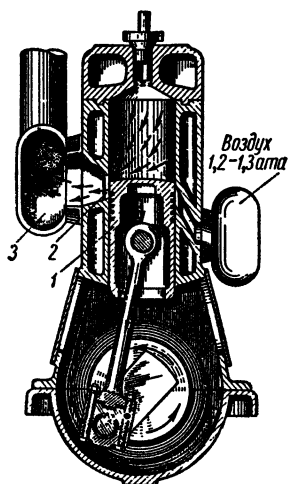
Фиг. 17. Бескомпрессорный четырехтактный дизель марки 6Ч-42,5/60.

коленчатого вала (коренные подшипники) и через каналы, просверленные в вале, к шейкам колен. Под давлением также смазывается привод распределительного вала, его подшипники и ряд других движущихся деталей. Смазка поверхности цилиндровой втулки и поршня осуществляется путем разбрызгивания. Вытекающее из подшипников масло собирается в корыте фундаментной рамы и стекает затем обратно в бак, из которого вновь подается в систему смазки¹.

В дизелях с предкамерным распыливанием топливо впрыскивается насосом через форсунку 1 (фиг. 18) в особую полость 3 в крышке, называемую предкамерой и соединенную с основным пространством сжатия 2 одной горловиной или несколькими узкими каналами 4. Объем предкамеры составляет



Фиг. 18. Предкамерное распыливание топлива.



Фиг. 19. Двухтактный предкамерный дизель.

примерно $\frac{1}{8}$ общего объема пространства сжатия. На фиг. 18 показана предкамера, охлаждаемая водой (предкамеры бывают и не охлаждаемые).

Топливо впрыскивается в конце хода сжатия, когда камера заполнена горячим воздухом, воспламеняется, но полностью в камере оно сгореть не может из-за недостатка воздуха. В предкамере резкое повышение давления вызывает выталкивание продуктов сгорания вместе с недогоревшим топливом в основное пространство горения, где происходит смешивание их с остальной массой воздуха и постепенное догорание.

Схема устройства двухтактного предкамерного дизеля показана на фиг. 19. Она относится к моменту, когда после расширения продуктов сгорания поршень 1 открыл выпускные окна 2 и отработавшие газы через коллектор 3 выбрасываются в атмосферу.

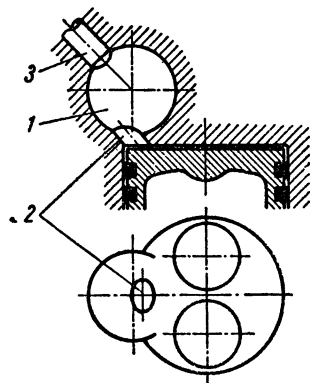
¹ Описание двигателя Ч-42,5/60 частично заимствовано из курса «Общая теплотехника» под ред. С. Я. Корницкого и Б. М. Рубинштейна, Энергоиздат, 1952.

Достоинствами предкамерных дизелей являются относительно малые давления распыливания в топливной системе (80—100 *ата*) и возможность использования различных топлив. Насосы и форсунки при малом давлении распыливания относительно несложны и надежны в эксплуатации. Недостатком двигателей с предкамерным распыливанием является их меньшая экономичность.

Предкамерные двигатели выпускаются главным образом как стационарные и иногда как транспортные.

В быстроходных транспортных двигателях широко применяется вихрекамерное распыливание, которое было впервые предложено в Советском Союзе.

Вихревая камера представляет собой шаровую или цилиндрическую полость 1 (фиг. 20) (обычно в крышке цилиндра) объемом около $\frac{2}{3}$ общего пространства сжатия. Эта полость соединяется с цилиндром тангенциальным каналом 2. К камере присоединена форсунка 3. В процессе сжатия большая часть находящегося в цилиндре воздуха входит в камеру, получая вращательное движение благодаря тангенциальному расположению соединительного канала. В конце сжатия в камеру впрыскивается топливо, хорошо перемешивающееся с движущимся воздухом. После этого начинается процесс горения. Такие двигатели могут работать с наименьшим коэффициентом избытка воздуха, в результате получают наивысшие значения среднего индикаторного давления, что особенно ценно для транспортных двигателей.



Фиг. 20. Вихревая камера.

Для пуска в ход предкамерных и вихрекамерных двигателей применяются специальные приспособления (электроспираль накала, патроны с тлеющей селитряной бумагой и пр.).

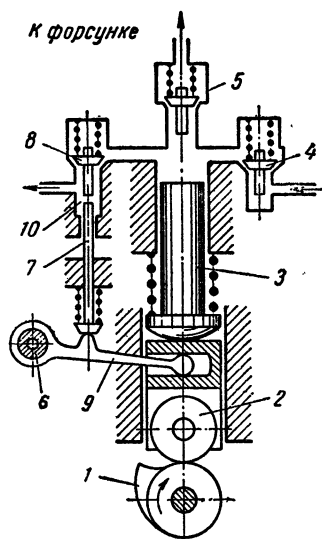
К двигателям с внутренним смесеобразованием относятся также газодизели. Эти двигатели отличаются от бескомпрессорных дизелей лишь тем, что жидкое топливо заменяется горючим газом, который перед подачей в цилиндр через топливный клапан предварительно сжимается до 70—80 *ата* в особом компрессоре.

Топливная система в бескомпрессорных дизелях состоит из форсунки, производящей распыливание топлива, и топливного насоса, который отмеривает порции топлива, изменяя их величину в зависимости от нагрузки двигателя, и проталкивает их через форсунку в цилиндр.

Топливные насосы можно разделить на две группы: клапанные и золотниковые.

Топливный насос с отсечным клапаном показан на фиг. 21. Насос приводится в действие распределительным валом, на который наса-

жена кулачковая шайба 1. Направление вращения шайбы показано стрелкой. При набегании кулачка на ролик 2 он приподнимает конец рычажка 9 и полый толкатель, а последний поднимает плунжер 3 насоса. Когда кулачок сбегает с ролика, то пружина плунжера отжимает его вниз, а также толкатель, рычажок и ролик. Во время подъема плунжера открываются нагнетательные клапаны 5, и топливо направляется к форсунке. Во время опускания плунжера топливо засасывается из бака через всасывающий клапан 4.



Фиг. 21. Топливный насос бескомпрессорного дизеля с отсечным клапаном.

ком, 2 — плунжер, 3 — всасывающая щель, 4 — нагнетательный клапан, 5 — щель для перепуска топлива, 6 — центральный канал, 7 — кольцевая полость с винтовой кромкой 8, служащей для отсечки топлива. При подъеме этой кромки до уровня щели 5 происходит соединение пространства над плунжером через канал 6 и полость 7 со щелью 5, вследствие чего давление сразу падает до атмосферного и нагнетательный клапан закрывается. Момент отсечки может изменяться путем поворота плунжера от центробежного регулятора при помощи зубчатой рейки 9.

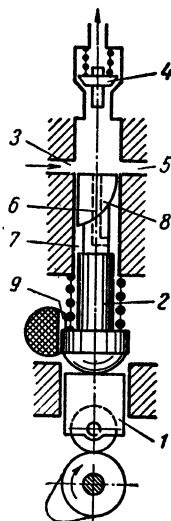
В бескомпрессорных дизелях применяются форсунки закрытого и открытого типов.

Закрытая форсунка бескомпрессорного дизеля показана на фиг. 23. Форсуночная игла (клапан) хорошо притерта к направляющей 7, которая гайкой 10 притянута к корпусу 2 форсунки. Пружина 5, регулируемая болтом 4, прижимает иглу к седлу, запирая выход топлива из форсунки в цилиндр. Топливо подается

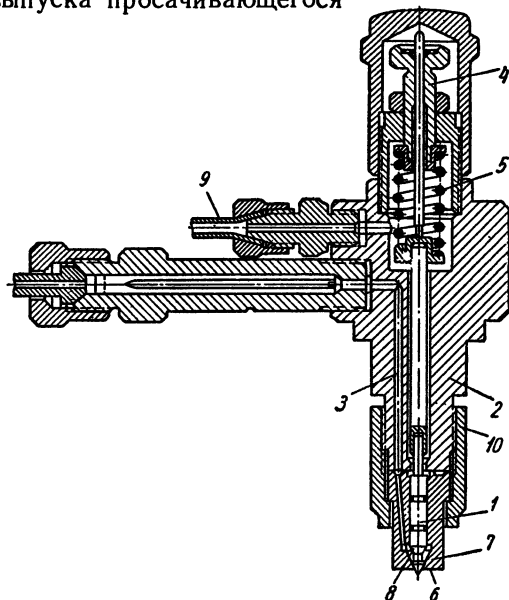
Регулирование подачи насоса в зависимости от нагрузки осуществляется автоматически центробежным регулятором, действующим на снабженную эксцентриком 6 ось рычага 9, передающего движение отсечному клапану 8 через толкатель 7, а именно: при повороте эксцентрика вниз увеличивается зазор 10 между толкателем 7 и клапаном 8, что дает более позднюю отсечку; напротив, поворот эксцентрика 6 в верхнее положение полностью уничтожает упомянутый зазор, приводя тем самым отсечный клапан в состояние непрерывного открытия, что равносильно полному выключению топливного насоса.

В быстроходных двигателях применяются главным образом золотниковые насосы, плунжер которых, кроме основного возвратно-поступательного, может иметь вращательное движение. Схема такого насоса показана на фиг. 22. Здесь 1 — ползушка с роликом,

топливным насосом через канал 3 в полость 8, где у иглы имеется переход с большего диаметра на меньший (отсюда и название «дифференциальная игла»). Под давлением топлива, достигающим 100—400 *атм* и выше, форсуночная игла приподнимается, и порция топлива через распылитель 6 в нижней части форсунки впрыскивается в цилиндр в мелко раздробленном состоянии. Число отверстий распылителя и их размещение могут быть различными. Сливная труба 9 служит для выпуска просачивающегося вдоль иглы топлива.



Фиг. 22. Насос золотникового типа.

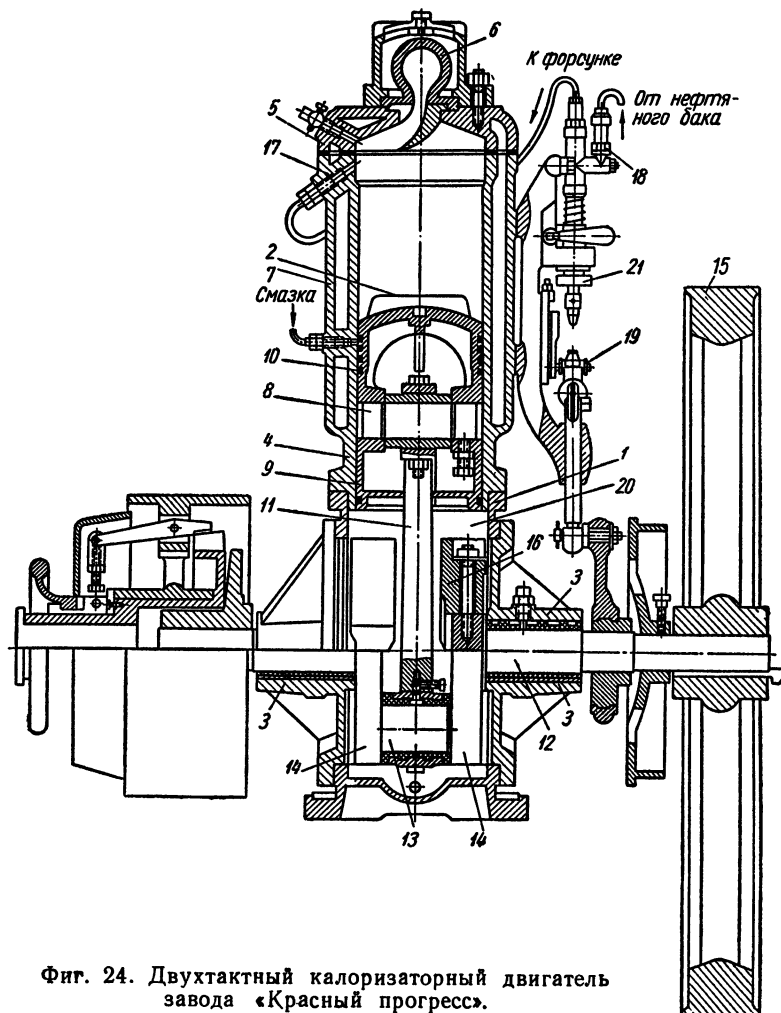


Фиг. 23. Закрытая форсунка бескомпрессорного дизеля.

Открытой называется такая форсунка, в которой между нагнетательным трубопроводом и выходными отверстиями сопла отсутствует какой-либо запорный орган. Требуемое давление впрыскивания создается поэтому лишь гидравлическим сопротивлением, зависящим от скорости истечения топлива из сопла. Впрыскивание топлива открытой форсункой заканчивается в тот момент, когда давление топлива в системе сравнивается с давлением в цилиндре. Качество распыливания топлива открытой форсункой значительно ниже, чем закрытой.

Калоризаторные двигатели (нефтянки) получили свое наименование от запального шара—калоризатора. Они принадлежат к числу двигателей низкого сжатия, быстрого сгорания и работают на тяжелом жидком топливе. Обычно это маломощные (от 10 до 70 л. с.) двухтактные двигатели, преимущественно вертикальные.

На фиг. 24 приведен одноцилиндровый двухтактный вертикальный двигатель с запальным шаром. Цилиндр 4, представляющий собой цельную отливку с водяной рубашкой 7, имеет продувочные и



Фиг. 24. Двухтактный калоризаторный двигатель завода «Красный прогресс».

выпускные окна (не видны). Цилиндр укреплен на картере 1. Внутри цилиндра перемещается поршень 9 с козырьком 2, с поршневыми кольцами 10 и поршневым пальцем 8. Поршень связан с коленчатым валом 12 с помощью шатуна 11. Колено вала образовано шейкой 13 и щеками 14, к которым прикреплены противовесы 16. Вал вращается в подшипниках 3 и снабжен маховиком 15. В крышке цилиндра 5

находится запальный шар 6 (калоризатор). Топливная система двигателя состоит из топливного насоса 18 и форсунки 17. Подача топлива осуществляется маятниковым регулятором 19.

Работа этого двигателя протекает следующим образом. При восходящем движении поршня после закрытия им продувочных и выпускных окон в цилиндре происходит процесс сжатия воздуха, а в кривошипной камере 20 под поршнем создается разрежение, благодаря чему засасывается атмосферный воздух через автоматический всасывающий клапан (не виден).

В середине хода сжатия в цилиндр через форсунку подается порция топлива, которое смешивается с воздухом и частично испаряется. Повышение температуры рабочей смеси происходит от сжатия и от нагретых стенок калоризатора, в результате чего в момент прохождения поршня через верхнее мертвое положение происходит вспышка, сопровождающаяся значительным повышением давления в цилиндре (теоретически сгорание протекает при постоянном объеме).

Для поддержания нормального сгорания необходимо регулировать накал калоризатора—проще всего впрыском воды в цилиндр. При увеличении нагрузки двигателя для избежания чрезмерного накала калоризатора и преждевременных жестких вспышек впрыск воды следует увеличивать, при уменьшении нагрузки его следует уменьшать, а при холостом ходе возможна работа без впрыска воды. Обычно вода подается в цилиндр из рубашки через капельницу (не видна) к продувочным окнам и увлекается в цилиндр вместе с воздухом в процессе продувки. Излишнее охлаждение калоризатора может привести к прекращению вспышек и остановке двигателя.

При перемещении поршня вниз в цилиндре происходит расширение газов (рабочий ход), а в кривошипно-камерном насосе — сжатие воздуха

В момент открытия поршнем выпускных окон давление в цилиндре быстро падает (процесс предварения выпуска), а при открытии продувочных окон из продувочного насоса в цилиндр входит воздух давлением около 1,3—1,4 *ата* (продувка). Это давление постепенно падает почти до атмосферного, когда поршень после перехода через н. м. т. снова закрывает продувочные окна.

В дальнейшем все описанные выше процессы в цилиндре и под поршнем повторяются, причем сопротивления преодолеваются за счет инерции маховика.

Перед пуском двигателя калоризатор предварительно нагревается керосиновой или паяльной лампой.

Изменение подачи топлива при изменении нагрузки двигателя осуществляется маятниковым регулятором следующим способом. Когда при уменьшении нагрузки двигатель начинает повышать обороты, маятниковый регулятор выключает подачу насоса (например, на два-три оборота), обороты снижаются, подача топлива вос-

становливается и т. д. (регулирование пропусками вспышек). При малой нагрузке число пропусков велико, чем вызывается неравномерность вращения двигателя. Число пропусков можно сократить, если ручной регулировкой (гайкой 21) уменьшить подачу топлива насосом.

Калоризаторные двигатели очень просты по своему устройству и надежны в эксплуатации, что, несмотря на значительный расход топлива, способствовало их широкому распространению в сельском хозяйстве и в мелких промышленных установках.

4. УСТРОЙСТВО ДВИГАТЕЛЕЙ С ВНЕШНИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

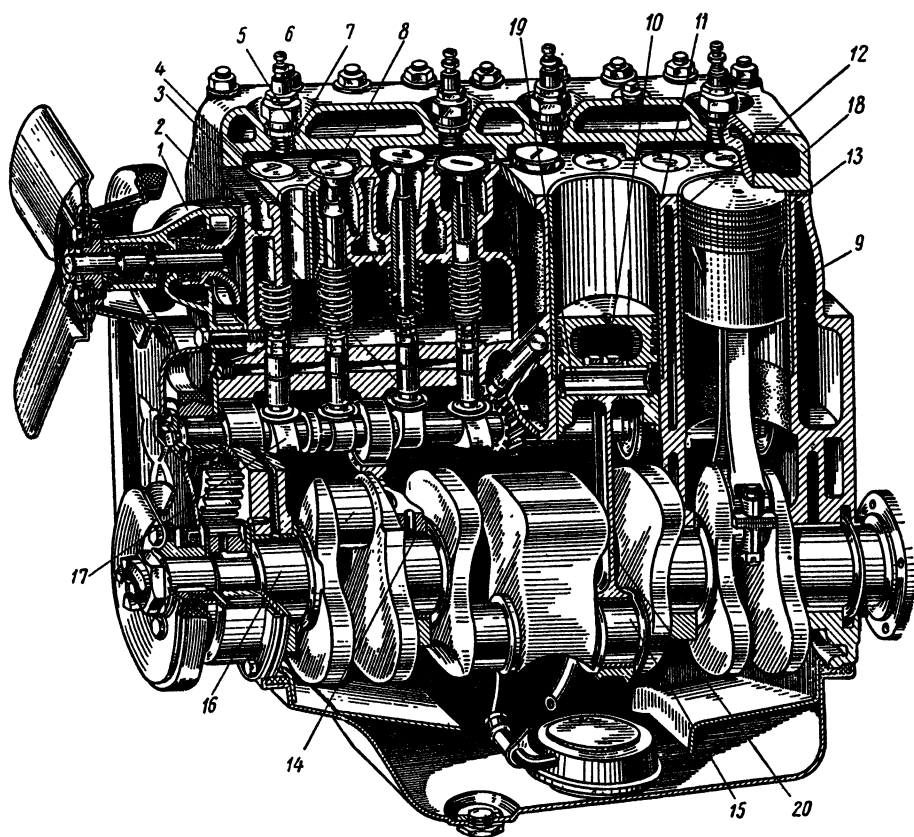
Карбюраторные двигатели. В настоящее время значительное число авиационных, автомобильных и тракторных двигателей принадлежит к числу карбюраторных. Карбюраторные двигатели строятся обычно многоцилиндровыми вертикальными, в авиации применяются двухрядные с V-образным и со звездообразным расположением цилиндров. Они выполняются четырехтактными, только маломощные двигатели (мотоциклетные, переносные, подвесные, лодочные и т. п.) осуществляются для простоты также двухтактными, но они имеют большой перерасход топлива вследствие потерь в процессе продувки.

На фиг. 25 показан карбюраторный бензиновый двигатель легкового автомобиля «Победа». Этот двигатель четырехтактный, четырехцилиндровый, мощностью 55 л. с., $n = 3600$ об/мин, степень сжатия $\epsilon = 6,2$. Цилиндры выполнены в одном блоке 9, в который запрессованы цилиндрические гильзы 11 из кислотоупорного чугуна. Головки 18 цилиндра и поршни 10 алюминиевые. Поршневые пальцы 19 полые стальные. Поршневых колец четыре: два компрессионных 12 и два маслосбрасывающих 13. Шатун 20 и коленчатый вал 16 стальные кованые. Распределительный вал 17 чугунный или стальной кованый.

В коренные и шатунные подшипники запрессованы тонкостенные вкладыши 14 и 15, залитые баббитом. Впускные клапаны 7 и выпускные 8 приводятся в движение от распределительного вала 17 посредством толкателей 2. Зазор между клапаном и толкателем регулируется болтом 3. Закрываются клапаны пружинами 5, упирающимися в тарелки 4. Система смазки смешанная: подшипники коренные, шатунные и распределительного вала, а также толкатели смазываются под давлением, остальные рабочие поверхности — разбрызгиванием. Система охлаждения водяная, с принудительной циркуляцией воды, осуществляемой центробежным насосом 1. Зажигание батарейное от свечей 6.

Приготовление горючей смеси в карбюраторных двигателях осуществляется карбюратором, который устанавливается на всасывающей трубе двигателя.

Основными элементами простейшего карбюратора (фиг. 26) являются: смесительная камера с диффузором 7, калиброванное отверстие или жиклер, 9 с распылителем 8, камера постоянного уровня, или поплавковая камера, 4. Постоянство уровня топлива поддерживается при помощи поплавка 3, который регулирует подачу бензина



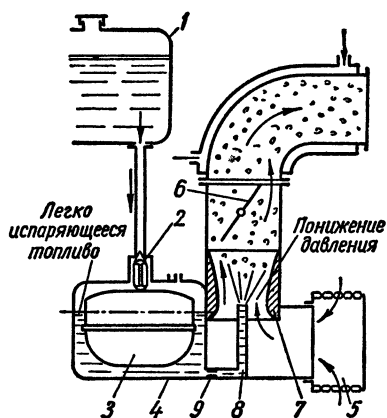
Фиг. 25. Разрез двигателя автомобиля «Победа».

из бака 1 путем воздействия на игольчатый клапан 2: при поднятии поплавка клапан закрывается, при опускании — открывается. Жиклер 9 служит для дозировки топлива

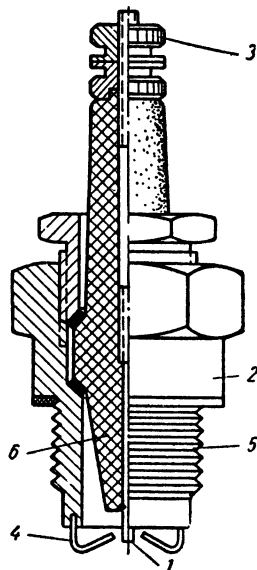
Во время хода всасывания в смесительную камеру карбюратора через фильтр 5 засасывается атмосферный воздух. В суженном сечении диффузора скорость струи всасываемого воздуха возрастает, а давление понижается. Разрежение, создавшееся у распылителя 8, вызывает подсосывание топлива из поплавковой камеры 4.

Образовавшаяся бензино-воздушная смесь направляется к двигателю через дроссельную заслонку 6, регулирующую количество поступающей в двигатель смеси.

Рассмотренная схема простейшего карбюратора пригодна лишь для двигателей, работающих с постоянным числом оборотов, так как при возрастании числа оборотов такой элементарный карбюратор обогащает смесь, при убывании — обедняет. При переменном числе оборотов двигателя карбюратор снабжается рядом устройств, обеспечивающих надлежащее качество рабочей смеси в соответствии с изменением числа оборотов и нагрузки двигателя.



Фиг. 26. Схема элементарного карбюратора.



Фиг. 27. Свеча зажигания.

Зажигание осуществляется при помощи электрической свечи током высокого напряжения. Свеча состоит из центрального электрода 1 (фиг. 27), отделенного изолятором 6 от корпуса 2. Свеча ввинчивается нарезкой 5 в крышку цилиндра двигателя. В нижней части свечи имеются электроды 4, через промежуток между которыми и центральным электродом проскакивает искра. На наружном конце центрального электрода имеется зажим 3, к которому присоединяется провод, по которому проходит ток высокого напряжения. Металлическая масса двигателя служит как бы вторым проводом, подводящим ток. Для получения искры между электродами свечи должно быть создано напряжение примерно 10 000 в. Источником электрического тока является либо магнето высокого напряжения, либо аккумуляторная батарея с индукционной катушкой. Высокое напряжение получается при помощи вторичной обмотки индукционной катушки или якоря магнето, также имеющего первичную и вторич-

ную обмотки. В схему входит ряд других устройств (прерыватель, распределитель и пр.).

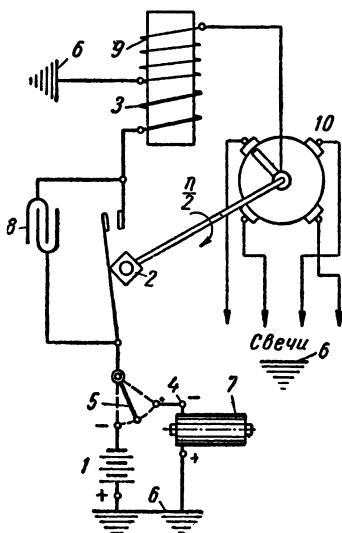
Схема аккумуляторного зажигания приведена на фиг. 28. Ток низкого напряжения (6 или 12 в) от батареи 1 направляется к массе двигателя 6 и в первичную обмотку 3 катушки, после чего через прерыватель 2 и выключатель 5 возвращается на отрицательный контакт батареи. Предполагается, что замкнуты как выключатель 5, так и прерыватель 2. Во вторичной обмотке 9 катушки в моменты разрыва первичной цепи возбуждается ток высокого напряжения, направляемый через распределитель 10 поочередно в свечи всех цилиндров (на схеме их четыре).

При достижении достаточно большой скорости вращения питание производится от динамомашины 7, посылающей ток с положительной клеммы на массу двигателя и так же, как от батареи (через обмотку 3 в прерыватель 2 и выключатель 4), после чего ток возвращается к отрицательной клемме динамомашины. Первичный ток низкого напряжения и вторичный высокого должны возникать периодически, так как кулачковая шайба прерывателя 2 совершает один оборот за два оборота коленчатого вала (в четырехтактном двигателе).

Число кулачковых выступов шайбы равно числу цилиндров двигателя. Каждый кулачок, проходя мимо молоточка прерывателя, на одно мгновение отодвигает его от накопальной, после чего молоточек освобождается и падает на накопальню, замыкая цепь первичного тока. Распределитель, число контактов которого также равно числу цилиндров двигателя, вращается синхронно с кулачковой шайбой прерывателя. Замыкание вторичной цепи на свечи того или другого цилиндра производится распределителем как раз в момент разрыва цепи прерывателя. Для уменьшения искрения параллельно с прерывателем включен конденсатор 8. Часть тока от динамомашины идет на зарядку аккумуляторной батареи.

Аккумуляторное зажигание часто применяется в автомобильных двигателях.

Газогенераторы. В двигателях внутреннего сгорания в качестве газового топлива могут быть применены как природные, так и искусственные газы, получаемые в качестве отходов производства (доменный, коксовый) или специально получаемые в ретортах (светильный газ) или газогенераторах (генераторный газ).

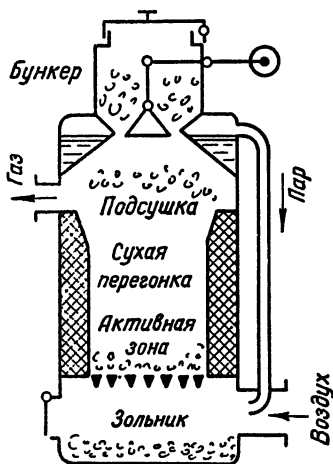


Фиг. 28. Схема аккумуляторного зажигания.

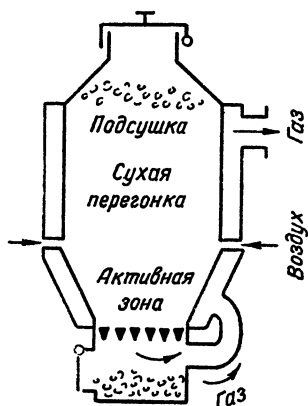
Природные газы имеют относительно высокую теплотворность, коксовый и светильный—среднюю, доменный и генераторный газы—низкую.

В настоящее время газовые двигатели приобретают все большее значение, так как применение их позволяет экономить продукты переработки нефти, являющейся высококачественным топливом и ценным химическим сырьем.

Особенно перспективными являются газогенераторные двигатели, так как в них могут быть использованы в качестве первичного горючего дешевые сорта топлива — дрова, антрацит, торф.



Фиг. 29. Газогенератор прямого процесса.



Фиг. 30. Газогенератор обратного процесса.

Газификация твердых топлив производится в газогенераторных установках. Эта установка состоит из самого газогенератора и ряда вспомогательных приборов, служащих для очистки и охлаждения получаемого газа. Наиболее употребительными в настоящее время являются газогенераторы с прямым и обратным (опрокинутым) процессами горения.

Газогенератор прямого процесса горения представляет собой вертикальную шахту с огнеупорной обмуровкой (фиг. 29) и металлическим кожухом. В шахту через бункер загружается топливо (антрацит, реже кокс). Снизу под колосниковую решетку поступает воздух и водяной пар, получаемый путем испарения воды в охлаждающей рубашке газогенератора или в специальном испарителе. Смесь воздуха и пара, поднимаясь кверху, проходит через активную зону, где происходят основные процессы горения топлива и последующего разложения газов в результате взаимодействия с раскаленным углеродом. Водяной пар способствует повышению теплотворности генераторного газа, увеличивая содержание в газе водорода в результате разложения пара. В верхних зонах протекают подготовитель-

ные процессы: испарения воды и сухой перегонки (газификации) топлива. Продукты подготовительных и основных процессов отводятся совместно в верхней части газогенератора под действием всасывающих ходов поршней двигателя.

Состав генераторного газа приведен в разделе III. Важнейшими горючими частями этого газа являются окись углерода CO , водород H_2 и метан CH_4 . Свыше 50% объема составляют балластные части — азот и др.

При выходе из газогенератора газ содержит значительную примесь паров воды и смол, а также сажу и пыль. Эти примеси необходимо удалить до поступления газа в двигатель, что осуществляется путем пропуска газа через ряд приборов установки.

Использование в прямом процессе таких топлив, как дрова, торф, и вообще богатых летучими битуминозных топлив нецелесообразно, так как образующиеся в зоне перегонки смолистые вещества далее конденсируются на стенках газопровода, клапанах и поршне двигателя, чем нарушаются условия нормальной работы двигателя.

Для использования битуминозных топлив применяется обращенный процесс. Схема газогенератора с обращенным процессом для торфа, дров, древесных чурок или бурого угля приведена на фиг. 30. Отличительной особенностью этого газогенератора является подвод воздуха для горения не снизу через колосники, а через боковые отверстия — фурмы. В верхней части газогенератора — в бункере топливо подсушивается и опускается в зону сухой перегонки, далее переходит в активную зону, расположенную на уровне фурм, где происходят процессы горения и восстановления. Через эту же зону, опускаясь, проходят продукты перегонки, включая смолистые вещества. В результате образуются неконденсирующиеся продукты, что дает возможность значительно упростить газоочистительные устройства. Получающийся генераторный газ отводится из-под колосников. В опрокинутом процессе исключается возможность прорыва образовавшихся газов через бункер, что нередко происходит в прямом процессе. Недостатком опрокинутого процесса является небольшое снижение теплотворности получаемого газа в связи со снижением температуры реакции вследствие прохождения продуктов испарения и сухой перегонки через активную зону.

Для автомобильного транспорта в настоящее время, кроме генераторного газа, применяются также сжатые и сжиженные (баллонные) газы.

В качестве сжатых газов используются природные и искусственные газы (чаще всего коксовальный и светильный). Сжатые газы хранятся и перевозятся в специальных баллонах под давлением 200 кг/см^2 .

В качестве сжиженных газов применяются те газы, которые переходят в жидкое состояние при небольших давлениях и обыч-

ных температурах, например этан, пропан, бутан, смеси этих газов. Для хранения сжиженных газов применяются баллоны низкого давления, обычно до 15 *ата*. В жидком состоянии (при очень низкой температуре) может применяться и метан.

Газовые двигатели низкого сжатия. Газовые двигатели могут быть двух типов: низкого сжатия ($\epsilon = 7,5 \div 9,5$) и высокого сжатия (о них см. ниже). В газовых двигателях низкого сжатия зажигание принудительное (электрическое зажигание высокого напряжения)

В качестве примера на фиг. 31 приведено устройство вертикального четырехтактного газового двигателя низкого сжатия марки ГЧ $\frac{26}{36}$ *. Этот двигатель выпускается двух- и четырехцилиндровым, номинальной мощностью соответственно 55 и 100 л. с. Двигатель работает на генераторном газе из дров; степень сжатия $\epsilon = 9,3$; расход дров составляет 1,15 кг/л. л. с. ч.; средняя скорость поршня $c_m = 4,75$ м/сек; среднее эффективное давление $p_e = 4,17$ кг/см². В крышке двигателя размещены свеча, впускной, выпускной и предохранительный клапаны двигателя. Кривошипно-шатунный механизм состоит из чугунного цельного поршня с кольцами, стального шатуна и кованого коленчатого вала.

Генераторный газ до поступления в цилиндр двигателя должен быть смешан с воздухом в приборах, называемых газосмесителями. Различают смесители общие (на несколько цилиндров) и индивидуальные (на каждый цилиндр двигателя). Присоединение такого газосмесителя к двигателю показано в правой части фиг. 31.

Для качественного регулирования состава смеси перед смесителями ставятся воздушные заслонки. После смесителя ставятся общие дроссельные заслонки для регулирования количества смеси.

Индивидуальные смесители могут быть выполнены в форме смесительно-впускных клапанов. Смесительные клапаны применяются в многоцилиндровых двигателях большой мощности, в которых установка общих смесителей не рекомендуется из-за большого объема рабочей смеси между смесителем и цилиндрами, вследствие чего возникает опасность взрыва смеси и затрудняется ее регулирование и равномерное распределение по отдельным цилиндрам.

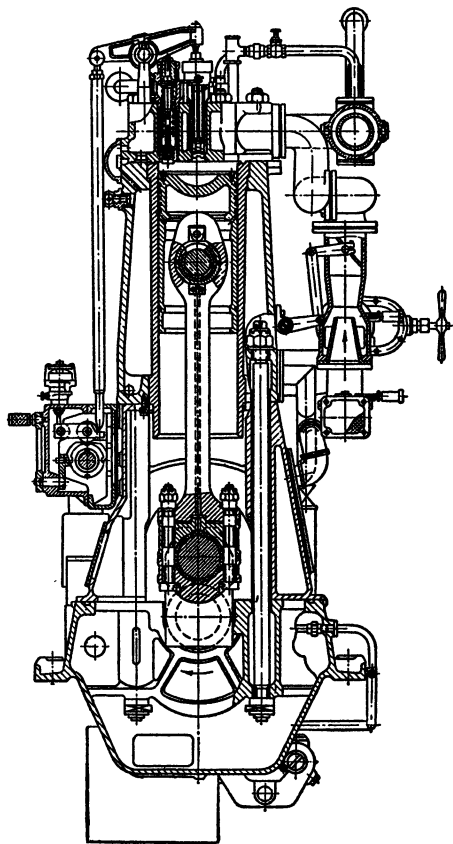
Конструкция такого смесительного клапана показана на схеме фиг. 32.

Основной клапан 1 приводится в действие от газораспределительного механизма. Во втулке верхнего клапана 2 установлена пружина 3. При опускании клапана 1 сначала поступает в цилиндр лишь воздух, пружина 3 постепенно разжимается, вследствие чего клапан 2 также начинает опускаться, пропуская газ, который, перемешиваясь с воздухом, заполняет цилиндр. Клапан 1 закрывается пружинной 4, причем сначала закрывается клапан 2.

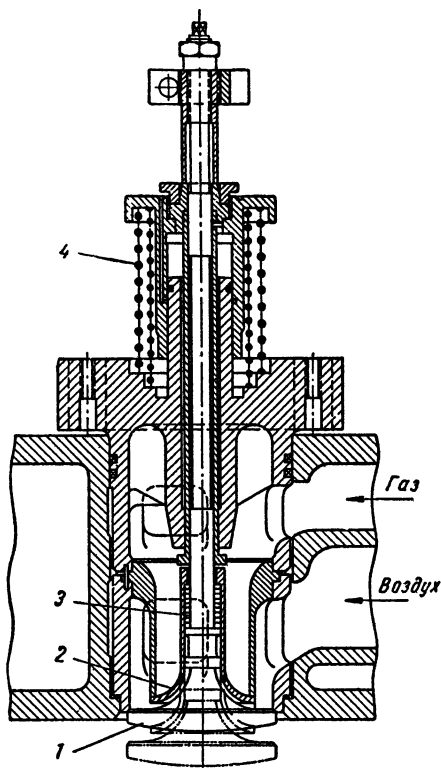
* Г — газовый, Ч — четырехтактный, 26 — диаметр цилиндра в см
36 — ход поршня в см.

В современных газовых двигателях применяется электрическое зажигание высокого напряжения — от искры, проскакивающей через зазор между контактами электрической свечи.

Пуск двигателя малой мощности осуществляется вручную путем поворота коленчатого вала за маховик. Газовые двигатели большой мощности пускают сжатым воздухом, получаемым от специального компрессора. В двига-



Фиг. 31. Вертикальный четырехтактный газовый двигатель ГЧ $\frac{26}{38}$.



Фиг. 32. Газосмесительный клапан.

телях средней мощности пуск осуществляется рабочими газами, отбираемыми в пусковые баллоны из цилиндра двигателя во время сжатия.

В настоящее время газовые двигатели низкого сжатия выпускаются на конструктивной базе бескомпрессорных дизелей, а также карбюраторных двигателей.

Газовые и газо-жидкостные двигатели высокого сжатия. Еще Р. Дизель предпринимал окончившиеся полной неудачей попытки

построения газовых двигателей высокого сжатия с внутренним смесеобразованием — с подачей в цилиндр через топливный клапан горячего газа, предварительно сжатого в особом компрессоре до 70—80 *ата*. Так как температура самовоспламенения газозвоздушной смеси выше, чем жидкого топлива, на 200—300°, то степень сжатия воздуха в газожидкостных двигателях высокого сжатия должна быть более высокой, чем в бескомпрессорных дизелях.

Главная трудность в создании таких двигателей, обычно называемых газодизелями, заключается в нестабильности процесса сгорания и состоит в том, что связанное с изменением нагрузки колебание температурного режима двигателя значительно влияет на процесс сгорания газо-воздушной смеси: при больших нагрузках сгорание становится жестким (резкие вспышки с высокими давлениями сгорания), при малых нагрузках возможно прекращение вспышек.

Большие успехи в решении проблемы создания газодизеля были достигнуты свыше 20 лет назад в МВТУ имени Баумана проф. Е. К. Возингом и доц. С. Е. Лебедевым. Они экспериментально доказали возможность работы газодизеля на светильном газе при любых нагрузках с применением некоторых вспомогательных средств для стабилизации процесса (частичное выключение охлаждения газового компрессора, частичный подсос в цилиндр горячих выпускных газов). Была также установлена целесообразность ввода в цилиндр в процессе всасывания обеленной газо-воздушной смеси.

В настоящее время получают некоторое применение так называемые газожидкостные двигатели высокого сжатия, в которых весь запас газообразного топлива всасывается в цилиндр вместе с воздухом и затем сжимается. Самовоспламенения газозвоздушной смеси не происходит, так как степень сжатия в этих двигателях не выше, чем в бескомпрессорных дизелях. Для воспламенения рабочей смеси в конце хода сжатия в цилиндр подается через форсунку небольшая порция запального жидкого топлива в размере 5—10% по сравнению с расходом в бескомпрессорных двигателях. Таким образом, в этих двигателях смесеобразование в основном внешнее, для жидкой присадки — внутреннее. Для получения наибольших нагрузок жидкую присадку увеличивают до 25—40%.

В двухтактных газовых двигателях подача газообразного топлива в цилиндр может быть осуществлена в начале процесса сжатия (через особый компрессор давлением 2—4 *ата*) или в конце сжатия (через газовый компрессор высокого давления). Пуск таких двигателей и холостой ход осуществляют только на жидком топливе¹.

Газо-жидкостные двигатели позволяют значительно экономить жидкое топливо. По сравнению с газовыми двигателями низкого сжатия газо-жидкостные двигатели обладают более высокими эконо-

¹ При простейшей продувке газо-воздушной смесью непроизводительная потеря топлива достигает 30%.

номическими показателями (экономический к. п. д. до 30—35%) и большей мощностью. Одним из преимуществ является их полная обратимость, т. е. возможность перевода на работу одним жидким топливом на ходу.

Газо-жидкостный процесс осуществлен в двигателях, работающих на газогенераторных тепловозах, выпускаемых Харьковским паровозостроительным заводом.

Следует заметить, что газовые двигатели выполняются на базе бескомпрессорных дизелей или карбюраторных двигателей, т. е. с использованием основных деталей этих двигателей.

Иногда целесообразно переводить на газообразное топливо двигатели, работавшие на жидком топливе. При этом возможны следующие случаи:

- 1) перевод бескомпрессорных двигателей на газовый процесс низкого сжатия с электрическим зажиганием;
- 2) перевод карбюраторных двигателей на генераторный или баллонный газ;
- 3) перевод калоризаторных двигателей на генераторный или природный газ;
- 4) перевод бескомпрессорных дизелей на газо-жидкостный процесс.

5. ПЕРЕВОД ДВИГАТЕЛЕЙ С ЖИДКОГО ТОПЛИВА НА ГАЗООБРАЗНОЕ

Для перевода бескомпрессорных дизелей на газовый процесс низкого сжатия с электрическим зажиганием необходимо снизить степень сжатия, например, с 14 до 9. Это достигается укорачиванием шатуна, постановкой массивного кольца между цилиндром и крышкой, перелодкой поршня (снижением его головки), постановкой новых цилиндрических крышек. Кроме того, следует снять часть топливной системы — насосы и форсунки, а также отсоединить регулятор; поставить газопровод, органы смешения газа с воздухом и регулировки количества и состава рабочей смеси; установить систему электрического зажигания с источником тока, свечами на цилиндрах и пр. Совокупность всех этих мероприятий достаточно сложна (в особенности снижение степени сжатия, а также постановка газосистемы).

В некоторых случаях ставится требование, чтобы двигатель мог переводиться как с жидкого топлива на газ, так и обратно. Такие обратимые двигатели должны быть снабжены двумя комплектами сменных деталей. На переоборудование бескомпрессорного дизеля с жидкого топлива на газ или обратно требуется несколько часов.

При переводе бескомпрессорного дизеля на газовый процесс низкого сжатия происходит некоторое снижение мощности двигателя (на 15—20% для генераторного газа и на 8—10% для природного газа). Одновременно эффективный к. п. д. двигателя по газу снижается до 25—27%.

Для перевода карбюраторных двигателей на газ требуются сравнительно небольшие переделки ввиду родственности процессов карбюраторного и газового двигателей. Основные переделки двигателя при этом следующие:

- 1) некоторое повышение степени сжатия, например с 4,5 до 5,5, так как без изменения степени сжатия мощность двигателя уменьшается на 45—50% при переводе с бензина на генераторный газ, что объясняется малой теплотворностью газо-воздушной смеси; повышение степени сжатия ограничено прочностью цилиндра;

2) взамен карбюратора или в дополнение к пусковому карбюратору ставится газосмеситель с газопроводом;

3) может быть усилена система электрического зажигания;

4) могут быть осуществлены добавочные мероприятия для повышения мощности (переделка системы всасывающего и выпускного газопроводов, повышение числа оборотов двигателя, небольшое увеличение диаметра цилиндров).

Обычно карбюраторный двигатель при переводе на генераторный газ снижает мощность на 25—30%.

При переводе калоризаторных двигателей на газ кривошипно-камерный продувочный насос используется для сжатия газо-воздушной смеси. Газ и воздух всасываются в этот насос через регулируемый газосмеситель. В такой системе неизбежна потеря горючего при продувке, составляющая не меньше 30%. В некоторых случаях применяются более сложные системы с отдельным вводом газа в цилиндр. Зажигание смеси может быть осуществлено калоризатором, однако обычный калоризатор не обеспечивает работу двигателя на генераторном газе при малых нагрузках (до 25%). Может быть применено также электрическое зажигание, как в карбюраторных двигателях. Перевод калоризаторных двигателей на газ имеет весьма большое народно-хозяйственное значение ввиду их очень широкой распространенности и низкой экономичности на жидком топливе.

Перевод бескомпрессорных дизелей на газо-жидкостный процесс наиболее пригоден для дизелей непосредственного впрыска. При сохранении неизменной степени сжатия переделки могут быть минимальными: постановка системы газопроводов с запорным устройством и газосмесителями и переделка системы регулирования на оба топлива. Лучшие результаты достигаются постановкой отдельного топливного насоса и форсунки для подачи запального топлива.

Существенное конструктивное усложнение возникает при постановке смесительно-впускных клапанов в крышках цилиндров, но все же эти переделки проще, чем при переходе на низкое сжатие. Преимуществами перевода двигателей на газо-жидкостный процесс являются большая мощность и более высокая экономичность по сравнению с процессом низкого сжатия, а также полная обратимость двигателя.

6. ПРИМЕНЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

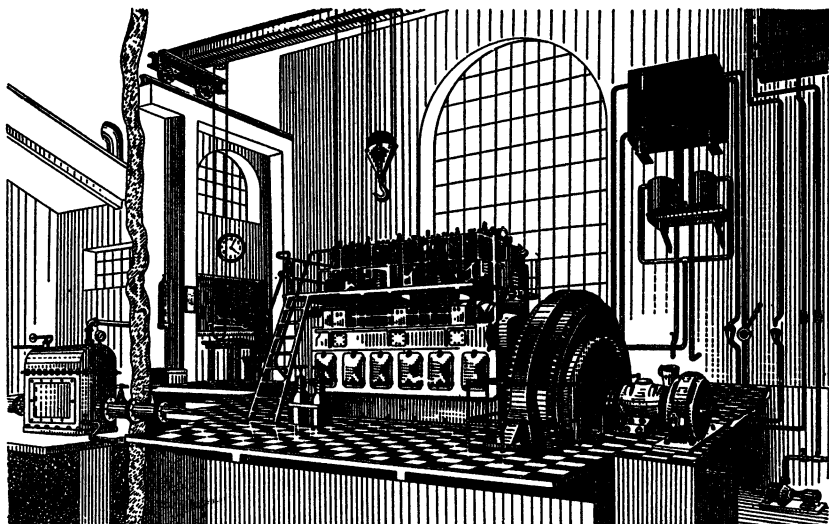
Двигатели внутреннего сгорания широко используются во всех отраслях народного хозяйства, что объясняется их высокой экономичностью и относительно небольшими первоначальными затратами на их приобретение, потому что в силовую установку таких двигателей не входит котельная со сложной системой ее вспомогательного оборудования и конденсаторы, потребляющие большое количество воды. Кроме того, двигатели внутреннего сгорания компактны, имеют малый вес и вследствие простоты пуска и простоты обслуживания невелики расходы по их эксплуатации.

Наряду с этими преимуществами, двигатели внутреннего сгорания имеют следующие недостатки: наличие кривошипно-шатунного механизма, неблагоприятно влияющее на динамику машины (как и в паровой машине); невозможность сжигания низкосортных видов топлива в цилиндрах двигателей; ограничение мощности двигателя; относительно большой расход масла для смазки двигателя.

В стационарных установках двигатели внутреннего сгорания применяются в качестве первичных двигателей небольших электрических и силовых станций. Такие станции могут работать на жидком

топливе (дизельные станции) и газообразном (станции на природном доменном, генераторном, и других газах).

Сравнение дизельных или газогенераторных и паротурбинных станций небольшой мощности показывает, что электростанции с двигателями внутреннего сгорания имеют преимущество как в отношении первоначальных затрат, так и в отношении снижения удельных расходов топлива на 1 *квт-ч* и стоимости выработанного 1 *квт-ч*.



Фиг. 33. Разрез дизельной небольшой электростанции.

Увеличение мощности станции изменяет соотношение в пользу паротурбинной установки. В то же время установки с двигателями требуют гораздо большего ухода и более частого ремонта, чем паротурбинные установки.

Пример небольшой дизельной электростанции приведен на фиг. 33.

Наибольшее применение нашли двигатели внутреннего сгорания в авиации, на судах, в автомобильном и железнодорожном транспорте, в сельском хозяйстве.

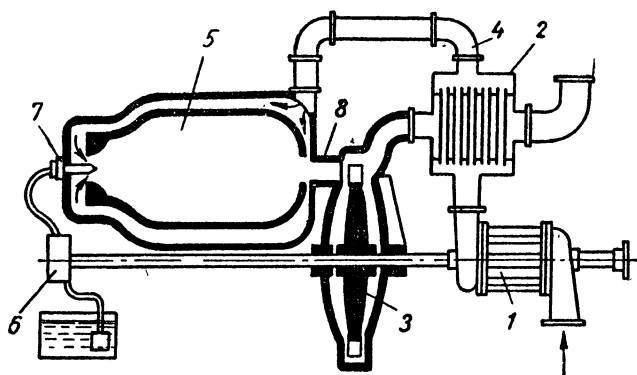
РАЗДЕЛ СЕДЬМОЙ

ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ И ТУРБОРЕАКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

ГЛАВА I

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ И ПЕРВЫЕ ЭТАПЫ ЕЕ РАЗВИТИЯ

В газовой турбине в отличие от паровой рабочим телом является газ, получаемый из камеры сгорания, в которой сжигается жидкое или газообразное топливо. Этот газ поступает на рабочие лопатки



Фиг. 1. Схема работы газотурбинной установки с постоянным давлением сгорания.

ротора турбины через сопла, в которых происходит преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую, и приводит во вращение ротор турбины.

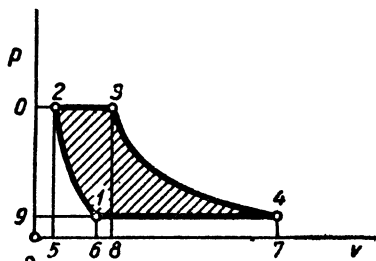
Графики изменения давления и скорости газа в однодисковой активной газовой турбине одинаковы с рассмотренными выше аналогичными графиками для паровой турбины. Сжигание топлива в камерах сгорания может происходить, как в двигателях внутреннего сгорания, при постоянном объеме или при постоянном давлении.

Термодинамические циклы газотурбинных установок аналогичны соответствующим циклам двигателей внутреннего сгорания, отличаясь от них лишь характером замыкающего процесса с отводом тепла; для теоретического цикла газовой турбины таковым

является изобарный процесс вместо изохорного процесса для двигателей внутреннего сгорания.

В отличие от паротурбинных современные газотурбинные установки работают почти исключительно разомкнутым процессом (так же как и двигатели внутреннего сгорания).

Схема устройства газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном давлении приведена на фиг. 1. Атмосферный воздух засасывается и сжимается компрессором 1, затем проходит через подогреватель 2, где он нагревается за счет тепла отходящих от турбины газов (в простейшей схеме этот подогреватель отсутствует), после чего сжатый воздух поступает через газопровод 4 в камеру сгорания 5. В эту же камеру насосом 6 через форсунку 7 подается жидкое топливо (керосин). Получившиеся в результате горения газы устремляются через сопла 8 на рабочие лопатки диска 3 турбины, затем через подогреватель 2 выбрасываются в атмосферу.



Фиг. 2. *p-v*-диаграмма газовой турбины.

Процессы, совершаемые в газотурбинной установке со сгоранием при постоянном давлении, изображены схематически на фиг. 2, где линия 9—1 — процесс всасывания воздуха компрессором, линия 1—2 — процесс сжатия в компрессоре, который в теоретическом случае можно считать адиабатным, линия 2—0 — процесс нагнетания воздуха компрессором, линия 0—3 — процесс сгорания топлива в камере при $p = \text{const}$, линия 3—4 — процесс расширения газов в турбине (теоретически адиабатный), наконец, линия 4—9 — процесс выпуска газа при $p = \text{const}$.

Объединение процессов, протекающих в компрессоре и газовой турбине, приводит к теоретическому круговому процессу газотурбинной установки, изображаемому контуром 1—2—3—4 и состоящему теоретически из процессов 1—2 адиабатного сжатия, 2—3 изобарного подвода тепла, 3—4 адиабатного расширения, 4—1 изобарного охлаждения до начального состояния 1.

Из анализа работы простейшей газотурбинной установки со сгоранием при постоянном давлении можно установить, что ее экономичность зависит от температуры в конце процесса сгорания и от степени повышения давления в компрессоре:

$$\omega = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}.$$

Весьма желательное повышение температуры t_3 газа, входящего в сопла турбины, ограничено прочностью материалов. Каждой температуре t_3 соответствует некоторое наиболее выгодное значение степени повышения давления ω .

С целью повышения степени использования тепла рабочий процесс простейшей газотурбинной установки, рассмотренный на диаграмме фиг. 2, усложняется. Основными мероприятиями, направленными к этой цели, являются следующие: охлаждение водой воздушного компрессора, регенерация тепла (использование теплоты отходящих газов в подогревателе сжатого воздуха перед камерой сгорания, что было уже показано на фиг. 1) и двухступенчатое сгорание (с удвоением всех основных элементов установки).

История развития газовых турбин ведет свое начало еще от глубокой древности. Двигатель, который можно считать прототипом газовой турбины (дымовой вертел), описан 2100 лет назад Героном Александрийским и в 1500 г. Леонардо да Винчи. Это — лопастное колесо, помещенное в дымоходе над очагом и приводящее в движение вертел.

Первые попытки создания работоспособной газовой турбины, относящиеся к XIX в., не привели ни к какому практическому решению. Только в 1897 г. русский инженер П. Д. Кузьминский предложил и построил оригинальную газопаровую турбинную установку, которую нужно считать первой практически выполненной газовой турбиной. Эта турбина работала с постоянным давлением около 10 *атм* на жидком топливе (керосин). К сожалению, за отсутствием средств изобретателю, умершему в 1900 г., не удалось завершить своей работы. Над созданием газовой турбины со сгоранием смеси при постоянном объеме работал русский изобретатель В. В. Караводин, практически осуществивший в 1908 г. одноступенчатую активную турбину, работавшую на бензине.

Создание такой газовой турбины, которая могла бы успешно конкурировать с другими тепловыми двигателями, долгое время тормозилось отсутствием достаточного опыта конструирования турбин и компрессоров.

Газовая турбина в настоящее время получила наиболее широкое применение в авиации, где этот двигатель позволил достигнуть скорости движения самолетов, близкой к скорости звука (1000—1250 км/час). В области стационарных установок газовые турбины также начинают находить применение, чему предшествовала большая научная и практическая работа. В Советском Союзе под руководством профессоров В. М. Маковского, В. В. Уварова, Я. И. Шнее и др. были проведены крупные работы, внесшие много ценного как в теорию газовых турбин, так и в их конструкцию, созданы оригинальные курсы газовых турбин, в том числе В. В. Уварова, Г. С. Жирицкого, И. И. Кириллова¹ и в последние годы ряда других авторов.

¹ Проф. В. М. Маковский, Опыт исследования турбин внутреннего сгорания с постоянным давлением сгорания, Украиниздат, 1925; проф. В. В. Уваров, Газовые турбины. ОНТИ, 1925; проф. И. И. Кириллов, Газовые турбины, Энергоиздат, 1949.

В то время как иностранные ученые уделяли наибольшее внимание газовым турбинам, работающим по циклу с изохорным подтодом тепла, проф. Маковский уже в 20-х годах установил, что наилучшие перспективы развития имеет газовая турбина с изобарным подводом тепла.

Еще в 1939 г. по проекту проф. Маковского была успешно осуществлена двухступенчатая активная турбина постоянного давления, работавшая на газе подземной газификации в Горловке (Донбасс). Турбины со сгоранием при постоянном объеме распространения не получили.

ГЛАВА II

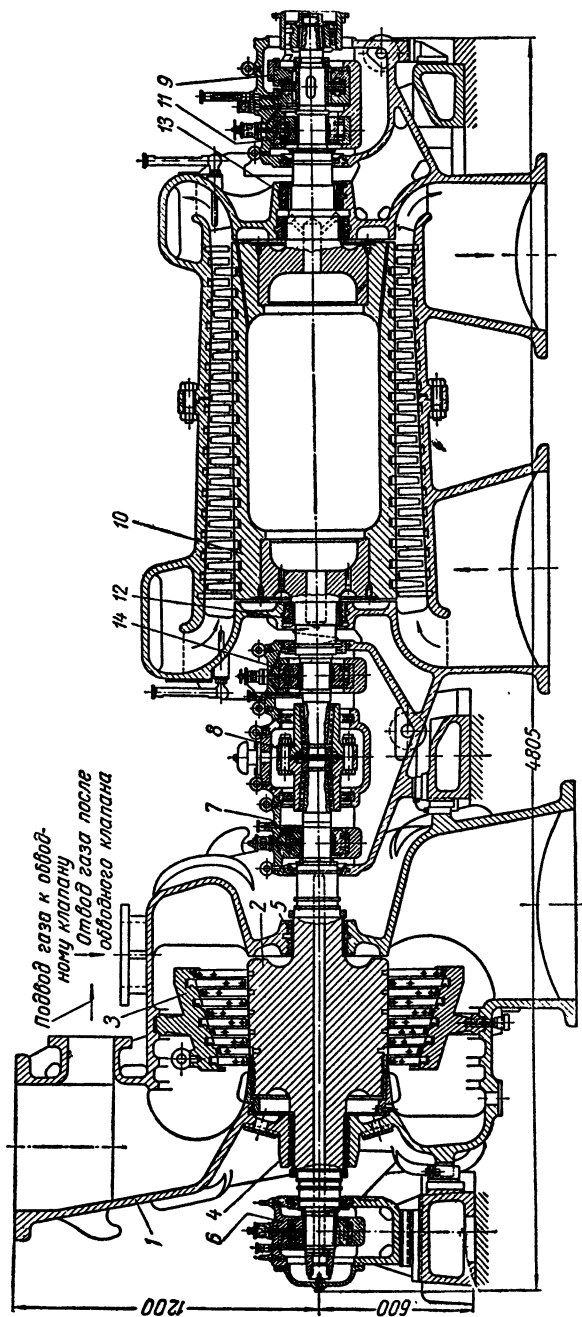
ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Газовые турбины выполняются, как и паровые, активными (с одной ступенью давления или с несколькими) и реактивными (многоступенчатыми).

Газовые турбины по схеме проще паровых, так как при небольшом тепловом перепаде (обычно 60—80 ккал/кг) оказывается достаточным иметь небольшое число ступеней давления. Однако для ответственных деталей (лопатки, диски и пр.) требуются весьма жаростойкие материалы. При значительных удельных объемах газа лопатки газовых турбин получаются сравнительно длинными. Этим же лимитируется мощность газовых турбин. Для избежания непроизводительных потерь напора клапаны между компрессором и турбиной не ставятся, а выпускной патрубков конструируется особо тщательно. Внутренний относительный к. п. д. турбины, показывающий отношение действительной работы, совершаемой газами, к теоретической, достигает 88%.

В качестве примера приводится газовая турбина постройки Невского завода имени Ленина (НЗЛ) мощностью около 6100 квт при 5000 об/мин с осевым компрессором, расходующим около 4600 квт, так что полезная мощность установки составляет 1500 квт. Расчетные начальные параметры газа в этой турбине: $p_1 = 4,6 \text{ атм}$ и $t_1 = 600^\circ$ при шести реактивных ступенях давления.

На фиг. 3 показана та же турбина без первой ступени давления. Ротор 2 турбины имеет вид сплошного кованого барабана с центральным каналом для контроля материала. С передней горцевой части турбины подводится от компрессора воздух для охлаждения ротора. Направляющие лопатки вставлены в обойму 3, укрепленную в цилиндре 1. С обоих концов ротора турбины имеются лабиринтные уплотнения 4 и 5, к которым подводится воздух от компрессора. Ротор турбины вращается в двух подшипниках 6 и 7 и с ротором компрессора соединен жесткой муфтой 8. Компрессор имеет 16 ступеней сжатия, в каждой из которых давление повышается примерно на 8%.



Фиг. 3. Газотурбинная установка на 1500 кет.

Для стационарных установок осевой компрессор является основным применяемым типом. Ротор 10 компрессора — пустотельный барабан, снабженный также двумя опорными подшипниками 14 и 11. Осевые давления турбины и компрессора в большей части уравниваются, так как газы в первой и воздух во второй проходят в одном и том же направлении (слева направо), неуравновешенная же часть давления передается на упорный подшипник 9 компрессора. Для предотвращения утечки воздуха из компрессора служат лабиринтные уплотнения 12 и 13. В аварийных случаях при переходе через наибольшее предельно допустимое число оборотов вступает в действие предохранительный выключатель, автоматически открывающий обводной (перепускной) клапан, отводящий газ из камеры сгорания непосредственно в выпускной патрубок, минуя проточную часть турбины.

К описанной турбине низкого давления завод спроектировал соответствующую турбину высокого давления с компрессором, сжимающим воздух до $8,2 \text{ ата}$. Эта турбина однодисковая, а компрессор — с девятью ступенями сжатия; начальные параметры газа перед турбиной $7,9 \text{ ата}$ и 700° .

Более простое по сравнению с паровой турбиной устройство газотурбинной установки облегчает и ее эксплуатацию. По сравнению с поршневыми двигателями внутреннего сгорания газотурбинные установки имеют меньшие габариты и вес, меньшие эксплуатационные расходы, а также меньший расход охлаждающей воды.

Газотурбинные стационарные установки применяются в качестве энергетических агрегатов на нефтеперегонных заводах. Большие перспективы их применения имеются в доменном производстве.

Недостатком газотурбинных установок является ограниченная мощность отдельного агрегата, определяемая пропускной способностью лопаток первой ступени турбин, работающих в области наиболее высоких температур. Следует учесть, что мощность самой турбины примерно в 4 раза превышает полезную мощность установки, так как около $\frac{3}{4}$ мощности турбины поглощается компрессором; к тому же теплопаление в газовой турбине составляет примерно лишь около $\frac{1}{4}$ теплового перепада в паровой турбине (с конденсатором).

Значительное увеличение мощности газовых турбин достигается при переходе к замкнутому процессу, сущность которого состоит в том, что рабочее тело (воздух или другой газ) непрерывно циркулирует в установке по замкнутому контуру, имея давление перед компрессором примерно 6 ата , а после компрессора 24 ата ; с этим давлением воздух проходит через регенератор и поступает в трубы нагревателя, в котором осуществляется нагрев воздуха за счет теплоты сжигаемого топлива, например угольной пыли; после этого сжатый и горячий воздух входит в турбину и расширяется в ней (примерно от 24 до 6 ата) и, наконец, добавочно охладившись в водяном охладителе, снова направляется к компрессору. Большим преимуще-

ством газотурбинных установок с замкнутым процессом является возможность использования любого твердого топлива вместо керосина или бензина в турбинах разомкнутого процесса.

В некоторых случаях горячие газы для газовой турбины разомкнутого процесса получают готовыми, без сжигания топлива в камере сгорания, например, отходящие газы двигателя внутреннего сгорания.

ГЛАВА III

ТУРБОРЕАКТИВНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Реактивными называются такие двигатели, в которых движение совершается путем использования реактивной силы. Источником такой реактивной силы может быть вытекающая струя жидкости или газа.

Примером простейшего реактивного двигателя может служить ракета. Пороховой заряд сгорает в камере; образовавшиеся газы, вытекая из сопла, создают реактивную силу, перемещающую ракету в сторону, обратную направлению истечения газов.

Основоположником теории реактивного двигателя является Н. Е. Жуковский, впервые давший в 1882 г. формулу силы реакции струи жидкости и формулы для определения к. п. д. струи (1908 г.).

Теория полета ракеты была разработана выдающимся русским ученым К. Э. Циолковским, который доказал, что скорость движения ракеты в пустоте не зависит от времени сгорания заряда, что в реактивных двигателях более выгодно применять не пороох, а другие топлива, например бензин, керосин, спирт и пр. Им же была доказана возможность достижения ракетой больших скоростей движения.

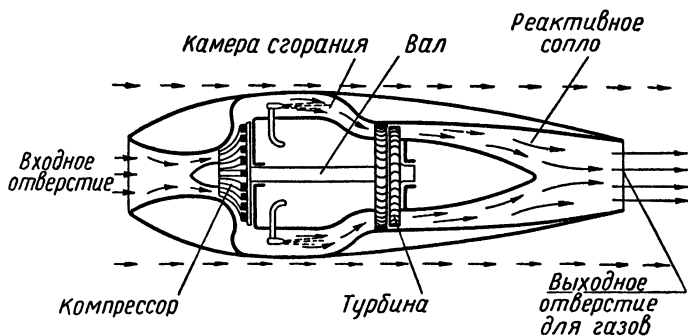
Работы Н. Е. Жуковского и К. Э. Циолковского составляют основу всей современной реактивной техники.

Основные положения, выдвинутые Циолковским К. Э., были детально разработаны акад. С. А. Чаплыгиным. На основе этих исследований явился совершенный современный газотурбинный реактивный двигатель с осевым или центробежным компрессором.

Схема работы такого турбореактивного двигателя приведена на фиг. 4. Встречный воздух поступает через входное отверстие снаряда (слева) к компрессору, где сжимается в 3—4 раза, после чего сжатый воздух направляется в камеры сгорания, расположенные по окружности, туда же через форсунки впрыскивается жидкое топливо. Из этих камер продукты сгорания поступают через сопла на рабочие лопатки ротора газовой турбины, отдающей всю свою мощность компрессору. Оставшаяся после прохода через турбину энергия газов превращается в выходном реактивном сопловом аппарате в кинетическую энергию относительного движения, в результате чего газы, вытекая из выходного сопла с большой относительной скоростью создают необходимую реактивную силу, которая вызывает

перемещение двигателя в сторону, противоположную направлению истечения струи газов.

Запуск двигателя осуществляется путем раскручивания вала компрессора электромотором, после чего двигатель переводится на работу бензином.



Фиг. 4. Схема газотурбинного реактивного двигателя.

Теория воздушно-реактивных двигателей создана советским ученым Б. С. Стечкиным, опубликовавшим ее в 1929 г.

Основными преимуществами реактивных газотурбинных двигателей являются: малый вес в сочетании с большой мощностью, плавная работа и возможность достижения скорости движения, превышающей скорость звука. Обычный воздушный винт и авиационный мотор оказались не в состоянии обеспечить достижение столь больших скоростей.

Таблица I

Удельные веса и величины коэффициента кинематической вязкости для различных жидкостей при 18°

Название жидкости	Удельный вес γ в кг/м ³	Коэффициент кинематической вязкости ν в см ² /сек
Вода пресная	998,65	0,0106
Бензин	680—720	0,0065
Спирт винный	790	0,0133
Керосин	790—820	0,0250
Нефть	760—900	0,25—1,40
Глицерин	1260	8,70

Таблица II

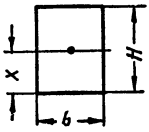
Значение коэффициента кинематической вязкости для воды при различных температурах

t в °C	ν в см ² /сек	t в °C	ν в см ² /сек
0	0,0178	18	0,0106
5	0,0152	20	0,0101
10	0,0131	30	0,0080
12	0,0124	40	0,0066
14	0,0117	70	0,0041
16	0,0111	100	0,0028

Таблица III

Центры тяжести и моменты инерции простейших геометрических фигур

Общие обозначения: c — центр тяжести; J_0 — момент инерции; x — расстояние центра тяжести от основания фигуры

	<p>Прямоугольник</p> <p>H — большая сторона $x = \frac{H}{2}$; $J_0 = \frac{bH^3}{12}$</p> <p>b — малая сторона</p>
	<p>Круг</p> <p>d — диаметр круга; $x = \frac{d}{2}$; $J_0 = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{d^4}{20,4}$</p>
	<p>Треугольник</p> <p>h — высота треугольника; $x = \frac{h}{3}$; $J_0 = \frac{bh^3}{36}$</p> <p>a — сторона основания</p>

Продолжение табл. III

Трапеция

h — высота трапеции

a — большая высота $x = \frac{h}{3} \left(\frac{a+2b}{a+b} \right)$;

$J_0 = \frac{h^3 (a^2 + 4ab + b^2)}{36 (a+b)}$

b — малая сторона

Полукруг

r — радиус круга; $x = 0,424$; $r = \frac{d}{4,71}$; $J_0 = \frac{d^4}{145,4}$

Таблица IV

Значения коэффициентов местных потерь

К о л е н о (α — угол поворота струи)								
α°	20	40	60	80	90	100	120	140
$\xi_{кол}$	0,046	0,14	0,364	0,74	0,99	1,26	1,86	2,43
К р а н (α — угол поворота крана)								
α°	5	10	20	30	40	50	60	65
$\xi_{кр}$	0,05	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	486

Таблица V

Значения коэффициента трения жидкости λ
(чугунные водопроводные трубы)

d в м	λ	d в м	λ
0,05	0,0530	0,30	0,0216
0,10	0,0250	0,40	0,0213
0,15	0,0233	0,50	0,0210
0,20	0,0224		

Таблица VI

Таблица физических величин для газов

Вещество	Символ	Молекулярный вес	Удельный вес γ при 0° 760 мм рт. ст.	Газовая постоянная R в кг·м/кг·град
Кислород	O ₂	32	1,429	26,50
Азот	N ₂	28,016 (28)	1,251	30,13
Водород	H ₂	2,016 (2)	0,090	420,6
Окись углерода	CO	28,01 (28)	1,250	30,30
Углекислота	CO ₂	44,01 (44)	1,963	19,25
Сернистый ангидрид	SO ₂	64,06 (64)	2,858	13,23
Водяной пар	H ₂ O	18,016 (18)	0,804	47,06
Метан	CH ₄	16,032 (16)	0,716	52,90
Этилен	C ₂ H ₄	28,032 (28)	1,251	30,25
Воздух	—	28,95	1,293	29,27
Светильный газ	—	11,5	0,473	73,5

Таблица VII

Средние молярные изобарные теплоемкости газов $\mu_{ср,от}$ в ккал/моль·град при давлении $p \rightarrow 0$

t в °C	H ₂	N ₂	O ₂	CO	Воздух	H ₂ O	CO ₂	SO ₂
0	6,848	6,957	6,995	6,960	6,949	7,960	8,610	9,250
100	6,917	6,976	7,056	6,990	6,969	8,021	9,105	9,666
200	6,949	7,010	7,148	7,077	7,005	8,111	9,578	10,079
300	6,966	7,059	7,257	7,127	7,059	8,216	9,992	10,450
400	6,979	7,122	7,370	7,196	7,127	8,342	10,358	10,777
500	6,993	7,193	7,481	7,274	7,195	8,449	10,680	11,055
600	7,010	7,266	7,583	7,353	7,270	8,583	10,967	11,296
700	7,031	7,339	7,676	7,432	7,345	8,722	11,224	11,500
800	7,058	7,416	7,762	7,507	7,418	8,864	11,455	11,684
900	7,089	7,484	7,840	7,577	7,488	9,008	11,663	11,838
1000	7,125	7,551	7,911	7,645	7,555	9,151	11,852	11,974
1100	7,162	7,613	7,976	7,700	7,618	9,292	12,024	12,093
1200	7,202	7,672	8,037	7,765	7,678	9,432	12,180	12,199
1300	7,244	7,726	8,091	7,818	7,733	9,575	12,322	12,294
1400	7,287	7,777	8,142	7,862	7,786	9,707	12,453	12,380
1500	7,330	7,825	8,190	7,909	7,835	9,834	12,574	12,457
1600	7,374	7,870	8,237	7,954	7,881	9,957	12,685	12,528
1700	7,417	7,912	8,281	7,995	7,925	10,075	12,788	12,592
1800	7,461	7,952	8,324	8,033	7,966	10,188	12,884	—
1900	7,503	7,990	8,365	8,069	8,006	10,296	12,974	—
2000	7,545	8,026	8,405	8,104	8,043	10,400	13,058	—

Таблица VIII

Средние весовые изобарные теплоемкости газов $c_{p, \text{от}}$ в ккал/кг·град при давлении $p \rightarrow 0$

t в °C	H ₂	N ₂	O ₂	CO	Воздух	H ₂ O	CO ₂	SO ₂
0	3,397	0,248	0,218	0,248	0,239	0,441	0,195	0,144
100	3,431	0,249	0,220	0,249	0,240	0,445	0,206	0,150
200	3,447	0,250	0,223	0,252	0,241	0,450	0,217	0,157
300	3,456	0,251	0,226	0,254	0,243	0,456	0,227	0,163
400	3,462	0,254	0,230	0,257	0,246	0,463	0,235	0,168
500	3,469	0,256	0,233	0,259	0,248	0,468	0,242	0,172
600	3,477	0,259	0,236	0,262	0,251	0,476	0,249	0,176
700	3,488	0,261	0,239	0,265	0,253	0,484	0,255	0,179
800	3,501	0,264	0,242	0,268	0,256	0,492	0,260	0,182
900	3,517	0,267	0,245	0,270	0,258	0,500	0,265	0,184
1000	3,534	0,269	0,247	0,273	0,260	0,507	0,269	0,186
1100	3,553	0,271	0,249	0,275	0,263	0,515	0,273	0,188
1200	3,573	0,273	0,251	0,277	0,265	0,523	0,276	0,190
1300	3,593	0,275	0,252	0,279	0,267	0,531	0,280	0,191
1400	3,615	0,277	0,254	0,280	0,268	0,538	0,283	0,193
1500	3,636	0,279	0,255	0,282	0,270	0,545	0,285	0,194
1600	3,658	0,280	0,257	0,284	0,272	0,552	0,288	0,195
1700	3,679	0,282	0,258	0,285	0,273	0,559	0,290	0,196
1800	3,701	0,283	0,260	0,286	0,275	0,565	0,292	—
1900	3,722	0,285	0,261	0,288	0,276	0,571	0,294	—
2000	3,743	0,286	0,262	0,289	0,277	0,577	0,296	—

Таблица IX

Средние объемные изобарные теплоемкости газов в ккал/м³·град

t в °C	H ₂	N ₂	O ₂	CO	Воздух	H ₂ O	CO ₂	SO ₂
0	0,305	0,310	0,312	0,311	0,310	0,355	0,385	0,422
100	0,308	0,311	0,315	0,312	0,311	0,358	0,409	0,441
200	0,309	0,312	0,319	0,315	0,312	0,362	0,430	0,460
300	0,310	0,315	0,324	0,318	0,315	0,366	0,448	0,477
400	0,311	0,317	0,329	0,321	0,318	0,372	0,465	0,492
500	0,311	0,321	0,334	0,324	0,321	0,377	0,479	0,505
600	0,312	0,324	0,338	0,328	0,324	0,383	0,492	0,516
700	0,313	0,327	0,342	0,331	0,327	0,389	0,504	0,525
800	0,314	0,331	0,346	0,335	0,331	0,395	0,514	0,533
900	0,316	0,334	0,350	0,338	0,334	0,402	0,523	0,540
1000	0,317	0,337	0,353	0,341	0,337	0,408	0,532	0,547
1100	0,319	0,339	0,356	0,343	0,340	0,414	0,540	0,552
1200	0,321	0,342	0,358	0,346	0,342	0,421	0,547	0,557
1300	0,322	0,344	0,361	0,349	0,345	0,427	0,553	0,561
1400	0,324	0,347	0,363	0,350	0,347	0,433	0,559	0,565
1500	0,326	0,349	0,365	0,353	0,349	0,439	0,564	0,569
1600	0,328	0,351	0,367	0,355	0,351	0,444	0,569	0,572
1700	0,330	0,353	0,369	0,356	0,353	0,449	0,574	0,575
1800	0,332	0,355	0,371	0,358	0,355	0,454	0,578	—
1900	0,334	0,356	0,373	0,360	0,357	0,459	0,582	—
2000	0,336	0,358	0,375	0,361	0,359	0,464	0,587	—

Таблица X

Насыщенный водяной пар (аргумент — давление)

p	t_s	v'	v''	γ''	l'	l''	r	s'	s''
0,010	6,698	0,0010001	131,7	0,007593	6,73	600,2	593,5	0,0243	2,1450
0,015	12,737	0,0010007	89,64	0,01116	12,78	602,9	590,1	0,0457	2,1098
0,020	17,204	0,0010013	68,26	0,01465	17,25	604,9	587,6	0,0612	2,0849
0,025	20,776	0,0010020	55,28	0,01809	20,81	606,4	585,6	0,0735	2,0658
0,030	23,772	0,0010027	46,52	0,02149	23,80	607,8	583,8	0,0837	2,0501
0,035	26,359	0,0010034	40,22	0,02486	26,39	608,9	582,4	0,0924	2,0368
0,040	28,641	0,0010041	35,46	0,02820	28,67	609,8	581,1	0,0999	2,0254
0,050	32,55	0,0010053	28,73	0,03481	32,58	611,5	579,0	0,1127	2,0065
0,060	35,82	0,0010064	24,18	0,04135	35,84	613,0	577,2	0,1233	1,9909
0,070	38,66	0,0010074	20,92	0,04780	38,67	614,1	575,5	0,1324	1,9780
0,080	41,16	0,0010084	18,45	0,05421	41,17	615,2	574,0	0,1402	1,9665
0,090	43,41	0,0010093	16,51	0,06058	43,41	616,2	572,8	0,1474	1,9565
0,10	45,45	0,0010101	14,95	0,06691	45,45	617,0	571,6	0,1540	1,9479
0,12	49,06	0,0010116	12,59	0,07946	49,05	618,6	569,5	0,1652	1,9326
0,14	52,18	0,0010130	10,88	0,09188	52,17	619,9	567,8	0,1748	1,9197
0,16	54,94	0,0010144	9,604	0,1041	54,92	621,1	566,2	0,1832	1,9085
0,18	57,41	0,0010157	8,600	0,1163	57,40	622,1	564,7	0,1908	1,8988
0,20	59,67	0,0010169	7,789	0,1284	59,65	623,0	563,4	0,1976	1,8901
0,25	64,56	0,0010196	6,317	0,1583	64,51	625,0	560,5	0,2121	1,8718
0,30	68,68	0,0010221	5,324	0,1878	68,66	626,7	558,0	0,2242	1,8567
0,40	75,42	0,0010261	4,066	0,2459	75,41	629,5	554,1	0,2438	1,8333
0,50	80,86	0,0010296	3,299	0,3031	80,86	631,6	550,7	0,2593	1,8152
0,60	85,45	0,0010327	2,781	0,3595	85,47	633,5	548,0	0,2722	1,8004
0,70	89,45	0,0010355	2,409	0,4152	89,49	635,1	545,6	0,2833	1,7878
0,80	92,99	0,0010381	2,126	0,4704	93,05	636,4	543,4	0,2931	1,7771
0,90	96,18	0,0010405	1,904	0,5252	96,25	637,6	541,3	0,3019	1,7677
1,0	99,09	0,0010428	1,725	0,5797	96,18	638,7	539,5	0,3097	1,7592
1,2	104,25	0,0010468	1,455	0,6876	104,38	640,6	536,2	0,3236	1,7447
1,4	108,74	0,0010505	1,259	0,7944	108,92	642,3	533,4	0,3355	1,7322
1,6	112,73	0,0010538	1,111	0,9001	112,96	643,8	530,8	0,3460	1,7216
1,8	116,33	0,0010570	0,9957	1,004	116,60	645,1	528,5	0,3554	1,7123
2,0	119,62	0,0010600	0,9019	1,109	119,94	646,3	526,4	0,3640	1,7039
2,2	122,65	0,0010627	0,8249	1,212	123,0	647,3	524,3	0,3718	1,6963
2,4	125,46	0,0010653	0,7604	1,315	125,9	648,2	522,3	0,3789	1,6894
2,6	128,08	0,0010678	0,7055	1,417	128,6	649,2	520,6	0,3856	1,6830
2,8	130,55	0,0010702	0,6580	1,520	131,1	650,0	518,9	0,3918	1,6771
3,0	132,88	0,0010726	0,6160	1,621	133,5	650,8	517,3	0,3976	1,6716
3,5	138,19	0,0010780	0,5338	1,873	138,9	652,4	513,5	0,4109	1,6594
4,0	142,92	0,0010829	0,4708	2,124	143,7	653,9	510,2	0,4226	1,6488

Продолжение табл. X

p	t_s	v'	v''	γ''	l'	l''	r	s'	s''
4,5	147,20	0,0010875	0,4215	2,372	148,1	655,2	507,1	0,4331	1,6394
5,0	151,11	0,0010918	0,3818	2,619	152,1	656,3	504,2	0,4426	1,6310
6,0	158,08	0,0011000	0,3214	3,111	159,4	658,3	498,9	0,4594	1,6163
7,0	164,17	0,0011071	0,2778	3,600	165,7	659,9	494,2	0,4740	1,6039
8,0	169,61	0,0011140	0,2448	4,085	171,4	661,2	489,8	0,4868	1,5931
9,0	174,53	0,0011202	0,2190	4,567	176,5	662,3	485,8	0,4983	1,5834
10,0	179,04	0,0011262	0,1980	5,050	181,2	663,3	482,1	0,5088	1,5748
11,0	183,20	0,0011318	0,1808	5,531	185,7	664,1	478,4	0,5184	1,5669
12,0	187,08	0,0011372	0,1663	6,013	189,8	664,9	475,1	0,5272	1,5598
13,0	190,71	0,0011425	0,1540	6,494	193,6	665,6	472,0	0,5356	1,5531
14,0	194,13	0,0011475	0,1434	6,974	197,3	666,2	468,9	0,5435	1,5468
15,0	197,36	0,0011524	0,1342	7,452	200,7	666,7	466,0	0,5508	1,5410
16,0	200,43	0,0011572	0,1261	7,931	204,0	667,1	463,1	0,5577	1,5355
17,0	203,35	0,0011618	0,1189	8,410	207,2	667,5	460,3	0,5642	1,5303
18,0	206,14	0,0011662	0,1125	8,889	210,2	667,8	457,7	0,5705	1,5254
19,0	208,81	0,0011707	0,1068	9,366	213,1	668,2	455,1	0,5764	1,5206
20,0	211,38	0,0011751	0,1016	9,843	215,9	668,5	452,6	0,5822	1,5161
22,0	216,23	0,0011834	0,09244	10,82	221,3	668,9	447,6	0,5932	1,5077
24,0	220,75	0,0011914	0,08486	11,78	226,2	669,2	443,0	0,6031	1,4999
26,0	224,99	0,0011992	0,07838	12,76	231,0	669,4	438,4	0,6124	1,4925
28,0	228,98	0,0012067	0,07282	13,73	235,3	669,4	434,1	0,6211	1,4857
30,0	232,76	0,0012142	0,06798	14,71	239,6	669,5	430,0	0,6295	1,4794
35,0	241,42	0,0012320	0,05819	17,18	249,5	669,5	419,9	0,6484	1,4647
40,0	249,18	0,0012493	0,05078	19,69	258,4	669,0	410,6	0,6654	1,4517
50,0	262,70	0,0012826	0,04026	24,84	274,3	667,5	393,2	0,6950	1,4288
60,0	274,29	0,0013147	0,03312	30,19	288,4	665,4	377,0	0,7203	1,4089
70,0	284,48	0,0013466	0,02798	35,74	301,0	662,6	361,6	0,7428	1,3911
80,0	293,62	0,0013787	0,02405	41,58	312,8	659,4	346,6	0,7632	1,3746
90,0	301,92	0,0014115	0,02097	47,69	323,8	655,7	331,9	0,7817	1,3588
100	309,53	0,0014453	0,01846	54,17	334,3	651,7	317,4	0,7992	1,3440
110	316,58	0,001481	0,01638	61,03	344,2	647,1	302,9	0,8157	1,3295
120	323,15	0,001518	0,01462	68,40	354,0	642,4	288,5	0,8316	1,3152
130	329,30	0,001558	0,01314	76,13	363,3	637,3	274,0	0,8466	1,3012
140	335,09	0,001600	0,01182	84,60	372,6	631,6	259,0	0,8614	1,2872
160	345,74	0,001693	0,009626	103,9	391,0	618,9	227,9	0,8901	1,2581
180	355,35	0,001812	0,007804	128,1	410,1	602,8	192,7	0,9192	1,2260
200	364,08	0,00199	0,00618	161,9	431,4	581,1	149,7	0,9515	1,1865
220	372,1	0,00239	0,00438	228	463,0	542,1	78,8	0,9993	1,1215
224	373,6	0,00265	0,00384	260	478,0	522,4	44,3	1,0228	1,0960

Таблица XI

Насыщенный водяной пар (аргумент — температура)

t	p_s	v'	v''	γ''	i'	i''	r	s'	s''
0	0,006228	0,0010002	206,3	0,004847	0,000	597,3	597,3	0	2,1865
10	0,012513	0,0010004	106,42	0,009398	10,04	601,7	591,7	0,0361	2,1256
20	0,02383	0,0010018	57,84	0,01729	20,04	606,0	586,0	0,0708	2,0699
30	0,04325	0,0010044	32,93	0,03036	30,02	610,4	580,4	0,1043	2,0188
40	0,07520	0,0010079	19,55	0,05115	40,01	614,7	574,7	0,1367	1,9719
50	0,12578	0,0010121	12,05	0,08302	49,99	619,0	569,0	0,1681	1,9287
60	0,2031	0,0010171	7,678	0,1302	59,98	623,2	563,2	0,1985	1,8889
70	0,3177	0,0010228	5,045	0,1982	69,98	627,3	557,3	0,2281	1,8521
80	0,4829	0,0010290	3,409	0,2933	80,00	631,3	551,3	0,2568	1,8180
90	0,7149	0,0010359	2,361	0,4235	90,04	635,2	545,2	0,2848	1,7862
100	1,0332	0,0010435	1,673	0,5977	100,10	639,1	539,0	0,3122	1,7566
110	1,4609	0,0010515	1,210	0,8263	110,19	642,8	532,6	0,3388	1,7299
120	2,0245	0,0010603	0,8917	1,122	120,3	646,4	526,1	0,3649	1,7027
130	2,7544	0,0010697	0,6683	1,496	130,5	649,8	519,3	0,3904	1,6784
140	3,685	0,0010798	0,5087	1,966	140,7	653,0	512,3	0,4154	1,6553
150	4,854	0,0010906	0,3926	2,547	151,0	656,0	505,0	0,4399	1,6333
160	6,302	0,0011021	0,3068	3,259	161,3	658,7	497,4	0,4640	1,6124
170	8,076	0,0011144	0,2426	4,122	171,8	661,3	489,5	0,4877	1,5923
180	10,225	0,0011275	0,1939	5,157	182,3	663,5	481,3	0,5110	1,5730
190	12,800	0,0011415	0,1564	6,395	192,9	665,5	472,6	0,5340	1,5543
200	15,857	0,0011565	0,1272	7,863	203,6	667,1	463,5	0,5567	1,5362
210	19,456	0,0011726	0,1044	9,578	214,4	668,3	453,9	0,5791	1,5185
220	23,659	0,0011900	0,08606	11,62	225,4	669,1	443,7	0,6014	1,5011
230	28,531	0,0012087	0,07147	13,99	236,5	669,5	443,0	0,6234	1,4840
240	34,140	0,0012291	0,05967	16,76	247,8	669,5	421,7	0,6454	1,4671
250	40,56	0,0012512	0,05005	19,98	259,4	669,0	409,6	0,6672	1,4503
260	47,87	0,0012755	0,04215	23,72	271,1	667,9	396,8	0,6891	1,4334
270	56,14	0,0013023	0,03560	28,09	283,1	666,3	383,2	0,7109	1,4163
280	65,46	0,0013321	0,03013	33,19	295,4	663,9	368,5	0,7329	1,3990
290	75,92	0,0013655	0,02553	39,17	308,1	660,7	352,6	0,7550	1,3811
300	87,61	0,0014036	0,02164	46,21	321,2	656,6	335,4	0,7774	1,3626
310	100,64	0,001447	0,01831	54,61	334,9	651,4	316,5	0,8003	1,3431
320	115,13	0,001499	0,01545	64,74	349,2	644,8	295,6	0,8239	1,3221
330	131,18	0,001562	0,01297	77,09	364,5	636,7	272,2	0,8484	1,2996
340	148,96	0,001639	0,01078	92,77	380,9	626,2	245,3	0,8743	1,2745
350	168,63	0,001741	0,008805	113,6	399,2	612,5	213,3	0,9025	1,2448
360	190,42	0,001894	0,006943	144,1	420,7	592,6	171,9	0,9354	1,2069
370	214,68	0,00222	0,00493	202,4	452,0	556,7	104,7	0,9825	1,1453
374	225,22	0,00280	0,00361	277,0	485,3	512,7	27,4	1,0332	1,0866

Параметры критической точки: температура 374,15°, давление 225,65 кг/см², удельный объем 0,0033 м³/кг.

Таблица XII

Перегретый водяной пар и вода

p в кг/см ²	t в °C		20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
	v	i	s	v	i	s	v	i	s	v	i	s	v	i	s	v	i
0,02	68,93	73,65	78,36	83,06	87,77	92,48	97,18	101,9	106,6	111,3	116,0	120,7	125,4	130,1	134,8		
	606,1	615,0	623,9	632,9	641,9	650,9	660,1	669,3	679,4	687,9	697,0	706,3	715,7	725,2	734,7		
	2,0888	2,1181	2,1457	2,1720	2,1970	2,2207	2,2433	2,2650	2,2858	2,3057	2,3251	2,3437	2,3616	2,3790	2,3959		
0,04	1,0018	36,79	39,15	41,51	43,87	46,23	48,58	50,94	53,30	55,65	58,00	60,36	62,71	65,06	67,42		
	20,0	614,9	623,8	632,8	641,9	650,9	660,0	669,2	678,4	687,7	697,0	706,3	715,7	725,2	734,7		
	0,0708	2,0415	2,0691	2,0954	2,1205	2,1442	2,1668	2,1885	2,2093	2,2293	2,2486	2,2672	2,2851	2,3026	2,3195		
0,06	1,0018	24,50	26,08	27,66	29,24	30,81	32,38	33,95	35,52	37,09	38,67	40,23	41,80	43,37	44,94		
	20,0	614,8	623,8	632,8	641,8	650,8	660,0	669,2	678,4	687,6	696,9	706,3	715,7	725,2	734,7		
	0,0708	1,9666	2,0242	2,0505	2,0756	2,0994	2,1221	2,1438	2,1646	2,1846	2,2039	2,2225	2,2404	2,2579	2,2748		
0,08	1,0018	1,0079	19,55	20,74	21,92	23,10	24,28	25,46	26,64	27,82	29,00	30,17	31,35	32,53	33,70		
	20,0	40,0	623,6	632,7	641,7	650,8	660,0	669,1	678,4	687,6	696,9	706,3	715,7	725,2	734,7		
	0,0708	0,1367	1,9924	2,0187	2,0438	2,0676	2,0903	2,1121	2,1329	2,1529	2,1721	2,1907	2,2087	2,2262	2,2431		
0,1	1,0018	1,0079	15,63	16,58	17,53	18,48	19,42	20,37	21,31	22,25	23,19	24,14	25,08	26,02	26,96		
	20,0	40,0	623,6	632,6	641,6	650,8	659,9	669,1	678,3	687,6	696,9	706,3	715,7	725,2	734,7		
	0,0708	0,1367	1,9676	1,9939	2,0190	2,0429	2,0657	2,0874	2,1082	2,1282	2,1475	2,1661	2,1841	2,2016	2,2185		
0,5	1,0018	1,0079	1,0171	1,0290	3,485	3,679	3,870	4,061	4,252	4,441	4,631	4,821	5,010	5,199	5,388		
	20,0	40,0	59,9	80,0	640,5	649,8	659,2	668,5	677,8	687,2	696,5	705,9	715,4	724,9	734,5		
	0,6708	0,1367	0,1985	0,2568	1,8395	1,8638	1,8869	1,9089	1,9300	1,9502	1,9696	1,9883	2,0064	2,0239	2,0409		
1,0	1,0018	1,0079	1,0170	1,0289	1,729	1,829	1,926	2,023	2,119	2,215	2,311	2,406	2,501	2,596	2,690		
	20,1	40,0	60,0	80,0	639,0	648,6	658,1	667,7	677,2	686,6	696,0	705,5	715,0	724,6	734,2		
	0,0708	0,1367	0,1985	0,2568	1,7600	1,7850	1,8087	1,8312	1,8525	1,8728	1,8925	1,9113	1,9295	1,9471	1,9641		
2,0	1,0018	1,0078	1,0170	1,0289	1,0434	0,9030	0,9540	1,004	1,053	1,102	1,150	1,198	1,246	1,294	1,342		
	20,1	40,0	60,0	80,0	100,2	646,4	656,3	666,1	675,9	685,5	695,1	704,7	714,3	723,9	733,7		
	0,0708	0,1367	0,1985	0,2568	0,3122	1,7041	1,7286	1,7519	1,7739	1,7148	1,8148	1,8338	1,8521	1,8699	1,8870		

Продолжение табл. XII

Р в кг/см.кв.	t в °C			320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600
	<i>v</i>	<i>i</i>	<i>s</i>															
0,02	<i>v</i>	139,5	144,2	149,0	153,7	158,4	163,1	167,8	172,5	177,2	181,9	186,6	191,3	196,0	200,7	205,4		
	<i>i</i>	744,3	754,0	763,7	773,5	783,3	793,2	803,1	813,2	823,3	833,4	843,6	853,9	864,3	874,7	885,2		
	<i>s</i>	2,4124	2,4283	2,4438	2,4590	2,4739	2,4884	2,5026	2,5165	2,5301	2,5434	2,5564	2,5693	2,5818	2,5942	2,6063		
0,04	<i>v</i>	69,77	72,12	74,47	76,83	79,18	81,53	83,89	86,24	88,59	90,95	93,30	95,65	98,01	100,4	102,7		
	<i>i</i>	744,3	754,0	763,7	773,4	783,3	793,2	803,1	813,2	823,3	833,4	843,6	853,9	864,3	874,7	885,2		
	<i>s</i>	2,3360	2,3519	2,3674	2,3826	2,3975	2,4120	2,4262	2,4401	2,4537	2,4670	2,4801	2,4929	2,5055	2,5178	2,5300		
0,06	<i>v</i>	46,51	48,08	49,65	51,22	52,79	54,35	55,92	57,49	59,07	60,63	62,20	63,77	65,34	66,90	68,47		
	<i>i</i>	744,3	753,9	763,7	773,4	783,3	793,2	803,1	813,1	823,2	833,4	843,6	853,9	864,3	874,7	885,2		
	<i>s</i>	2,2913	2,3072	2,3227	2,3379	2,3528	2,3673	2,3815	2,3954	2,4090	2,4223	2,4354	2,4482	2,4608	2,4731	2,4853		
0,08	<i>v</i>	34,88	36,06	37,23	38,41	39,59	40,76	41,94	43,12	44,29	45,47	46,65	47,83	49,00	50,18	51,35		
	<i>i</i>	744,3	753,9	763,6	773,4	783,3	793,2	803,1	813,1	823,2	833,4	843,6	853,9	864,3	874,7	885,2		
	<i>s</i>	2,2596	2,2755	2,2910	2,3062	2,3211	2,3356	2,3498	2,3637	2,3773	2,3906	2,4037	2,4165	2,4291	2,4414	2,4536		
0,1	<i>v</i>	27,90	28,85	29,79	30,73	31,67	32,61	33,55	34,49	35,43	36,38	37,32	38,26	39,20	40,14	41,08		
	<i>i</i>	744,3	753,9	763,6	773,4	783,2	793,2	803,1	813,1	823,2	833,4	843,6	853,9	864,3	874,7	885,2		
	<i>s</i>	2,2350	2,2509	2,2664	2,2816	2,2965	2,3110	2,3252	2,3391	2,3527	2,3660	2,3791	2,3919	2,4045	2,4168	2,4290		
0,5	<i>v</i>	5,576	5,765	5,954	6,142	6,331	6,519	6,708	6,896	7,085	7,273	7,462	7,650	7,838	8,027	8,215		
	<i>i</i>	744,1	753,8	763,5	773,3	783,1	793,0	803,0	813,0	823,1	833,3	843,5	853,5	864,2	874,6	885,1		
	<i>s</i>	2,0574	2,0733	2,0888	2,1041	2,1190	2,1335	2,1477	2,1616	2,1753	2,1886	2,2016	2,2145	2,2270	2,2394	2,2516		
1,0	<i>v</i>	2,785	2,880	2,974	3,069	3,163	3,258	3,352	3,446	3,541	3,635	3,729	3,824	3,918	4,012	4,106		
	<i>i</i>	743,8	753,5	763,3	773,1	782,9	792,9	802,8	812,9	823,0	833,2	843,4	853,7	864,1	874,5	885,0		
	<i>s</i>	1,9806	1,9967	2,0122	2,0275	2,0424	2,0569	2,0712	2,0851	2,0987	2,1120	2,1251	2,1380	2,1506	2,1629	2,1751		
2,0	<i>v</i>	1,390	1,437	1,485	1,532	1,579	1,627	1,674	1,722	1,769	1,816	1,863	1,911	1,958	2,005	2,052		
	<i>i</i>	743,3	753,0	762,8	772,7	782,5	792,5	802,5	812,6	822,7	832,9	843,2	853,5	863,9	874,3	884,9		
	<i>s</i>	1,9036	1,9197	1,9354	1,9507	1,9656	1,9802	1,9945	2,0084	2,0221	2,0354	2,0485	2,0614	2,0740	2,0864	2,0986		

Продолжение табл. XII

Р в кг/см ²	t в °C		20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
	4,0	<i>v</i>	<i>i</i>	1,0017	1,0077	1,0169	1,0288	1,0433	1,0602	1,0798	0,4938	0,5197	0,5451	0,5700	0,5947	0,6192	0,6435
	<i>s</i>		20,1	40,1	60,1	80,1	100,2	120,4	140,8	162,8	183,1	201,2	217,2	231,2	243,2	253,2	261,2
			0,0708	0,1367	0,1984	0,2568	0,3121	0,3648	0,4154	0,4697	0,5269	0,5867	0,6489	0,7133	0,7807	0,8511	0,9245
6,0	<i>v</i>	<i>i</i>	1,0016	1,0077	1,0168	1,0287	1,0432	1,0601	1,0797	0,3233	0,3417	0,3593	0,3766	0,3935	0,4101	0,4266	0,4430
	<i>s</i>		20,2	40,1	60,1	80,1	100,2	120,4	140,8	162,8	183,1	201,2	217,2	231,2	243,2	253,2	261,2
			0,0708	0,1367	0,1984	0,2568	0,3121	0,3648	0,4154	0,4697	0,5269	0,5867	0,6489	0,7133	0,7807	0,8511	0,9245
8,0	<i>v</i>	<i>i</i>	1,0015	1,0076	1,0167	1,0286	1,0431	1,0600	1,0795	1,1020	0,2524	0,2662	0,2797	0,2928	0,3055	0,3181	0,3306
	<i>s</i>		20,2	40,2	60,1	80,1	100,3	120,4	140,8	161,4	182,2	201,3	218,3	233,2	246,2	257,2	266,2
			0,0708	0,1366	0,1984	0,2567	0,3120	0,3647	0,4153	0,4689	0,5259	0,5862	0,6490	0,7134	0,7808	0,8512	0,9246
10,0	<i>v</i>	<i>i</i>	1,0014	1,0075	1,0166	1,0285	1,0430	1,0599	1,0794	1,1018	0,1986	0,2104	0,2215	0,2322	0,2427	0,2530	0,2632
	<i>s</i>		20,3	40,2	60,2	80,2	100,3	120,5	140,8	161,4	182,3	201,4	218,4	233,3	246,3	257,3	266,3
			0,0707	0,1366	0,1984	0,2566	0,3120	0,3647	0,4153	0,4688	0,5259	0,5862	0,6490	0,7134	0,7808	0,8512	0,9246
12,0	<i>v</i>	<i>i</i>	1,0013	1,0074	1,0165	1,0284	1,0429	1,0598	1,0793	1,1017	1,1273	0,1729	0,1827	0,1919	0,2008	0,2096	0,2182
	<i>s</i>		20,3	40,2	60,2	80,2	100,3	120,5	140,9	161,4	182,3	201,4	218,4	233,3	246,3	257,3	266,3
			0,0707	0,1366	0,1984	0,2566	0,3120	0,3647	0,4152	0,4688	0,5259	0,5862	0,6490	0,7134	0,7808	0,8512	0,9246
14,0	<i>v</i>	<i>i</i>	1,0012	1,0073	1,0164	1,0283	1,0428	1,0596	1,0792	1,1015	1,1272	0,1461	0,1549	0,1630	0,1709	0,1785	0,1860
	<i>s</i>		20,3	40,3	60,2	80,2	100,4	120,5	140,9	161,5	182,3	201,4	218,4	233,3	246,3	257,3	266,3
			0,0707	0,1366	0,1984	0,2565	0,3119	0,3646	0,4151	0,4637	0,5108	0,5548	0,6033	0,6544	0,7081	0,7644	0,8225
16,0	<i>v</i>	<i>i</i>	1,0011	1,0072	1,0163	1,0282	1,0427	1,0595	1,0791	1,1014	1,1270	1,1565	1,1899	1,2272	1,2684	1,3135	1,3625
	<i>s</i>		20,4	40,3	60,2	80,2	100,4	120,6	140,9	161,5	182,4	203,6	229,2	260,3	297,8	342,5	394,8
			0,0707	0,1366	0,1984	0,2565	0,3119	0,3646	0,4151	0,4636	0,5107	0,5566	0,6099	0,6707	0,7391	0,8151	0,8997

Продолжение табл. XII

Р в кг/см ²	t в °C														
	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600
4,0	<i>v</i>	0,6919	0,7160	0,7400	0,7639	0,7878	0,8116	0,8354	0,8592	0,8830	0,9067	0,9304	0,9541	0,9778	1,0025
	<i>i</i>	742,3	752,1	762,0	771,9	781,8	791,8	801,9	812,0	822,2	832,4	842,7	853,1	863,5	874,0
	<i>s</i>	1,8259	1,8422	1,8581	1,8734	1,8885	1,9032	1,9175	1,9315	1,9452	1,9586	1,9717	1,9846	1,9973	2,0097
6,0	<i>v</i>	0,4593	0,4755	0,4917	0,5078	0,5238	0,5398	0,5558	0,5717	0,5877	0,6035	0,6194	0,6353	0,6511	0,6669
	<i>i</i>	741,2	751,1	761,1	771,0	781,1	791,2	801,3	811,4	821,7	831,4	842,3	852,7	863,1	873,6
	<i>s</i>	1,7800	1,7965	1,8124	1,8279	1,8430	1,8577	1,8721	1,8862	1,9000	1,9135	1,9266	1,9396	1,9523	1,9647
8,0	<i>v</i>	0,3430	0,3553	0,3675	0,3797	0,3918	0,4039	0,4160	0,4282	0,4400	0,4520	0,4639	0,4759	0,4878	0,4997
	<i>i</i>	740,1	750,2	760,2	770,3	780,4	790,5	800,7	810,9	821,1	831,4	841,8	852,2	862,7	873,2
	<i>s</i>	1,7469	1,7635	1,7796	1,7953	1,8104	1,8253	1,8398	1,8539	1,8678	1,8813	1,8945	1,9075	1,9202	1,9327
10,0	<i>v</i>	0,2732	0,2832	0,2930	0,3029	0,3126	0,3223	0,3320	0,3417	0,3514	0,3610	0,3706	0,3802	0,3898	0,3993
	<i>i</i>	739,0	749,2	759,3	769,5	779,6	789,8	800,0	810,3	820,6	831,0	841,4	851,8	862,3	872,9
	<i>s</i>	1,7210	1,7378	1,7540	1,7698	1,7851	1,8000	1,8145	1,8288	1,8427	1,8562	1,8695	1,8825	1,8953	1,9078
12,0	<i>v</i>	0,2266	0,2350	0,2434	0,2516	0,2598	0,2680	0,2762	0,2843	0,2923	0,3004	0,3084	0,3164	0,3244	0,3324
	<i>i</i>	738,0	748,2	758,4	768,7	778,9	789,1	799,4	809,7	820,1	830,5	840,9	851,4	861,9	872,5
	<i>s</i>	1,6995	1,7165	1,7329	1,7487	1,7641	1,7792	1,7938	1,8081	1,8220	1,8356	1,8490	1,8620	1,8748	1,8874
14,0	<i>v</i>	0,1934	0,2007	0,2079	0,2150	0,2221	0,2292	0,2362	0,2432	0,2501	0,2571	0,2640	0,2709	0,2778	0,2846
	<i>i</i>	736,8	747,2	757,6	767,8	778,1	788,4	798,8	809,2	819,5	830,0	840,4	851,0	861,5	872,1
	<i>s</i>	1,6811	1,6983	1,7148	1,7308	1,7464	1,7615	1,7762	1,7905	1,8045	1,8182	1,8316	1,8447	1,8575	1,8701
16,0	<i>v</i>	0,1684	0,1749	0,1812	0,1876	0,1938	0,2000	0,2062	0,2124	0,2185	0,2246	0,2307	0,2367	0,2428	0,2488
	<i>i</i>	735,7	746,2	756,6	767,0	777,4	787,8	798,2	808,6	819,0	829,5	840,0	850,5	861,1	871,8
	<i>s</i>	1,6650	1,6823	1,6990	1,7152	1,7309	1,7460	1,7607	1,7752	1,7893	1,8030	1,8164	1,8295	1,8424	1,8550

Продолжение табл. XII

P R K z i c, м²	t в °C														
	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
18	v	1,0010	1,0071	1,0162	1,0281	1,0425	1,0594	1,0789	1,1013	1,1268	1,1563	0,1244	0,1309	0,1371	0,1431
	i	20,4	40,4	60,3	80,3	100,4	120,6	141,0	161,5	182,4	203,6	689,8	701,6	712,9	723,8
	s	0,0707	0,1366	0,1983	0,2565	0,3118	0,3646	0,4151	0,4636	0,5106	0,5565	1,5445	1,5694	1,5919	1,6127
20	v	1,0010	1,0070	1,0164	1,0280	1,0424	1,0593	1,0788	1,1011	1,1267	1,1561	0,1109	0,1168	0,1225	0,1281
	i	20,5	40,4	60,3	80,3	100,5	120,6	141,0	161,5	182,4	203,6	687,6	699,8	711,4	722,5
	s	0,0707	0,1366	0,1982	0,2565	0,3118	0,3645	0,4150	0,4635	0,5106	0,5564	1,5284	1,5544	1,5777	1,5990
22	v	1,0009	1,0069	1,0161	1,0279	1,0424	1,0592	1,0787	1,1010	1,1265	1,1559	0,0981	0,1053	0,1106	0,1158
	i	20,5	40,4	60,4	80,3	100,5	120,7	141,0	161,6	182,4	203,6	685,3	698,0	709,8	721,2
	s	0,0706	0,1365	0,1982	0,2564	0,3117	0,3645	0,4150	0,4635	0,5104	0,5563	1,5131	1,5405	1,5645	1,5863
24	v	1,0008	1,0069	1,0160	1,0278	1,0423	1,0591	1,0786	1,1008	1,1264	1,1557	0,0904	0,0957	0,1007	0,1055
	i	20,6	40,5	60,4	80,4	100,6	120,7	141,1	161,6	182,4	203,7	682,9	696,1	708,3	719,8
	s	0,0706	0,1365	0,1982	0,2564	0,3117	0,3644	0,4150	0,4634	0,5104	0,5563	0,6014	1,5271	1,5521	1,5745
26	v	1,0007	1,0068	1,0159	1,0277	1,0422	1,0590	1,0785	1,1007	1,1262	1,1555	0,0825	0,0875	0,0923	0,0968
	i	20,6	40,5	60,5	80,4	100,6	120,7	141,1	161,6	182,5	203,7	680,5	694,1	706,6	718,4
	s	0,0706	0,1364	0,1981	0,2563	0,3116	0,3644	0,4149	0,4632	0,5102	0,5562	0,6013	1,5144	1,5402	1,5634
28	v	1,0006	1,0067	1,0158	1,0276	1,0420	1,0589	1,0783	1,1006	1,1260	1,1554	0,0750	0,0805	0,0851	0,0893
	i	20,6	40,6	60,5	80,5	100,6	120,8	141,1	161,6	182,5	203,7	677,9	692,1	705,0	717,1
	s	0,0706	0,1364	0,1981	0,2563	0,3116	0,3643	0,4148	0,4632	0,5101	0,5561	0,6012	1,5021	1,5290	1,5529
30	v	1,0005	1,0066	1,0157	1,0275	1,0419	1,0588	1,0782	1,1004	1,1259	1,1552	0,0697	0,0745	0,0788	0,0829
	i	20,7	40,6	60,5	80,5	100,6	120,8	141,2	161,7	182,5	203,7	675,2	690,0	703,3	715,6
	s	0,0706	0,1364	0,1981	0,2563	0,3116	0,3643	0,4148	0,4632	0,5101	0,5560	0,6010	1,4904	1,5185	1,5430

Продолжение табл. XII

Р в кг/см ²	t в °C			320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600
	<i>v</i>	<i>i</i>	<i>s</i>															
18,0	<i>v</i>	0,1490	0,1548	0,1606	0,1662	0,1718	0,1774	0,1829	0,1884	0,1939	0,1993	0,2048	0,2102	0,2155	0,2209	0,2263		
	<i>i</i>	734,6	745,2	755,7	766,2	776,6	787,1	797,5	807,9	818,4	829,0	839,5	850,1	860,7	871,4	882,1		
	<i>s</i>	1,6505	1,6681	1,6850	1,7013	1,7170	1,7323	1,7471	1,7616	1,7758	1,7896	1,8030	1,8162	1,8291	1,8417	1,8542		
20,0	<i>v</i>	0,1335	0,1388	0,1440	0,1491	0,1542	0,1593	0,1643	0,1693	0,1742	0,1791	0,1840	0,1889	0,1938	0,1986	0,2034		
	<i>i</i>	733,4	744,2	754,8	765,3	775,8	786,4	796,9	807,4	817,9	828,5	839,1	849,7	860,3	871,0	881,7		
	<i>s</i>	1,6375	1,6553	1,6723	1,6887	1,7046	1,7199	1,7349	1,7494	1,7636	1,7775	1,7910	1,8042	1,8171	1,8298	1,8422		
22,0	<i>v</i>	0,1208	0,1256	0,1304	0,1351	0,1398	0,1444	0,1490	0,1536	0,1581	0,1626	0,1670	0,1715	0,1759	0,1804	0,1848		
	<i>i</i>	732,3	743,1	753,9	764,5	775,1	785,7	796,2	806,8	817,4	828,0	838,6	849,2	859,9	870,6	881,4		
	<i>s</i>	1,6255	1,6435	1,6606	1,6772	1,6932	1,7087	1,7237	1,7383	1,7526	1,7665	1,7800	1,7933	1,8063	1,8190	1,8314		
24	<i>v</i>	0,1101	0,1147	0,1191	0,1235	0,1278	0,1321	0,1363	0,1405	0,1447	0,1488	0,1529	0,1570	0,1611	0,1652	0,1692		
	<i>i</i>	731,0	742,1	752,9	763,7	774,3	785,0	795,6	806,2	816,8	827,4	838,1	848,8	859,5	870,3	881,1		
	<i>s</i>	1,6144	1,6326	1,6500	1,6667	1,6828	1,6983	1,7134	1,7281	1,7425	1,7564	1,7700	1,7833	1,7963	1,8091	1,8216		
26	<i>v</i>	0,1012	0,1054	0,1095	0,1136	0,1176	0,1216	0,1255	0,1294	0,1333	0,1371	0,1409	0,1447	0,1485	0,1523	0,1560		
	<i>i</i>	729,9	741,0	752,0	762,8	773,5	784,2	794,9	805,6	816,3	827,0	837,7	848,4	859,1	869,9	880,7		
	<i>s</i>	1,6040	1,6225	1,6400	1,6568	1,6730	1,6887	1,7040	1,7187	1,7332	1,7471	1,7608	1,7741	1,7872	1,7999	1,8125		
28	<i>v</i>	0,09348	0,09747	0,1013	0,1052	0,1089	0,1126	0,1163	0,1199	0,1235	0,1271	0,1307	0,1342	0,1378	0,1413	0,1448		
	<i>i</i>	728,6	739,9	751,0	761,9	772,8	783,5	794,3	805,0	815,7	826,4	837,2	848,0	858,7	869,6	880,4		
	<i>s</i>	1,5942	1,6129	1,6307	1,6477	1,6640	1,6798	1,6951	1,7099	1,7244	1,7384	1,7521	1,7655	1,7786	1,7915	1,8040		
30	<i>v</i>	0,08679	0,09056	0,09423	0,09783	0,1014	0,1049	0,1083	0,1117	0,1151	0,1185	0,1218	0,1251	0,1284	0,1317	0,1350		
	<i>i</i>	727,4	738,9	750,1	761,1	772,0	782,8	793,6	804,4	815,2	825,9	836,7	847,5	858,3	869,1	880,0		
	<i>s</i>	1,5851	1,6040	1,6220	1,6391	1,6555	1,6714	1,6868	1,7017	1,7162	1,7304	1,7441	1,7575	1,7707	1,7835	1,7961		

Продолжение табл. XII

Р в кг/см ²	t в °C		20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
	35	<i>v</i>	<i>i</i>	1,0003	1,0064	1,0155	1,0273	1,0417	1,0585	1,0779	1,1001	1,1255	1,1547	1,1886	1,2289	0,06226	0,06625
	<i>s</i>		20,8	40,7	60,6	80,6	100,7	120,9	141,2	161,7	182,6	203,8	225,5	247,8	684,4	698,8	711,9
			0,0706	0,1364	0,1980	0,2562	0,3115	0,3642	0,4147	0,4630	0,5099	0,5558	0,6008	0,6453	1,4932	1,5197	1,5430
40	<i>v</i>	<i>i</i>	1,0001	1,0062	1,0152	1,0271	1,0414	1,0582	1,0770	1,0997	1,1251	1,1542	1,1880	1,2281	0,05297	0,05675	0,06016
	<i>s</i>		20,9	40,8	60,7	80,7	100,8	121,0	141,3	161,8	182,6	203,8	225,5	247,8	678,4	694,1	708,0
			0,0705	0,1364	0,1979	0,2561	0,3114	0,3641	0,4146	0,4628	0,5096	0,5555	0,6005	0,6451	1,4693	1,4983	1,5230
45	<i>v</i>	<i>i</i>	0,9998	1,0060	1,0150	1,0269	1,0412	1,0580	1,0773	1,0994	1,1247	1,1537	1,1874	1,2273	0,04565	0,04929	0,05253
	<i>s</i>		21,0	40,9	60,8	80,8	100,9	121,1	141,4	161,9	182,7	203,9	225,5	247,8	671,8	689,0	704,0
			0,0705	0,1363	0,1979	0,2560	0,3113	0,3640	0,4145	0,4627	0,5095	0,5553	0,6003	0,6447	1,4463	1,4779	1,5045
50	<i>v</i>	<i>i</i>	0,9997	1,0057	1,0148	1,0266	1,0409	1,0577	1,0770	1,0990	1,1243	1,1532	1,1868	1,2265	0,04327	0,04637	
	<i>s</i>		21,1	41,0	60,9	80,9	101,0	121,2	141,5	161,9	182,7	203,9	225,6	247,8	671,1	683,6	699,7
			0,0705	0,1363	0,1978	0,2559	0,3112	0,3639	0,4143	0,4625	0,5093	0,5551	0,6000	0,6444	0,6890	1,4584	1,4870
60	<i>v</i>	<i>i</i>	0,9992	1,0053	1,0144	1,0262	1,0404	1,0572	1,0764	1,0984	1,1235	1,1522	1,1857	1,2250	1,2728	0,03405	0,03705
	<i>s</i>		21,3	41,2	61,1	81,1	101,2	121,3	141,6	162,1	182,9	204,0	225,6	247,8	671,0	671,2	690,3
			0,0705	0,1362	0,1977	0,2557	0,3110	0,3637	0,4141	0,4622	0,5089	0,5547	0,5995	0,6439	0,6883	1,4200	1,4539
70	<i>v</i>	<i>i</i>	0,9988	1,0049	1,0139	1,0257	1,0399	1,0566	1,0758	1,0977	1,1226	1,1513	1,1845	1,2235	1,2708	1,3307	0,03025
	<i>s</i>		21,6	41,4	61,3	81,3	101,3	121,5	141,8	162,2	183,0	204,1	225,7	247,9	671,0	695,3	679,6
			0,0704	0,1361	0,1975	0,2556	0,3108	0,3635	0,4139	0,4620	0,5085	0,5543	0,5990	0,6434	0,6876	0,7324	1,4214
80	<i>v</i>	<i>i</i>	0,9983	1,0045	1,0135	1,0252	1,0394	1,0561	1,0752	1,0970	1,1219	1,1504	1,1833	1,2220	1,2688	1,3278	0,02497
	<i>s</i>		21,8	41,6	61,5	81,5	101,5	121,7	141,9	162,4	183,1	204,2	225,8	247,9	671,0	695,2	667,4
			0,0703	0,1360	0,1974	0,2554	0,3106	0,3633	0,4137	0,4617	0,5082	0,5539	0,5986	0,6429	0,6869	0,7315	1,3887

Продолжение табл. XII

t в °С ρ в кг/см ³	320		340		360		380		400		420		440		460		480		500		520		540		560		580		600																			
	35	ν	0,07341	0,07676	0,08000	0,08316	0,08626	0,08931	0,09232	0,09529	0,09823	0,1011	0,1040	0,1069	0,1098	0,1126	0,1154	i	724,2	736,0	747,5	758,8	770,0	781,0	792,0	802,9	813,8	824,7	835,6	846,4	857,3	868,2	879,1	s	1,5640	1,5836	1,6020	1,6195	1,6363	1,6525	1,6681	1,6832	1,6979	1,7122	1,7260	1,7395	1,7528	1,7657
40	ν	0,06335	0,06638	0,06931	0,07215	0,07493	0,07755	0,08032	0,08295	0,08556	0,08814	0,09069	0,09322	0,09574	0,09824	0,1007	i	720,9	733,2	745,0	756,6	768,0	779,2	790,3	801,4	812,4	823,4	834,4	845,3	856,3	867,3	878,3	s	1,5450	1,5653	1,5843	1,6022	1,6193	1,6358	1,6516	1,6669	1,6818	1,6962	1,7102	1,7239	1,7372	1,7502	1,7629
45	ν	0,05550	0,05830	0,06099	0,06358	0,06610	0,06857	0,07099	0,07336	0,07571	0,07802	0,08032	0,08259	0,08485	0,08708	0,08931	i	717,5	730,2	742,4	754,3	766,0	777,3	788,6	799,8	811,0	822,1	833,2	844,2	855,3	866,3	877,4	s	1,5276	1,5487	1,5682	1,5866	1,6041	1,6208	1,6369	1,6524	1,6675	1,6820	1,6961	1,7099	1,7234	1,7365	1,7493
50	ν	0,04919	0,05181	0,05431	0,05671	0,05903	0,06130	0,06351	0,06568	0,06782	0,06993	0,07202	0,07408	0,07613	0,07816	0,08018	i	714,0	727,2	739,8	751,9	763,8	775,4	786,9	798,2	809,6	820,8	832,0	843,1	854,2	865,3	876,5	s	1,5114	1,5333	1,5533	1,5721	1,5901	1,6071	1,6234	1,6392	1,6544	1,6691	1,6834	1,6973	1,7108	1,7239	1,7369
60	ν	0,03967	0,04204	0,04426	0,04639	0,04842	0,05038	0,05229	0,05416	0,05599	0,05779	0,05957	0,06132	0,06306	0,06477	0,06648	i	706,4	720,8	734,2	747,1	759,5	771,6	783,4	795,1	806,7	818,2	829,5	840,9	852,2	863,5	874,7	s	1,4814	1,5051	1,5266	1,5465	1,5651	1,5828	1,5997	1,6159	1,6314	1,6465	1,6610	1,6751	1,6889	1,7022	1,7153
70	ν	0,03278	0,03502	0,03706	0,03899	0,04082	0,04258	0,04427	0,04592	0,04753	0,04912	0,05067	0,05220	0,05371	0,05521	0,05669	i	698,0	713,9	728,4	742,0	755,1	767,6	779,6	791,8	803,8	815,5	827,1	838,7	850,1	861,5	872,9	s	1,4528	1,4793	1,5026	1,5236	1,5431	1,5615	1,5789	1,5955	1,6115	1,6269	1,6417	1,6560	1,6700	1,6835	1,6968
80	ν	0,02752	0,02968	0,03162	0,03342	0,03510	0,03670	0,03824	0,03973	0,04119	0,04260	0,04399	0,04536	0,04671	0,04804	0,04935	i	688,8	706,55	722,3	736,7	750,4	763,5	776,2	788,6	800,8	812,8	824,6	836,4	848,0	859,6	871,2	s	1,4255	1,4548	1,4800	1,5026	1,5231	1,5423	1,5603	1,5775	1,5938	1,6096	1,6246	1,6393	1,6534	1,6672	1,6805

Продолжение табл. XII

Р в кг/см ²	t в °C															
	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	
90	<i>v</i>	0,9979	1,0040	1,0130	1,0248	1,0389	1,0556	1,0746	1,0963	1,1211	1,1494	1,1822	1,2205	1,2668	1,3249	1,4023
	<i>i</i>	22,0	41,8	61,7	81,6	101,7	121,8	142,1	162,5	183,2	204,3	225,8	248,0	271,0	295,1	321,1
	<i>s</i>	0,0703	0,1359	0,1972	0,2552	0,3104	0,3630	0,4134	0,4614	0,5078	0,5534	0,5981	0,6423	0,6863	0,7307	0,7770
100	<i>v</i>	0,9975	1,0036	1,0126	1,0243	1,0384	1,0550	1,0740	1,0957	1,1203	1,1485	1,1810	1,2191	1,2649	1,3221	1,3978
	<i>i</i>	22,2	42,1	61,9	81,8	101,9	122,0	142,2	162,6	183,3	204,4	225,9	248,0	271,0	295,0	320,9
	<i>s</i>	0,0702	0,1357	0,1971	0,2551	0,3102	0,3628	0,4132	0,4611	0,5075	0,5531	0,5977	0,6417	0,6857	0,7300	0,7759
110	<i>v</i>	0,9971	1,0032	1,0122	1,0239	1,0380	1,0545	1,0735	1,0950	1,1195	1,1476	1,1799	1,2176	1,2630	1,3193	1,3936
	<i>i</i>	22,4	42,3	62,1	82,0	102,1	122,2	142,4	162,8	183,4	204,5	226,0	248,0	271,0	294,8	320,5
	<i>s</i>	0,0701	0,1356	0,1969	0,2549	0,3100	0,3626	0,4130	0,4609	0,5073	0,5527	0,5972	0,6412	0,6850	0,7292	0,7747
120	<i>v</i>	0,9966	1,0028	1,0117	1,0234	1,0375	1,0540	1,0728	1,0947	1,1188	1,1466	1,1788	1,2162	1,2612	1,3168	1,3896
	<i>i</i>	22,7	42,5	62,3	82,2	102,2	122,3	142,5	162,9	183,6	204,6	226,0	248,1	270,9	294,7	320,2
	<i>s</i>	0,0701	0,1356	0,1969	0,2548	0,3098	0,3624	0,4128	0,4606	0,5069	0,5524	0,5968	0,6407	0,6844	0,7285	0,7736
130	<i>v</i>	0,9962	1,0023	1,0113	1,0229	1,0370	1,0535	1,0723	1,0937	1,1180	1,1457	1,1777	1,2148	1,2593	1,3142	1,3857
	<i>i</i>	22,9	42,7	62,5	82,4	102,4	122,5	142,7	163,0	183,7	204,7	226,1	248,1	270,9	294,6	320,0
	<i>s</i>	0,0701	0,1355	0,1968	0,2546	0,3096	0,3622	0,4126	0,4604	0,5066	0,5520	0,5963	0,6402	0,6838	0,7278	0,7726
140	<i>v</i>	0,9958	1,0019	1,0109	1,0225	1,0365	1,0529	1,0717	1,0930	1,1172	1,1448	1,1766	1,2135	1,2575	1,3117	1,3819
	<i>i</i>	23,1	42,9	62,7	82,6	102,6	122,7	142,9	163,2	183,8	204,8	226,2	248,1	270,9	294,6	319,7
	<i>s</i>	0,0701	0,1353	0,1966	0,2546	0,3095	0,3620	0,4123	0,4601	0,5063	0,5516	0,5959	0,6398	0,6832	0,7270	0,7717
160	<i>v</i>	0,9950	1,0011	1,0100	1,0216	1,0356	1,0519	1,0705	1,0917	1,1157	1,1430	1,1744	1,2107	1,2540	1,3069	1,3745
	<i>i</i>	23,5	43,3	63,1	83,0	103,0	123,0	143,2	163,5	184,0	205,0	226,3	248,2	270,8	294,5	319,3
	<i>s</i>	0,0699	0,1352	0,1964	0,2542	0,3091	0,3617	0,4119	0,4597	0,5057	0,5509	0,5950	0,6387	0,6821	0,7257	0,7698

Продолжение табл. XII

t в °С																
	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600	
90	ν	0,02550	0,02736	0,02906	0,03065	0,03213	0,03356	0,03493	0,03625	0,03754	0,03881	0,04005	0,04127	0,04247	0,04365	
	i	678,6	698,5	715,6	731,1	745,6	759,4	772,5	785,2	797,7	810,0	822,1	834,1	845,9	857,6	
	s	1,3984	1,4315	1,4589	1,4830	1,5046	1,5246	1,5434	1,5610	1,5778	1,5939	1,6093	1,6242	1,6385	1,6525	1,6660
100	ν	0,01986	0,02206	0,02390	0,02555	0,02705	0,02845	0,02979	0,03100	0,03228	0,03348	0,03464	0,03578	0,03689	0,03799	0,03907
	i	666,9	689,8	708,6	725,3	740,6	755,0	768,7	781,9	794,7	807,2	819,6	831,7	843,7	855,7	867,5
	s	1,3702	1,4084	1,4387	1,4645	1,4873	1,5081	1,5276	1,5458	1,5631	1,5795	1,5952	1,6104	1,6250	1,6391	1,6528
110	ν	0,01687	0,01919	0,02105	0,02265	0,02410	0,02544	0,02670	0,02789	0,02904	0,03015	0,03124	0,03220	0,03322	0,03434	0,03533
	i	653,0	680,3	701,1	719,2	735,4	750,6	764,8	778,4	791,5	804,4	817,0	829,4	841,6	853,8	865,8
	s	1,3394	1,3847	1,4182	1,4463	1,4708	1,4926	1,5128	1,5316	1,5494	1,5662	1,5823	1,5977	1,6126	1,6269	1,6408
120	ν	1,495	0,01674	0,01862	0,02022	0,02163	0,02292	0,02412	0,02525	0,02634	0,02739	0,02840	0,02939	0,03035	0,03129	0,03222
	i	348,9	669,4	693,1	712,7	730,0	745,9	760,7	774,8	788,4	801,5	814,4	827,0	839,4	851,6	863,8
	s	0,8231	1,3600	1,3982	1,4289	1,4550	1,5779	1,4989	1,6183	1,6366	1,5538	1,5703	1,5869	1,6010	1,6156	1,6296
130	ν	1,487	0,01453	0,01653	0,01813	0,01952	0,02077	0,02193	0,02301	0,02404	0,02504	0,02599	0,02692	0,02783	0,02871	0,02958
	i	348,3	656,9	684,3	705,9	724,4	741,1	756,6	771,1	785,1	798,6	811,7	824,6	837,2	849,6	861,9
	s	0,8214	1,3337	1,3779	1,4115	1,4393	1,4637	1,4855	1,5056	1,5244	1,5421	1,5589	1,5749	1,5902	1,6050	1,6192
140	ν	1,481	0,01254	0,01469	0,01631	0,01769	0,01892	0,02004	0,02109	0,02208	0,02302	0,02393	0,02481	0,02567	0,02650	0,02732
	i	347,7	642,2	674,7	698,6	718,5	736,2	752,3	767,4	781,8	795,6	809,0	822,1	834,9	847,6	860,0
	s	0,8198	1,3047	1,3569	1,3939	1,4240	1,4499	1,4726	1,4935	1,5129	1,5310	1,5482	1,5645	1,5800	1,5950	1,6094
160	ν	1,468	1,619	0,01151	0,01330	0,01469	0,01589	0,01695	0,01795	0,01887	0,01974	0,02057	0,02138	0,02215	0,02291	0,02365
	i	346,6	379,4	652,2	682,8	706,0	725,8	743,5	759,7	775,0	789,6	803,6	817,2	830,5	843,5	856,2
	s	0,8168	0,8713	0,3113	1,3590	1,3941	1,4232	1,4484	1,4706	1,4911	1,5103	1,5282	1,5450	1,5612	1,5766	1,5915

Продолжение табл. XII

p в ккал/кг		t в °C														
		20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
180	<i>v</i>	0,9941	1,0003	1,0092	1,0207	1,0347	1,0508	1,0694	1,0905	1,1143	1,1412	1,1722	1,2081	1,2505	1,3022	1,3677
	<i>i</i>	24,8	43,7	63,5	83,3	103,3	123,3	143,5	163,8	184,3	205,2	226,6	248,3	270,8	294,3	319,0
	<i>s</i>	0,0698	0,1351	0,1961	0,2539	0,3088	0,3613	0,4114	0,4591	0,5051	0,5502	0,5942	0,6377	0,6809	0,7243	0,7680
200	<i>v</i>	0,9933	0,9995	1,0083	1,0198	1,0337	1,0498	1,0682	1,0892	1,1128	1,1395	1,1701	1,2054	1,2471	1,2976	1,3611
	<i>i</i>	24,0	44,1	63,8	83,7	103,7	123,7	143,8	164,0	184,5	205,4	226,8	248,3	270,8	294,1	318,6
	<i>s</i>	0,0697	0,1348	0,1958	0,2537	0,3085	0,3608	0,4110	0,4586	0,5045	0,5496	0,5934	0,6368	0,6797	0,7229	0,7663
220	<i>v</i>	0,9924	0,9988	1,0075	1,0190	1,0328	1,0488	1,0671	1,0879	1,1113	1,1379	1,1680	1,2028	1,2438	1,2932	1,3548
	<i>i</i>	24,8	44,5	64,2	84,0	104,0	124,0	144,1	164,3	184,8	205,5	226,7	248,4	270,8	294,0	318,2
	<i>s</i>	0,0696	0,1347	0,1956	0,2534	0,3082	0,3605	0,4105	0,4581	0,5040	0,5489	0,5926	0,6358	0,6786	0,7215	0,7646
240	<i>v</i>	0,9916	0,9978	1,0067	1,0181	1,0318	1,0478	1,0661	1,0860	1,1099	1,1362	1,1660	1,2004	1,2407	1,2890	1,3488
	<i>i</i>	25,3	44,9	64,6	84,4	104,4	124,4	144,4	164,6	185,0	205,7	226,8	248,5	270,8	293,9	318,0
	<i>s</i>	0,0695	0,1345	0,1954	0,2531	0,3078	0,3601	0,4101	0,4576	0,5034	0,5481	0,5918	0,6349	0,6774	0,7202	0,7629
260	<i>v</i>	0,9908	0,9970	1,0058	1,0172	1,0309	1,0468	1,0649	1,0854	1,1085	1,1345	1,1640	1,1979	1,2375	1,2849	1,3432
	<i>i</i>	25,7	45,3	65,0	84,8	104,7	124,7	144,7	164,9	185,3	205,9	227,0	248,6	270,8	293,8	317,8
	<i>s</i>	0,0695	0,1343	0,1952	0,2528	0,3075	0,3597	0,4097	0,4571	0,5029	0,5478	0,5910	0,6340	0,6763	0,7188	0,7612
280	<i>v</i>	0,9900	0,9962	1,0050	1,0164	1,0300	1,0458	1,0639	1,0842	1,1071	1,1328	1,1621	1,1955	1,2346	1,2810	1,3379
	<i>i</i>	26,2	45,8	65,4	85,2	105,1	125,0	145,0	165,2	185,6	206,1	227,1	248,7	270,8	293,7	317,5
	<i>s</i>	0,0694	0,1341	0,1950	0,2526	0,3073	0,3593	0,4092	0,4567	0,5023	0,5470	0,5902	0,6330	0,6752	0,7174	0,7597
300	<i>v</i>	0,9892	0,9954	1,0042	1,0154	1,0291	1,0448	1,0628	1,0830	1,1057	1,1312	1,1602	1,1932	1,2316	1,2772	1,3327
	<i>i</i>	26,6	46,2	65,8	85,5	105,5	125,4	145,3	165,5	185,8	206,3	227,2	248,7	270,8	293,6	317,2
	<i>s</i>	0,0693	0,1339	0,1948	0,2523	0,3069	0,3589	0,4088	0,4562	0,5018	0,5463	0,5894	0,6321	0,6741	0,7161	0,7581

Продолжение табл. XII

t в °С	P в кг/см ²															
	320	340	360	380	390	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600
180	ν	1,457	1,594	0,00866	0,01085	0,01230	0,01350	0,01455	0,01549	0,01636	0,01718	0,01795	0,01870	0,01942	0,02011	0,02079
	i	345,7	377,1	619,7	663,6	691,8	714,3	734,1	751,7	767,9	783,3	798,0	812,1	825,8	839,3	852,4
	s	0,8142	0,8662	1,2527	1,3209	1,3634	1,3964	1,4243	1,4488	1,4710	1,4910	1,5097	1,5273	1,5441	1,5599	1,5751
200	ν	1,446	1,571	1,828	0,00870	0,01031	0,01153	0,01258	0,01350	0,01434	0,01513	0,01586	0,01656	0,01723	0,01787	0,01850
	i	344,9	375,2	416,4	639,6	675,4	701,8	723,7	742,9	760,4	776,8	792,2	806,9	821,1	835,0	848,5
	s	0,8118	0,8620	0,9279	1,2774	1,3317	1,3699	1,4009	1,4275	1,4513	1,4728	1,4925	1,5108	1,5281	1,5445	1,5601
220	ν	1,436	1,552	1,755	0,00661	0,00857	0,00988	0,01094	0,01185	0,01268	0,01344	0,01413	0,01480	0,01543	0,01604	0,01663
	i	344,4	373,7	410,8	606,3	657,1	688,2	712,8	733,8	752,6	770,1	786,2	801,6	816,3	830,6	844,5
	s	0,8096	0,8584	0,9178	1,2209	1,2978	1,3433	1,3780	1,4071	1,4326	1,4555	1,4761	1,4952	1,5131	1,5301	1,5462
240	ν	1,427	1,536	1,709	1,00366	0,00707	0,00846	0,00955	0,01048	1,01128	0,01202	0,01270	0,01333	0,01394	0,01451	0,01507
	i	343,9	372,5	407,1	530,2	635,5	673,5	701,3	724,3	744,6	763,0	780,1	796,1	811,4	826,2	840,4
	s	0,8074	0,8553	0,9109	1,1013	1,2603	1,3157	1,3554	1,3872	1,4145	1,4388	1,4605	1,4804	1,4990	1,5165	1,5330
260	ν	1,418	1,521	1,675	0,00217	0,00563	0,00724	0,00839	0,00932	0,01010	0,01082	0,01147	0,01209	0,01267	0,01322	0,01375
	i	343,3	371,4	404,3	458,3	607,9	657,4	689,0	714,4	736,3	755,9	773,8	790,5	806,4	821,6	836,3
	s	0,8052	0,8522	0,9052	0,9890	1,2149	1,2872	1,3323	1,3674	1,3968	1,4226	1,4455	1,4662	1,4855	1,5036	1,5206
280	ν	1,410	1,508	1,646	0,00199	0,00425	0,00619	0,00738	0,00830	0,00908	0,00978	0,01042	0,01102	0,01158	0,01211	0,01262
	i	342,7	370,4	402,0	446,2	570,1	638,2	675,7	703,9	727,6	748,5	767,3	784,9	801,4	817,0	832,1
	s	0,8031	0,8493	0,9000	0,9698	1,1550	1,2549	1,3084	1,3474	1,3793	1,4066	1,4307	1,4525	1,4725	1,4912	1,5089
300	ν	1,403	1,496	1,622	0,00188	0,00308	0,00523	0,00650	0,00743	0,00820	0,00888	0,00951	0,01010	0,01064	0,01115	0,01164
	i	342,2	369,5	400,0	438,3	524,0	616,2	661,0	692,7	718,5	740,6	760,5	778,8	796,0	812,4	827,8
	s	0,8011	0,8465	0,8956	0,9551	1,0841	1,2194	1,2833	1,3272	1,3619	1,3910	1,4163	1,4391	1,4600	1,4794	1,4974

Характеристика некоторых топлив СССР

Месторождение	Марка	Горячая масса топлива						Сухое топливо A ^c в %	Рабочее топливо		Температура плавления золы в °С		
		V ² в %	C ² в %	H ² в %	S ² в %	N ² в %	O ² в %		Q ^н в ккал/кг	W ^p в %	Q ^p в ккал/кг	t ₁	t ₂
Ископаемые угли													
Донецкий бассейн	Д	43	75	5,5	5,8	1,6	12,1	7200	22,5	12	4900	1000—1100	1150—1250
"	Г	39	80,5	5,4	4,3	1,5	8,3	7700	16	8	5900	1050—1100	1200—1250
"	ПЖ	32	83	5,1	4,8	1,5	5,6	8000	20	6	5980	1000—1050	1200—1250
"	Т	12	90	4,2	2,2	1,5	2,1	8260	14	4	6800	1000—1150	1150—1350
"	АП, АК	4	94	1,8	1,9	1,0	1,3	8050	5	5	7240		
"	АМ, АС	4	93,5	1,8	1,7	1,0	2,0	8000	13	6	6510		
"	АСШ, АРШ	4	93	1,8	2,2	1,0	2,0	7970	15	6	6330	1000—1150	1100—1400
"	АШ	4	92,5	1,8	2,2	1,0	2,5	7930	18,5	6,5	6000		
Кузнецкий бассейн:													
Кемеровское	К, ПС	26	87	5,0	0,5	2,0	5,5	8110	18	9	6000	1000—1150	1150—1350
"	ПС	15	90	4,3	—	—	3,3	8240	18	6	6320	1030	1230
Ленинское	Г	39	83	5,8	0,7	2,7	7,8	7910	11	8,5	6390	1050—1250	1150—1400
Прокопьевское	СС	24	88	4,6	0,5	2,2	4,7	8080	11	6	6730	1050—1500	1250—1500
Карагандинский бассейн	ПЖ/ПС	27	85	5,1	1,0	1,4	7,5	8000	23	8	5620	1150—1500	1450—1500
То же	Б	42	73,5	4,7	0,7	0,9	20,2	6620	20	27	3700	1090—1120	1170—1270

Продолжение табл. XIII

Месторождение	Марка	Горячая масса топлива							Сухое топливо		Рабочее топливо		Температура плавления золы в °С				
		V ₂ в %	C ₂ в %	H ₂ в %	S ₂ в %	N ₂ в %	O ₂ в %	Q ₂ в ккал/кг	A _c в %	W _p в %	Q _p в ккал/кг	t ₁	t ₂	t ₃			
Подмосковный бассейн	Б	45	67	5,0	5,9	1,3	20,8	6240	35	32,5	2540	1000—	>1500	1050—	>1500	1100—	>1500
		30	85	5,3	1,3	2,3	6,1	8070	23	10	5530	1000—	11150	1100—	1300	1150—	1400
Печерский бассейн: Воркутское	ПЖ								35	55	1510	1100—	1300	1150—	>1500	1200—	>1500
		57	66,5	6,0	5,1	0,8	21,6	6300	35								
Александрий- ское и др. (УССР)	Б								35	6	4630	1150—	>1500	1400—	>1500	1400—	>1500
		40	77,5	5,8	2,4	1,5	12,8	7380	30	12	4470	1300—	>1500	>1500			
Грузинская ССР: Ткварчельское Тхвибульское	ПЖ Г	35	80,5	5,9	2,1	1,7	9,8	7630	35	6	4630	1150—	>1500	1400—	>1500	1400—	>1500
		40	77,5	5,8	2,4	1,5	12,8	7380	30	12	4470	1300—	>1500	>1500			
Урал: Кизеловское Егоршинское Челябинское	ПЖ А Б	40	78	5,6	8,8	1,3	6,3	7680	33	5	4850	1000—	1450	1200—	>1500	1250—	1500
		7	90,5	3,7	0,6	0,6	4,6	8080	24	5,5	5770	1350—	>1500	>1500	>1500	>1500	
		43	73	5,2	1,6	1,7	18,5	6720	30	19	3760	1000—	1150	1100—	1350	1150—	1400

Продолжение табл. XIII

Месторождение	Марка	Горючая масса топлива							Сухое топливо Ас в %	Рабочее топливо		Температура плавления золы в °С				
		У в %	С в %	Н в %	В в %	С ₂ в %	Н ₂ в %	О ₂ в %		Q _Н в ккал/кг	W в %	Q _Н в ккал/кг	t ₁	t ₂	t ₃	
Горючие сланцы																
Эстонские	—	81	73,5	9,4	5,1	0,3	11,7	7990	63	10	2600	1170—1400	1300—	>1500	1320—	>1500
Гдовское (Ленинградская обл.)	—	81	73,5	9,5	4,7	0,3	12,1	7990	72	11,5	2040	1140—1430	1220—	>1450	1280—	>1450
Савельевское (Саратовская обл.)	—	71	61	7,7	13,2	1,1	17,0	6530	73,5	17	1500	1050—1260	1130—1275	1150—1290		
Прочие виды топлива																
Торф кусковой фрезерный	—	70	57,8	6,0	0,3	2,5	33,4	5240	11	40	2560	} 800—1400	} 990—	} 1500	} 1010—	} >1500
	—	70	57,8	6,0	0,3	2,5	33,4	5240	11	50	2030					
Дрова	—	85	51,0	6,1	0,0	0,6	42,3	4510	1	35	2700	—	—	—	—	—
Мазут 40 мало-сернистый	—	—	87,5	11,2	0,6	0,7		9750	0,15	3	9420	—	—	—	—	—
	Мазут 40 сернистый	—	85,3	11,0	3,2	0,5		9610	0,25	3	9280	—	—	—	—	—

Примечание. Таблица составлена по данным А. И. Карелина.

ЛИТЕРАТУРА

I. Гидравлика

1. Евреинов В. Н., Гидравлика, Изд. 4-е. Изд-во Министерства речного флота, 1947.
2. Гайдук В. П., Гидравлика. Учебник для техникумов нефтяной промышленности. Гостоптехиздат, 1946.
3. Комов В. А., Гидравлика для техникумов, Сельхозгиз, 1951.
4. Яблонский В. С., Гидравлика для нефтяных техникумов. Гостоптехиздат, 1951.
5. Латышенков А. М., Основы гидравлики. Гидрометеониздат, 1952.
6. Рабинович Е. З., Гидравлика для техникумов. Гостехиздат, 1952.
7. Ахутин А. Н., Сборник задач по гидравлике. Госэнергоиздат, 1941.
8. Флоринский М. М., Насосные установки и станции. Сельхозгиз, 1946.
9. Канторович Б. В., Гидравлические и воздуходувные машины. Металлургиздат, 1950.
10. Знаменский Г. М., Насосы, компрессоры, вентиляторы. Изд. 2-е. Гостехиздат УССР, 1951.
11. Киселев В. Н., Насосы, компрессоры, воздуходувки и вентиляторы. Металлургиздат, 1943.
12. Данилевский В. В., Русская техника. Изд. 2-е. Лениздат, 1947 *.

II. Техническая термодинамика

13. Общая теплотехника Коллективный труд под ред. С. Я Корницкого и Я. М. Рубинштейна. Госэнергоиздат, 1952*.
14. Гареев В. М., Матвеев Г. А., Григорьев С. М., Теплотехника. Трансжелдориздат, 1951*.
15. Сушков В. В., Техническая термодинамика. Госэнергоиздат, 1953.
16. Михеев М. А., Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1949.

III. Топливо и котельные установки

17. Ковалев А. П., Котельные агрегаты. Госэнергоиздат, 1948.
18. Ковалев А. П., Катковская К. Я., Котельные агрегаты. Госэнергоиздат, 1950.
19. Кнорре Г. Ф., Топочные процессы. Госэнергоиздат, 1951.
20. Котельные установки. Том 1. Коллективный труд под ред. М. В. Кирпичева, Э. И. Роома и Т. Т. Усенко. Госэнергоиздат, 1941.
21. Котельные установки. Том 2. Коллективный труд под ред. Э. И. Роома. Госэнергоиздат, 1946.
22. Татищев С. В., Тепловая работа, конструкция и расчет ручных

* Означенная книга использована во всех разделах теплотехники.

топок на местном топливе. Институт технико-экономической информации Госплана СССР, 1945.

23. Щеголов М. М., Топливо, топки и котельные установки. Гос. изд. литературы по строительству и архитектуре, 1953.

IV. Паровые машины

24. Жирицкий Г. С., Паровые машины. Изд. 6-е. Госэнергоиздат, 1951.

25. Бобровский Г. С., Локомобиль и его обслуживание. Госэнергоиздат, 1949.

26. Иноземцев Н. В., Тепловые двигатели. Оборонгиз, 1952*.

27. Богомазов В. К., Беркута А. Д., Куликовский П. П., Паровые двигатели. Гостехиздат УССР, 1952**.

V. Паровые турбины

28. Кантор С. А. и Кириллов И. И., Теория и конструкция паровых турбин. Госэнергоиздат, 1949.

29. Лосев С. М., Паровые турбины. Госэнергоиздат, 1954.

30. Щегляев А. В., Паровые турбины. Госэнергоиздат, 1940.

31. Керцелли Л. И. и Рыжкин В. Я., Тепловые электрические станции. Госэнергоиздат, 1949.

32. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. Госэнергоиздат, 1953.

VI. Двигатели внутреннего сгорания

33. Шляхин П. Н., Паровые турбины. Госэнергоиздат, 1950.

34. Цветков В. Т., Двигатели внутреннего сгорания. Машгиз, 1953.

35. Мелькумов Т. М., Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением. Оборонгиз, 1953.

36. Орлин А. С. и др., Двигатели внутреннего сгорания. Машгиз, 1951.

37. Брилинг Н. Р. и др., Быстроходные дизели. Машгиз, 1951.

38. Кираковский Н. Ф., Стационарные газовые двигатели. Машгиз, 1953.

39. Коллеров Л. К., Газомоторные установки. Машгиз, 1951.

40. Кириллов И. И., Газовые турбины. Машгиз, 1949.

41. Жирицкий Г. С., Газовые турбины. Госэнергоиздат, 1951.

* Книга использована в разделах IV, V и VI.

** Книга использована в разделах IV и V.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Предисловие	3
-----------------------	---

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

ГИДРАВЛИКА, НАСОСЫ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

<i>Глава I. Основные понятия</i>	5
1. Предмет и значение гидравлики	5
2. Физические свойства жидкости	7
<i>Глава II. Гидростатика</i>	11
1. Гидростатическое давление	11
2. Основное уравнение гидростатики	12
3. Закон Паскаля	13
4. Абсолютное и избыточное давление	13
5. Давление жидкости на плоскую стенку	16
6. Давление жидкости на криволинейную стенку	17
7. Плавание тел	18
З а д а ч и	18
<i>Глава III. Гидродинамика</i>	19
1. Основные понятия и термины	19
2. Гидравлическое уравнение неразрывности потока	21
3. Два режима движения жидкости	22
4. Энергия струйки и потока	24
5. Уравнение Бернулли для потока жидкости	25
6. Практические приложения уравнения Бернулли	27
7. Движение жидкости по трубопроводам	30
8. Истечение жидкости из отверстия	37
9. Истечение жидкости через насадку	39
З а д а ч и	41
<i>Глава IV. Насосы</i>	42
1. Устройство и принцип действия поршневых насосов	42
2. Основные типы поршневых насосов и их теоретическая производи- тельность	46
3. Действительная производительность поршневого насоса	49
4. Воздушные колпаки	49
5. Мощность, потребляемая насосом, и его коэффициент полез- ного действия	50
6. Примеры устройства поршневых насосов	51
7. Устройство и принцип действия центробежных насосов	52
8. Основное уравнение центробежного насоса	54

9. Влияние числа оборотов на работу центробежного насоса и его характеристика	56
10. Сравнение центробежных и поршневых насосов	58
11. Пропеллерный и винтовой насосы	58
12. Струйный, шестеренчатый и крыльчатый насосы	59
Глава V. Гидравлические двигатели	61
1. Принцип действия гидравлических двигателей	61
2. Устройство гидравлических турбин	63
3. Гидротехнические сооружения	68

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕОРИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Техническая термодинамика	72
1. Тепловая энергия	72
2. Техническая термодинамика	73
3. Основные параметры состояния рабочего тела	73
Глава I. Газовые законы	77
1. Идеальный газ	77
2. Закон Авогадро	78
3. Уравнение состояния для газов	80
4. Применение газовых законов к реальным газам	82
З а д а ч и	83
Глава II. Газовые смеси	84
1. Понятие о газовой смеси	84
2. Закон Дальтона	84
3. Весовой и объемный составы смеси	84
4. Удельный вес и удельный объем смеси	86
5. Газовая постоянная смеси	87
6. Кажущийся молекулярный вес	88
7. Соотношения между объемными и весовыми долями	89
З а д а ч и	90
Глава III. Первый закон термодинамики	90
1. Термодинамический процесс. Равновесный и реальный процессы	90
2. Графическое изображение процесса в pr -координатах	92
3. Абсолютная работа расширения или сжатия газа	94
4. Единица измерения количества тепла	96
5. Внутренняя энергия газа	97
6. Принцип эквивалентности теплоты и работы	97
7. Первый закон термодинамики	98
Глава IV. Удельная теплоемкость	100
1. Основные определения	100
2. Связь между весовой, мольной и объемной теплоемкостями	101
3. Теплоемкость при постоянном объеме и при постоянном давлении	102
4. Истинная и средняя теплоемкости	104
5. Справочные формулы теплоемкостей газов	107

6. Теплоемкость смеси газов	108
7. Количество тепла, необходимого для нагревания газа	109
З а д а ч и	111
Глава V. Термодинамические процессы	112
1. Основные термодинамические процессы	112
2. Изохорный процесс	112
3. Изобарный процесс	114
4. Изотермический процесс	116
5. Адиабатный процесс	119
6. Политропные процессы	124
З а д а ч и	128
Глава VI. Второй закон термодинамики	129
1. Круговой процесс или цикл	129
2. Цикл Карно для идеального газа	131
3. Второй закон термодинамики	133
4. sT -диаграмма. Математическое выражение энтропии	133
5. Графическое изображение основных термодинамических процессов в sT -диаграмме для 1 кг идеального газа	134
6. Цикл Карно в sT -координатах	136
7. Изменение энтропии изолированной системы	137
Глава VII. Теоретический компрессор	138
1. Принцип работы поршневого компрессора	138
2. Работа, потребляемая теоретическим компрессором	140
3. Многоступенчатый компрессор	141
Глава VIII. Водяной пар	142
1. Процесс парообразования	142
2. Графическое изображение процесса парообразования в pr -координатах	144
3. Удельный объем воды и пара	146
4. Понятие об энтальпии (теплосодержании)	147
5. Энтальпия воды и пара	148
6. Таблицы водяного пара и пользование ими	151
7. si -диаграмма	155
З а д а ч и	157
Глава IX. Истечение газов и паров	159
1. Основные формулы истечения	159
2. Критическое отношение давлений и критическая скорость	163
3. Расчет сопел по si -диаграмме	165
4. Дросселирование пара	169
З а д а ч и	170
Глава X. Идеальный цикл паросиловой установки (цикл Ренкина)	171
1. Цикл Ренкина	171
2. Коэффициент полезного действия цикла Ренкина	173
3. Удельный расход пара в цикле Ренкина	174
4. Способы повышения экономичности парового цикла	174
5. Пар высоких начальных параметров	177
6. Теплофикация	177
З а д а ч и	178

Теория теплопередачи	179
Глава XI. Передача тепла теплопроводностью, конвекцией и излучением	179
1. Основные случаи распространения тепла	179
2. Передача тепла теплопроводностью через плоскую стенку	180
3. Конвективный теплообмен	181
4. Лучистый теплообмен	184
5. Теплопередача через плоскую стенку	186

Глава XII. Теплообменные аппараты	190
---	-----

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

ТОПЛИВО И КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Глава I. Топливо и его характеристики	193
1. Виды топлива и их происхождение	193
2. Состав топлива	193
3. Теплотворность топлива	196

Глава II. Основные виды топлива СССР	198
1. Топливные ресурсы СССР	198
2. Краткая характеристика основных видов топлива	198

Глава III. Процесс горения топлива	203
1. Процесс горения топлива	203
2. Состав газообразных продуктов сгорания	206
3. Вычисление коэффициента избытка воздуха	208
4. Вычисление объема газообразных продуктов сгорания	208
5. Энтальпия (теплосодержание) продуктов сгорания и воздуха	209

Глава IV. Котельная установка и ее работа	212
1. Назначение и типы котельных установок	212
2. Основные элементы котельной установки	213
3. Основные характеристики котельного агрегата	216
4. Коэффициент полезного действия котельного агрегата	218
5. Потери тепла от механической и химической неполноты сгорания и потери в окружающую среду; коэффициент полезного действия топки	219
6. Потери тепла с отходящими газами и тепловой баланс котельного агрегата	220
7. Теоретическая температура горения и топочный экран	224

Глава V. Устройство паровых котлов	226
1. Устройство простейшего парового котла	226
2. Котлы с дымогарными трубками и комбинированные котлы	231
3. Водотрубные котлы с камерами или с секциями	232
4. Бескамерные водотрубные котлы	239
5. Прямоточные котлы	248
6. Котлы высокого давления	250

Глава VI. Топки	252
1. Топки с неподвижным слоем топлива	252
2. Топки с подвижным слоем топлива	257
3. Камерные топки для твердого топлива	265
4. Камерные топки для сжигания жидкого и газообразного топлива	272

Глава VII. Пароперегреватели, экономайзеры, воздухоподогреватели и вспомогательное оборудование котельных	274
1. Пароперегреватели	274
2. Экономайзеры	276
3. Воздухоподогреватели	278
4. Устройства для дутья и тяги	279
5. Паропроводы	279
6. Питательные устройства и водоподготовка	281
7. Хранение топлива, топливоподача и золоудаление	283
8. Расчет поверхностей нагрева котельного агрегата	284
Глава VIII. Эксплуатация котельных установок	286
1. Правила эксплуатации котельных установок	286
2. Техничко-экономические показатели работы котельных установок	288
3. Методы повышения паропроизводительности и экономичности котельных установок	288

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

Глава I. Рабочий процесс паровой машины	290
1. Принцип действия и главнейшие части паровой машины	290
2. Сведения из истории развития паровой машины	292
3. Теоретическая и действительная диаграммы работы пара в машине	293
4. Индикатор. Среднее индикаторное давление	296
5. Индикаторная и эффективная мощности	297
6. Потери в паровой машине и методы борьбы с ними	299
7. Коэффициенты полезного действия паровой машины и паросило-вой установки	302
8. Расход пара паровой машиной при переменной нагрузке	304
9. Конденсация отработавшего пара	305
10. Использование отработавшего пара	306
Глава II. Парораспределение и регулирование мощности паровой машины	307
1. Золотниковое парораспределение	307
2. Клапанное парораспределение	311
3. Кривошипно-шатунный механизм и маховик	313
4. Регулирование мощности машин	315
Глава III. Устройство паровых машин	317
1. Классификация паровых машин	317
2. Примеры выполнения паровых машин	318

РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Глава I. Основные понятия и рабочий процесс	326
1. Понятие о паровой турбине	326
2. Активный принцип действия турбины	327
3. Ступени скорости	329
4. Реактивный принцип действия турбин	330

5. Комбинированные турбины	333
6. Рабочий процесс в соплах турбины	334
7. Работа пара на лопатках	338
8. Коэффициент полезного действия на лопатках ступени да- вления	340
9. Внутренний процесс паровой турбины; потери и коэффициенты полезного действия	343
10. Расход пара в турбине и его изменение с нагрузкой тур- бины	346
11. Способы регулирования мощности паровых турбин	348
Глава II. Устройство паровых турбин	354
1. Классификация паровых турбин	354
2. Развитие турбостроения в Советском Союзе	357
3. Однодисковая активная турбина со ступенями скорости (с про- тиводавлением)	358
4. Многоступенчатая активная конденсационная турбина средней мощности.	361
5. Одноцилиндровая конденсационная активная турбина мощ- ностью 50 000 квт при 3000 об/мин	364
6. Двухцилиндровая турбина мощностью 50 000 квт с промежу- точным отбором пара	366
7. Двухцилиндровая турбина высокого давления мощностью 100 000 квт	366
8. Конденсационные устройства паротурбинных установок	367
Глава III. Паротурбинные электростанции	372
1. Понятие о теплосиловых установках	372
2. Устройство паротурбинной электростанции	373
3. Техничко-экономические показатели работы электростанций	375
4. Развитие теплоэнергетики в СССР.	376

РАЗДЕЛ ШЕСТОЙ

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Глава I. Рабочий процесс двигателей внутреннего сгорания	379
1. Краткие сведения по истории развития двигателей внутрен- него сгорания	379
2. Теоретические циклы двигателей внутреннего сгорания	380
3. Принцип работы четырехтактных двигателей	384
4. Принцип работы двухтактных двигателей	387
5. Методы смесеобразования и зажигания	390
6. Индикаторная и эффективная мощности двигателей внутрен- него сгорания	392
7. Тепловой баланс, коэффициенты полезного действия, расход топ- лива в двигателях	394
Глава II. Устройство двигателей внутреннего сгорания	397
1. Классификация двигателей внутреннего сгорания	397
2. Основные узлы двигателей	398
3. Устройство двигателей с внутренним смесеобразованием.	401
4. Устройство двигателей с внешним смесеобразованием	412
5. Перевод двигателей с жидкого топлива на газообразное	421
6. Применение двигателей внутреннего сгорания	422

*РАЗДЕЛ СЕДЬМОЙ***ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ И ТУРБОРЕАКТИВНЫЕ
ДВИГАТЕЛИ**

<i>Глава I. Рабочий процесс газовой турбины и первые этапы ее развития</i>	424
<i>Глава II. Элементы конструкции газовой турбины</i>	427
<i>Глава III. Турбореактивный двигатель</i>	430
<i>Приложения</i>	432

Техн. редактор С. М. Попова
Корректоры О. И. Семенова
и В. А. Перевозчикова

Сдано в производство 8/VI 1954 г.

Подписано к печати 26/X 1954 г.

Т-07922. Тираж 20 000 экз. (1-й завод)

Печ. л. 30,4 (3 вкл.). Уч.-изд. л. 30.

Бум. л. 15,2. Формат 60×92¹/₁₆.

Заказ № 802.

1-я типография Машгиза,
Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
33 145	16-я снизу Табл. 3, 1-я графа. 3 и 2-я снизу	9,81 м/сек Паровичный спекшийся	9,81 msec ² Паровичный спекающийся
201	Фиг. 30	v_0	v'_0
263	Табл. 9, 3-я графа (в головке)	$\frac{Q}{V_m}$ в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^3\text{час}}$	$\frac{Q}{V_m}$ в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^3\text{час}}$
393 415	Формула (4в) 8-я сверху	225г катушки	225Т катушки в моменты разрыва первичной цепи

С. П. В р а ш е в и др. Машиноведение, Зак. 802.

Опечатки из списка замеченных опечаток
в данном экземпляре исправлены