

## **Глава 11. Теплосиловые паровые циклы**

11.1. Цикл Карно

11.2. Цикл Ренкина

11.3. Анализ цикла Ренкина с учетом потерь от необратимости

11.4. Цикл с промежуточным перегревом пара

11.5. Регенеративный цикл

11.6. Бинарные циклы

11.7. Циклы парогазовых установок

11.8. Теплофикационные циклы

## Глава одиннадцатая

# ТЕПЛОСИЛОВЫЕ ПАРОВЫЕ ЦИКЛЫ

В современной стационарной теплоэнергетике в основном используются паровые теплосиловые установки. Теплосиловые установки, в которых в качестве рабочего тела применяется пар, имеют некоторые особенности и преимущества, существенно отличающие их от теплосиловых установок с газообразным рабочим телом.

Наиболее распространенным рабочим телом теплосиловых паровых циклов является вода — самое доступное и дешевое рабочее тело. Специфические требования к рабочим телам паросиловых установок сформулированы в § 11.6 на основе анализа способов повышения эффективности циклов этих установок. Пока отметим лишь желательность того, чтобы при атмосферном давлении и комнатной температуре рабочее тело находилось в жидком состоянии.

к оглавлению Главы 11

### 11.1. Цикл Карно

Использование рабочего тела, изменяющего в течение цикла свое агрегатное состояние, позволяет осуществить на практике цикл Карно.

Напомним, что цикл Карно состоит из двух адиабат и двух изотерм. Практически осуществление адиабатных процессов не представляет особых трудностей. Отклонения реальных адиабатных процессов расширения и сжатия от изоэнтропы, обусловленные необратимостью процессов течения, конечно, приводят к уменьшению термического КПД цикла, однако это уменьшение не слишком велико.

Практическое осуществление изотермических процессов подвода и отвода теплоты в газовых теплосиловых установках сопряжено с непреодолимыми трудностями. Как было показано в § 7.9 и в гл. 10, для того чтобы по возможности приблизить реальные процессы к изотермическим, применяют многоступенчатое сжатие воздуха с промежуточным охлаждением (в компрессорах) и ступенчатый подвод теплоты (в газотурбинных установках).

Совершенно иначе обстоит дело в паросиловых циклах.

В случае потока вещества технически наиболее просто осуществимым процессом подвода или отвода теплоты является изобарный процесс. Ранее были рассмотрены условия протекания изобарного процесса подвода или отвода теплоты при постоянной температуре. Это — процесс фазового перехода чистого вещества из жидкого в газообразное состояние. В самом деле, внутри двухфазной области состояний чистого вещества изобары совпадают с изотермами; следовательно, изобарный процесс подвода теплоты к влажному пару (т.е. парообразование), равно как и изобарный процесс отвода теплоты от влажного пара (т.е. конденсация), легко осуществимы на практике, представляют собой в то же время изотермические процессы. Отсюда следует, что если использовать влажный пар в качестве рабочего тела и осуществить цикл, составленный из двух адиабат и двух изобар (которые в то же время являются изотермами), то это и будет цикл Карно.

Схема теплосиловой установки, в которой осуществляется цикл Карно на влажном паре, представлен на рис. 11.1. В паровой котел  $I$  поступает влажный водяной пар малой степени сухости  $x$ . За счет сгорания в топке котла топлива (уголь, мазут, природный газ и др.) к влажному пару подводится теплота, и степень сухости пара повышается до значений  $x$ , близких к единице. Процесс под-

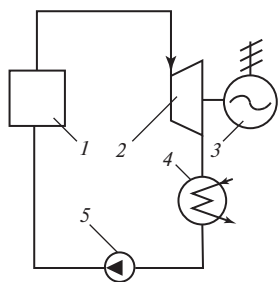


Рис. 11.1

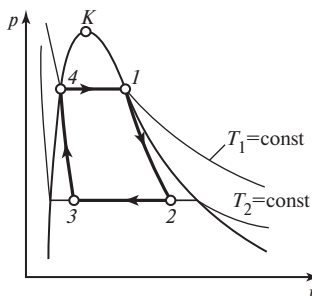
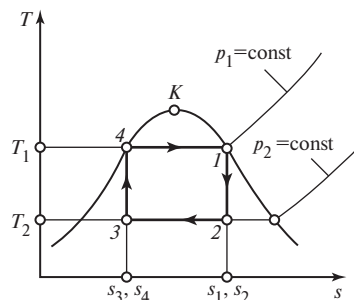


Рис. 11.2



вода теплоты в котле происходит при постоянном давлении  $p_1$  и при постоянной температуре  $T_1$ .

Из котла пар поступает в паровую турбину 2. При расширении в турбине поток пара приобретает значительную кинетическую энергию. На лопатках рабочего колеса турбины эта энергия превращается в кинетическую энергию вращения рабочего колеса и затем в электроэнергию с помощью электрогенератора 3, вращаемого турбиной.

На выходе из турбины влажный пар имеет давление  $p_2$  и соответствующую этому давлению температуру  $T_2$ . Далее пар поступает в конденсатор 4 — теплообменник, в котором с помощью охлаждающей воды от пара отводится теплота, пар конденсируется и, следовательно, степень его сухости уменьшается.

Процесс отвода теплоты от пара в конденсаторе осуществляется при постоянном давлении.

После конденсатора влажный пар поступает в компрессор 5, в котором он адиабатно сжимается до давления  $p_1$ . Затем влажный пар вновь поступает в котел, и цикл замыкается.

Таким образом, на участке цикла от выхода из компрессора до входа в турбину давление рабочего тела равно  $p_1$ , а на участке цикла от выхода из турбины и до входа в компрессор давление рабочего тела равно  $p_2$ ; конечно, вследствие неизбежных гидравлических потерь при течении пара в трубопроводах давление вдоль потока пара несколько снижается, но этими потерями напора в первом приближении можно пренебречь.

Описанный цикл изображен в  $p, v$ - и  $T, s$ -диаграммах на рис. 11.2.

Подвод теплоты  $q_1$  к пару в котле осуществляется по изобаре-изотерме 4-1, процесс расширения в паровой турбине — по адиабате 1-2, отвод теплоты  $q_2$  в конденсаторе — по изобаре-изотерме 2-3, сжатие пара в компрессоре — по адиабате 3-4. При расширении по адиабате от состояния вблизи правой пограничной кривой степень сухости пара уменьшается; при адиабатном сжатии в состоянии вблизи левой пограничной кривой влажность пара возрастает. Отвод теплоты в конденсаторе должен осуществляться до тех пор, пока влажный пар не достигнет состояния, которое определяется следующим условием: при сжатии по адиабате от состояния 3 с давлением  $p_2$  до давления  $p_1$  конечное состояние рабочего тела не должно оказаться за пределами области насыщения.

Термический КПД обратимого цикла Карно, осуществляемого во влажном паре, как и цикла Карно с любым другим рабочим телом, определяется уравнением (3.32):

$$\eta_{\text{т}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}.$$

Реальный цикл, осуществляемый во влажном паре и составленный из двух изобар-изотерм и двух адиабат, условно изображен в  $T, s$ -диаграмме на рис. 11.3 с учетом необратимых потерь на трение при расширении пара в турбине и при его сжатии в компрессоре. Здесь  $s_2 - s_1$  — увеличение энтропии пара в процессе адиабатного расширения, обусловленное трением, а  $s_4 - s_3$  — увеличение энтропии пара при его сжатии в компрессоре.

Из сказанного выше следует, что осуществление цикла Карно во влажном паре вполне возможно. Поскольку критическая температура воды сравнительно невысока ( $374,15\text{ }^\circ\text{C}$ ), невелик и интервал температур между нижней (порядка  $25\text{ }^\circ\text{C}$ ) и верхней (не выше  $340\text{—}350\text{ }^\circ\text{C}$ ) температурами цикла, ибо при большем приближении к критической точке резко сужается длина изобарно-изотермического участка  $4-1$  и, следовательно, относительно большую роль начинают играть снижающие термический КПД цикла неизоэнтропные участки  $1-2$  и  $3-4$ ; степень заполнения цикла уменьшается (см. рис. 11.3). Однако даже в этом сравнительно узком интервале предельных температур величина  $\eta_T$  для обратимого цикла Карно, осуществляемого во влажном паре, оказывается весьма значительной:

$$\eta_T = 1 - \frac{25 + 273,15}{350 + 273,15} = 0,52.$$

С учетом условий работы теплосилового оборудования практическое осуществление этого цикла нецелесообразно, так как при работе на влажном паре, который представляет собой поток сухого насыщенного пара со взвешенными в нем капельками воды, что обуславливает тяжелые условия работы проточных частей турбин и компрессоров, течение становится газодинамически несовершенным и внутренний относительный КПД этих машин  $\eta_{oi}$  снижается.

Вследствие этого внутренний абсолютный КПД цикла  $\eta_i = \eta_T n_{oi}$  оказывается сравнительно малым.

Важно и то, что компрессор для сжатия влажного пара с малыми давлениями и большими удельными объемами представляет собой весьма громоздкое, неудобное в эксплуатации устройство, на привод которого затрачивается чрезмерно большая энергия.

По этим причинам цикл Карно, осуществляемый во влажном паре, не нашел практического применения.

к оглавлению Главы 11

## 11.2. Цикл Ренкина

Перечисленные выше недостатки, присущие паросиловой установке, в которой осуществляется цикл Карно на влажном паре, могут быть частично устранены, если отвод теплоты от влажного пара в конденсаторе производить до тех пор, пока весь пар полностью не сконденсируется.

В этом случае сжатие от давления  $p_2$  до давления  $p_1$  подлежит не влажный пар малой плотности, а вода. По сравнению с удельным объемом влажного пара в точке 3 (см.  $T, s$ -диаграмму на рис. 11.2) удельный объем воды весьма мал, а ее сжимаемость пренебрежимо мала по сравнению со сжимаемостью влажного пара. Для перемещения воды из конденсатора в котел с одновременным повышением ее давления применяются не компрессоры, а насосы, компактные и простые по устройству, потребляющие весьма мало энергии для своего привода.

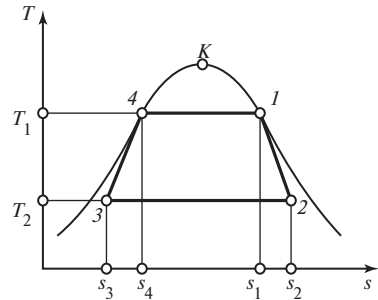


Рис. 11.3

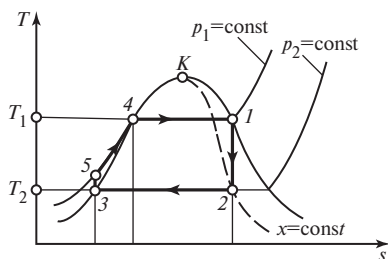


Рис. 11.4

Такой цикл был предложен в 50-х годах XIX века почти одновременно шотландским инженером и физиком У. Ренкином и Р. Клаузиусом; обычно этот цикл называют циклом Ренкина. Схема теплосиловой установки с циклом Ренкина аналогична схеме установки, представленной на рис. 11.1, с той лишь разницей, что в схеме, работающей по циклу Ренкина, 5 — не компрессор влажного пара, а водяной насос.

Цикл Ренкина в  $T, s$ -диаграмме изображен на рис. 11.4. Влажный пар в конденсаторе полностью конденсируется по изобаре  $p_2 = \text{const}$  (точка 3 на рис. 11.4). Затем вода сжимается насосом от давления  $p_2$  до давления  $p_1$ ; этот адиабатный процесс показан в  $T, s$ -диаграмме вертикальным отрезком 3-5.

Длина отрезка 3-5 в  $T, s$ -диаграмме весьма мала; как уже отмечалось в гл. 6, в области жидкости изобары в  $T, s$ -диаграмме проходят очень близко друг от друга. Благодаря этому при изэнтропном сжатии воды, находящейся при температуре 25 °С и давлении насыщения 3,1 кПа, до давления 29 400 кПа температура воды возрастает менее чем на 1 °С, и можно с хорошей степенью приближения считать, что в области жидкости изобары воды практически совпадают с левой пограничной кривой; поэтому зачастую при изображении цикла Ренкина в  $T, s$ -диаграмме изобары в области жидкости сливаются с левой пограничной кривой.

Малая длина отрезка адиабаты 3-5 свидетельствует о малой работе, затрачиваемой насосом на сжатие воды. Малая работа сжатия по сравнению с работой, производимой водяным паром в процессе расширения 1-2, является важным преимуществом цикла Ренкина.

Напомним, что, как показано в § 5.9 применительно к сжатию газа в компрессоре, работа, затрачиваемая на собственно сжатие газа от давления  $p_2$  до давления  $p_1$ , определяется соотношением (7.188), которое для 1 кг рабочего тела запишется следующим образом:

$$l_{2-1} = \int_{v(p_2)}^{v(p_1)} p \, dv$$

[так как  $v(p_1) < v(p_2)$ , то  $l_{2-1} < 0$ ], а работа, затрачиваемая на осуществление всего цикла компрессора (так называемая техническая работа сжатия) определяется соотношением (7.196а):

$$l = - \int_{p_2}^{p_1} v \, dp.$$

Напомним также, что для адиабатного сжатия в соответствии с уравнением (8.15)

$$l = -(h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}),$$

где  $h_{\text{вых}}$  и  $h_{\text{вх}}$  — энтальпия сжимаемого газа после сжатия на выходе из компрессора (давление  $p_1$ ) и до сжатия (давление  $p_2$ ).

Уравнения (7.188) и (7.196а) не зависят от вида сжимаемого вещества; разумеется, они в полной мере справедливы и для сжатия жидкости с помощью насоса.

В первом приближении, вполне достаточном для технических расчетов, воду можно считать практически несжимаемой ( $v_{\text{в}} = \text{const}$ , т.е.  $dv_{\text{в}} = 0$ ) и, следовательно,  $l_{\text{сж}} = 0$ .

Техническую работу насоса получаем, вынося в уравнении (7.196а) величину  $v_{\text{в}}$  за знак интеграла:

$$l_{\text{нас}} = -v_{\text{в}}(p_1 - p_2) \tag{11.1}$$

(знак «минус» показывает, что работа должна быть подведена к насосу извне).

Техническая работа насоса, сжимающего воду, также весьма мала; например, если вода сжимается от давления  $p_2 = 3,1$  кПа до давления  $p_1 = 49\,030$  кПа, то, как показывает расчет по уравнению (11.1):

$$l_{\text{нас}} = 49,0 \text{ кДж/кг}^1).$$

Этот же результат можно получить, используя уравнение (8.15). Для этого с помощью  $h, s$ -диаграммы или таблиц термодинамических свойств водяного пара нужно найти разность энтальпий воды на данной изобаре при давлениях  $p_1$  и  $p_2$ .

Из насоса вода под давлением  $p_1$  поступает в котел, где к ней в изобарном процессе  $p_1 = \text{const}$  подводится теплота. Вначале вода в котле нагревается до кипения (участок 5-4 изобары  $p_1 = \text{const}$  на рис. 11.4), а затем, по достижении температуры кипения, происходит процесс парообразования (участок 4-1 изобары  $p_1 = \text{const}$  на рис. 11.4). Сухой насыщенный пар, получаемый в котле, поступает в турбину; процесс расширения в турбине изображается адиабатой 1-2. Отработанный влажный пар поступает в конденсатор, и цикл замыкается.

**Термический КПД цикла Ренкина.** Что касается термического КПД, то цикл Ренкина представляется менее выгодным, чем обратимый цикл Карно, изображенный на рис. 11.2, поскольку степень заполнения цикла (равно как и средняя температура подвода теплоты) для цикла Ренкина оказывается меньше, чем для цикла Карно. Однако с учетом реальных условий осуществления цикла и значительно меньшего влияния необратимости процесса сжатия воды по сравнению со сжатием влажного пара на общий КПД цикла экономичность цикла Ренкина выше экономичности соответствующего цикла Карно во влажном паре. Вместе с тем замена громоздкого компрессора для сжатия влажного пара компактным водяным насосом позволяет существенно снизить затраты на сооружение теплосиловой установки и упростить ее эксплуатацию.

Благодаря отмеченным обстоятельствам внутренние абсолютные КПД сравниваемых циклов будут примерно одинаковыми.

Для того чтобы увеличить термический КПД цикла Ренкина, применяют так называемый *перегрев пара* в специальном элементе котла — *пароперегревателе* (ПП на рис. 11.5), где пар нагревается до температуры, превышающей температуру насыщения при данном давлении  $p_1$ . Цикл Ренкина с перегретым паром в  $T, s$ -диаграмме показан на рис. 11.6. В этом случае средняя температура подвода теплоты увеличивается по сравнению с температурой подвода теплоты в цикле без перегрева и, следовательно, термический КПД цикла возрастает.

Из рис. 11.6 видно, что для цикла с перегревом процесс расширения пара в турбине 1-2, осуществляемый до того же, что и раньше, давления  $p_2$ , заканчивается внутри двухфазной области в районе более высоких степеней сухости, чем для цикла, изображенного на рис. 11.4. Благодаря этому условия работы проточной части турбины оказываются более легкими и, следовательно, повышаются внутренний относительный КПД турбины  $\eta_{oi}$  и внутренний КПД цикла  $\eta_i$ ; величина  $\eta_i$  для цикла с перегревом возрастает как за счет роста  $\eta_T$ , так и за счет роста  $\eta_{oi}$ .

Цикл Ренкина с перегревом пара является основным циклом теплосиловых установок, применяемых в современной теплоэнергетике.

<sup>1)</sup> Отметим, что для сжатия идеального газа в том же интервале давлений нужно затратить во много раз большую работу [например, для идеального газа с  $k = 1,4$  и  $R = 490$  Дж/(кг · К) работа сжатия составит 5380 кДж/кг].

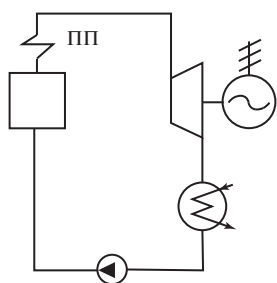


Рис. 11.5

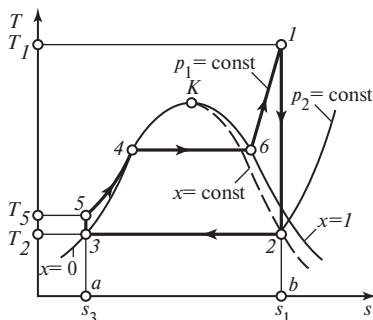


Рис. 11.6

Количество теплоты  $q_1$ , подводимой к рабочему телу в цикле, изображается в  $T, s$ -диаграмме на рис. 11.6 площадью  $a-3-5-4-6-1-b-a$ . Теплота  $q_2$ , отводимая в цикле, эквивалентна площади  $a-3-2-b-a$ , а работа цикла — площади  $3-5-4-6-1-2-3$ .

Поскольку процессы подвода и отвода теплоты в цикле Ренкина осуществляются по изобарам, а в изобарном процессе количество подведенной (отведенной) теплоты равно разности энтальпий рабочего тела в начале и конце процесса, то применительно к циклу Ренкина можно записать:

$$q_1 = h_1 - h_5; \quad (11.2)$$

$$q_2 = h_2 - h_3 \quad (11.3)$$

(индексы у величин  $h$  соответствуют обозначениям состояний рабочего тела на рис. 11.6).

Здесь  $h_1$  — энтальпия перегретого водяного пара на выходе из котла<sup>1)</sup> (при давлении  $p_1$  и температуре  $T_1$ );  $h_5$  — энтальпия воды на входе в котел, т.е. на выходе из насоса (при давлении  $p_1$  и температуре  $T_5$ );  $h_2$  — энтальпия влажного пара на выходе из турбины, т.е. на входе в конденсатор (при давлении  $p_2$  и степени сухости  $x$ ), а  $h_3$  — энтальпия воды на выходе из конденсатора (она равна энтальпии воды на линии насыщения  $h'$  при температуре насыщения  $T_2$ , однозначно определяемой давлением  $p_2$ ).

С учетом этих соотношений получаем из общего уравнения для термического КПД цикла

$$\eta_T = \frac{q_1 - q_2}{q_1}$$

применительно к обратимому циклу Ренкина:

$$\eta_T = \frac{(h_1 - h_5) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_5}. \quad (11.4)$$

Это уравнение может быть записано в следующем виде:

$$\eta_T = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}{h_1 - h_5}. \quad (11.4a)$$

Разность  $h_1 - h_2$  представляет собой располагаемый перепад энтальпий, преобразуемый в кинетическую энергию потока и затем в работу в турбине, раз-

<sup>1)</sup> Предполагается для простоты, что на пути от котла до турбины давление и температура пара не изменяются. В действительности из-за гидравлического сопротивления паропровода и неизбежных тепловых потерь давление и температура пара несколько снижаются.

ность же  $h_5 - h_3$  — это в соответствии с (8.15) техническая работа насоса. Таким образом, работу, производимую в цикле, можно рассматривать как разность работы, полученной в турбине, и работы, затрачиваемой на привод насоса.

Условимся в дальнейшем обозначать:

$$l_T^{\text{теор}} = h_1 - h_2; \tag{11.5}$$

$$l_{\text{нас}}^{\text{теор}} = h_5 - h_3, \tag{11.6}$$

тогда

$$l_{\text{ц}}^{\text{обр}} = l_T^{\text{теор}} - l_{\text{нас}}^{\text{теор}}; \tag{11.7}$$

индексы «теор» и «обр» показывают, что эти величины относятся к теоретическому обратимому циклу без учета потерь, обусловленных необратимостью реальных процессов; индекс «т» — величины относятся к турбине; «нас» — к насосу.

Не следует смешивать величину  $l_T^{\text{теор}}$  с работой расширения, а  $l_{\text{нас}}^{\text{теор}}$  — с работой сжатия в цикле. На рис. 11.7 цикл Ренкина изображен в  $p, v$ -диаграмме (обозначения те же, что и на рис. 11.6). В этой диаграмме 5-4-6-1 — изобара  $p_1 = \text{const}$ , по которой осуществляется подвод теплоты в цикле; 1-2 — адиабата расширения пара в турбине; 2-3 — изобара  $p_2 = \text{const}$  отвода теплоты в конденсаторе и 3-5 — адиабата сжатия воды в насосе (вследствие малой сжимаемости воды эта адиабата практически совпадает с изохорой). Как видно из этой диаграммы, работа расширения равна площади  $c-5-1-2-d-c$ , работа сжатия — площади  $c-3-2-d-c$  и работа цикла — площади  $1-2-3-5-1$ .

Что же касается величин  $l_T^{\text{теор}} = h_1 - h_2$  и  $l_{\text{нас}}^{\text{теор}} = h_5 - h_3$ , то они изображаются в  $p, v$ -диаграмме следующим образом. В соответствии с уравнением (8.15)  $h_1 - h_2$  изображается площадью  $1-2-m-n-1$ . Разность  $h_5 - h_3$  согласно (7.196а) изображается площадью  $5-3-m-n-5$ . Отсюда следует, что работа цикла, равная разности  $l_T^{\text{теор}}$  и  $l_{\text{нас}}^{\text{теор}}$ , изображается площадью  $1-2-3-5-1$ .

С учетом уравнения (11.1) для технической работы насоса

$$h_5 - h_3 = v_B(p_1 - p_2) \tag{11.8}$$

соотношение (11.4а) запишется в виде

$$\eta_T = \frac{(h_1 - h_2) - v_B(p_1 - p_2)}{h_1 - h_5}. \tag{11.9}$$

Уравнения (11.4а) и (11.9) позволяют с помощью  $h, s$ -диаграммы или таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара определить величину термического КПД обратимого цикла Ренкина по известным значениям так называемых начальных параметров пара (т.е. параметров пара на входе в турбину) при  $p_1$  и  $T_1$  и давления пара в конденсаторе.

Так, если в турбину поступает пар с давлением  $p_1 = 16,67$  МПа и температурой  $T_1 = 550$  °С, а давление пара в конденсаторе поддерживается равным  $p_2 = 4$  кПа ( $0,04$  кг/см<sup>2</sup>), то расчет значения  $\eta_T$  цикла Ренкина ведется следующим обра-

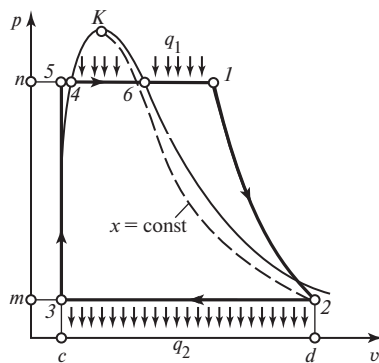


Рис. 11.7



зом. Из таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара находим<sup>1)</sup>, что энтальпия пара при давлении 16,67 МПа и температуре 550 °С составляет  $h_1 = 3438$  кДж/кг, энтропия пара при этом равна  $s_1 = 6,4619$  кДж/(кг · К). С помощью  $h, s$ -диаграммы (или же расчетным путем) находим значение энтальпии влажного пара  $h_2$  при давлении  $p_2 = 4$  кПа и значении энтропии как в точке 1 (в обратимом процессе адиабата расширения совпадает с изоэнтропой). Эта величина равна  $h_2 = 1945$  кДж/кг.

Энтальпия воды на линии насыщения при давлении  $p_2 = 4$  кПа равна  $h_3 = 120$  кДж/кг. Энтропия воды в этом состоянии равна 0,4178 кДж/(кг · К). Найдим с помощью таблиц свойств воды и водяного пара значение энтальпии воды в точке 5, на выходе из насоса, при давлении 16,67 МПа и значении энтропии как в точке 3:  $h_5 = 137$  кДж/кг (при этом температура воды  $T_5 = 29$  °С).

Таким образом,  $h_1 - h_2 = 1493$  кДж/кг;  $h_5 - h_3 = 17$  кДж/кг;  $h_1 - h_5 = 3301$  кДж/кг. Подставляя эти значения в уравнение (11.4а), получаем, что термический КПД рассматриваемого обратимого цикла Ренкина составляет  $\eta_T = 0,46$ . Укажем для сравнения, что термический КПД обратимого цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур (550—28,6 °С), составляет  $\eta^{o.u.K} = 0,63$ , т.е. значительно выше, чем подсчитанный нами КПД обратимого цикла Ренкина.

На рис. 11.8 цикл Ренкина изображен в  $h, s$ -диаграмме (обозначения состояний те же, что и на  $T, s$ - и  $p, v$ -диаграммах на рис. 11.6 и 11.7). Очевидно, что в соответствии с уравнением (11.4а) в этой диаграмме расстояние по ординате между точками 1 и 2 соответствует работе, производимой турбиной, расстояние между точками 5 и 3 — работе, затрачиваемой в насосе, расстояние между точками 1 и 5 — теплоте  $q_1$ , подводимой в цикле, а между точками 2 и 3 — теплоте  $q_2$ , отводимой в цикле.

Если пренебречь значением работы насоса  $h_5 - h_3$  вследствие ее малости по сравнению с располагаемым перепадом энтальпий  $h_1 - h_2$ , срабатываемым в турбине, т.е. считать, что  $h_3 \approx h_5$ , то уравнение (11.4а) можно записать в следующем виде:

$$\eta_T \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}. \quad (11.10)$$

Это соотношение вполне приемлемо для прикидочных расчетов циклов паросиловых установок низкого давления. Для установок высокого давления значением работы насоса пренебрегать нельзя.

Выясним, как зависит термический КПД цикла Ренкина от параметров водяного пара.

При одном и том же значении начальных параметров пара ( $p_1$  и  $T_1$ ) снижение давления в конденсаторе  $p_2$  будет приводить к росту  $\eta_T$ : поскольку в двухфазной области давление однозначно связано с температурой, то уменьшение  $p_2$  означает уменьшение температуры отвода теплоты в цикле  $T_2$ ; таким образом, температурный интервал цикла расширяется и термический КПД растет.

<sup>1)</sup> Рассматриваемый пример относится к циклу с реальной паротурбинной установкой, имеющей начальные параметры  $p_1 = 170$  кгс/см<sup>2</sup> и  $T_1 = 550$  °С при давлении в конденсаторе  $p_2 = 0,04$  кгс/см<sup>2</sup>. В этой связи использованные в расчете значения  $h$  и  $s$  брались из таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара, составленных по круглым значениям давлений, выраженных в кгс/см<sup>2</sup>, а затем переводились в единицы СИ. Сказанное относится и к примеру, рассматриваемому в § 11.3.

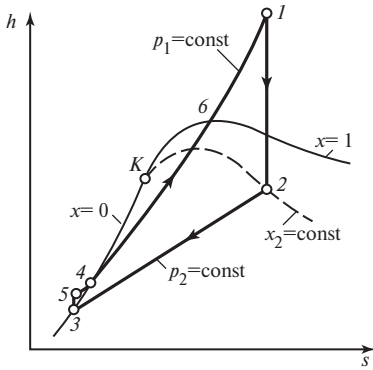


Рис. 11.8

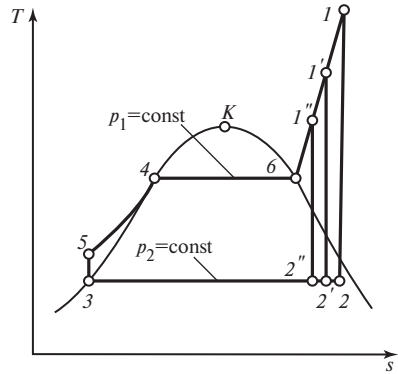


Рис. 11.10

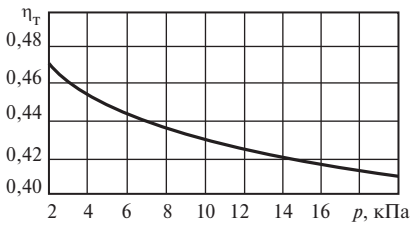


Рис. 11.9

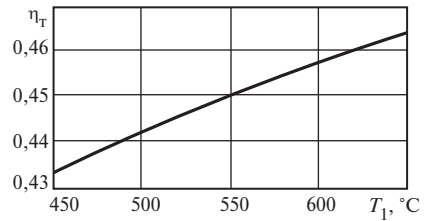


Рис. 11.11

Характер зависимости  $\eta_T$  от  $p_2$  иллюстрируется графиком, представленным на рис. 11.9. Этот график построен для уже рассмотренного выше цикла с начальными параметрами пара  $p_1 = 16,67$  МПа и  $T_1 = 550$  °С; значения  $\eta_T$  подсчитаны с помощью уравнения (11.4а).

Обычно в современных теплосиловых установках давление в конденсаторе  $p_2$  определяется температурой охлаждающей воды и равно 3,5—4 кПа; давлению 4 кПа соответствует температура насыщения  $T_2 = 28,6$  °С. Дальнейшее снижение давления в конденсаторе нецелесообразно, во-первых, потому, что при более глубоком разрежении возрастает удельный объем пара, поступающего из турбины в конденсатор, вследствие чего размеры конденсатора и последних ступеней турбины увеличиваются. Во-вторых, при более глубоком разрежении температура влажного пара в конденсаторе получается более низкой (при давлении 3 кПа температура насыщения воды равна 23,8 °С, а при давлении 2 кПа — соответственно 17,2 °С), вследствие чего разность температур конденсирующегося пара и омывающей конденсатор охлаждающей воды<sup>1)</sup> становится слишком малой, что приводит к увеличению размеров конденсатора.

Термический КПД цикла Ренкина зависит, однако, в первую очередь от начальных параметров пара ( $p_1, T_1$ ). С ростом температуры перегрева пара  $T_1$  при одном и том же давлении термический КПД цикла увеличивается, так как возрастает средняя температура подвода теплоты в цикле (рис. 11.10). В качестве примера на рис. 11.11 приведен график зависимости  $\eta_T$  от  $T_1$  для цикла Ренкина, в котором начальное давление пара  $p_1 = 16,67$  МПа, а давление пара в конденсаторе  $p_2 = 4$  кПа.

Если верхняя температура в цикле  $T_1$  постоянна, то повышение давления пара  $p_1$  также приводит к росту термического КПД цикла: чем выше  $p_1$ , тем

<sup>1)</sup> Охлаждающая вода подается в конденсатор из рек, прудов или градирен; понятно, что температура этой воды зависит от климатических условий и колеблется в течение года; в принципе она может изменяться от 0 до 25—30 °С.

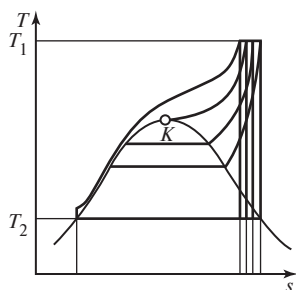


Рис. 11.12

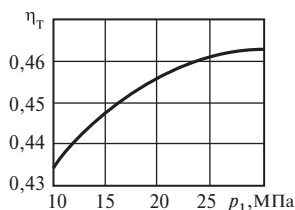


Рис. 11.13

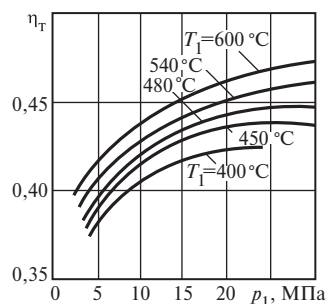


Рис. 11.14

больше степень заполнения цикла и выше средняя температура подвода теплоты (рис. 11.12).

Однако по мере роста  $p_1$  при той же температуре перегрева влажность пара по выходе из турбины возрастает, что влечет за собой уменьшение  $\eta_{от}$  турбины. Поэтому при увеличении начального давления желательно также увеличивать температуру пара перед турбиной. На рис. 11.13 приведен график зависимости  $\eta_t$  от  $p_1$  для цикла Ренкина при  $T_1 = 550^\circ\text{C}$  и  $p_2 = 4$  кПа.

Из сказанного выше очевидно, что чем выше давление пара  $p_1$  и температура  $T_1$ , тем выше термический КПД цикла Ренкина. На рис. 11.14 приведена зависимость  $\eta_t$  обратимого цикла Ренкина от  $p_1$  для разных значений  $T_1$ .

Таким образом, для увеличения термического КПД цикла Ренкина в принципе следует стремиться к повышению начальных параметров пара.

В настоящее время на электростанциях нашей страны используется в основном пар с начальными параметрами  $p_1 = 23,5$  МПа и  $T_1 = 545^\circ\text{C}$ . Имеются опытные установки с параметрами пара  $p_1 = 29,4$  МПа и начальной температурой  $600 \div 650^\circ\text{C}$ . В последние годы за рубежом введено в эксплуатацию несколько промышленных энергоблоков с начальной температурой пара  $600/620^\circ\text{C}$ ; активно ведутся разработки энергоблоков с начальными давлением пара до 35 МПа и температурой до  $700 \div 750^\circ\text{C}$ .

Дальнейшее повышение начальных параметров пара ограничивается свойствами существующих конструкционных материалов: при высоких давлениях и температурах прочностные характеристики перлитных сталей ухудшаются и их приходится заменять значительно более дорогостоящими аустенитными сталями. Хотя при этом за счет повышения  $p_1$  и  $T_1$  термический КПД цикла несколько возрастает, но увеличиваются и капитальные затраты на сооружение установки; иными словами, достигается экономия топлива, но увеличивается расход дорогостоящих сортов металла. С этой точки зрения дальнейшее повышение начальных параметров пара, особенно в районах с дешевым топливом, оказывается нецелесообразным. Этот вопрос решается на основе всестороннего технико-экономического анализа.

к оглавлению Главы 11

### 11.3. Анализ цикла Ренкина с учетом потерь от необратимости

Рассмотрим реальный цикл Ренкина (цикл с потерями, обусловленными необратимостью реальных процессов). Цель этого рассмотрения — выяснить, в каких элементах теплосилового паротурбинной установки имеют место основные необратимые потери, и на конкретных примерах оценить порядок величины этих потерь.

В качестве примера проанализируем уже рассмотренный нами в предыдущем параграфе цикл Ренкина со следующими параметрами пара:  $p_1 = 16,67$  МПа;  $T_1 = 550^\circ\text{C}$  и  $p_2 = 4$  кПа.

Анализ реального цикла паротурбинной установки проведем двумя методами, описанными в гл. 9: методом коэффициентов полезного действия и эксергетическим методом.

Вначале рассмотрение потерь от необратимости в цикле Ренкина проведем с помощью **метода коэффициентов полезного действия**.

Прежде всего следует упомянуть необратимые потери при течении пара в проточной части турбины (в сопловых аппаратах и на рабочих лопатках), которые обусловлены неизбежным трением в пограничном слое и другими гидродинамическими явлениями.

Как уже неоднократно отмечалось, процесс адиабатного течения протекает с увеличением энтропии. Изображение необратимого процесса адиабатного расширения с трением в  $h, s$ - и  $T, s$ -диаграммах было приведено ранее, на рис. 8.11. В случае, когда пар на выходе из турбины является влажным, температуры в конце процесса расширения будут одинаковыми и в обратимом ( $T_2$ ), и в необратимом ( $T_{2д}$ ) процессах, поскольку процесс расширения происходит в обоих случаях до одного и того же давления  $p_2$ , а в двухфазной области (влажный пар) изобара совпадает с изотермой. Это видно и из рис. 11.15, на котором изображен действительный процесс расширения пара в турбине в  $h, s$ - и  $T, s$ -диаграммах.

Если бы процесс расширения пара в турбине был обратимым (отсутствие трения и других потерь), то в кинетическую энергию и, следовательно, в работу турбины был бы преобразован весь располагаемый перепад значений энтальпии:

$$l_T^{\text{теор}} = h_1 - h_2;$$

вследствие же необратимых потерь работа, получаемая в турбине в действительном процессе расширения пара, составляет меньшую величину:

$$l_T^{\text{действ}} = h_1 - h_{2д}. \quad (11.11)$$

В соответствии с уравнением (8.56) всегда  $h_{2д} > h_2$  и, следовательно,

$$l_T^{\text{действ}} < l_T^{\text{теор}}; \quad (11.12)$$

$l_T^{\text{теор}} - l_T^{\text{действ}} = h_{2д} - h_2 =$  площадь  $I-2-2д-II-I$  (см.  $T, s$ -диаграмму на рис. 11.15).

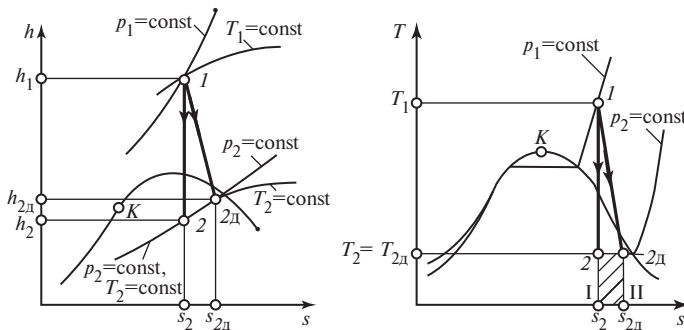


Рис. 11.15

В этом случае внутренний относительный КПД паровой турбины определяется следующим образом:

$$\eta_{oi} = \frac{h_1 - h_{2д}}{h_1 - h_2}. \quad (11.13)$$

Внутренний относительный КПД современных мощных паровых турбин высоких параметров составляет  $\eta_{oi}^T = 0,85 \div 0,90$ .

Аналогичным образом работа, затрачиваемая на привод насоса, при отсутствии необратимых потерь в соответствии с уравнением (11.6) равна

$$l_{нас}^{теор} = h_5 - h_3,$$

а в действительном процессе при наличии необратимых потерь

$$l_{нас}^{действ} = h_{5д} - h_3;$$

при этом всегда  $h_{5д} > h_5$  и соответственно

$$l_{нас}^{действ} > l_{нас}^{теор},$$

так как (см. § 9.3) работа, подводимая к насосу от внешнего источника, при наличии потерь от необратимости всегда будет больше, чем работа, которая была бы затрачена на сжатие при отсутствии таких потерь.

Действительный адиабатный процесс в насосе в сравнении с обратимым процессом изображен в  $T, s$ - и  $h, s$ -диаграммах на рис. 11.16. В соответствии с (9.13) внутренний относительный КПД насоса определяется следующим образом:

$$\eta_{oi}^{нас} = \frac{h_5 - h_3}{h_{5д} - h_3}. \quad (11.14)$$

Значение  $\eta_{oi}^{нас}$  обычно составляет  $0,85 \div 0,90$ , т.е. примерно равно  $\eta_{oi}^T$ .

В расчетах потерь в цикле установки, обусловленных необратимостью процессов, потерями в насосе обычно пренебрегают: поскольку увеличение энтальпии воды в процессе 3-5 весьма мало по сравнению с перепадом энтальпий в турбине (процесс 1-2 на рис. 11.15), соответственно и прирост энтропии воды в результате необратимости процесса сжатия в насосе  $\Delta_s^{нас} = s_{5д} - s_5$  пренебрежимо мал по сравнению с приростом энтропии вследствие необратимости процессов в турбине  $\Delta_s^T = s_{2д} - s_2$  и в других элементах установки. Численные оценки величин  $\Delta_s^T$  и  $\Delta_s^{нас}$  приведены несколько ниже.

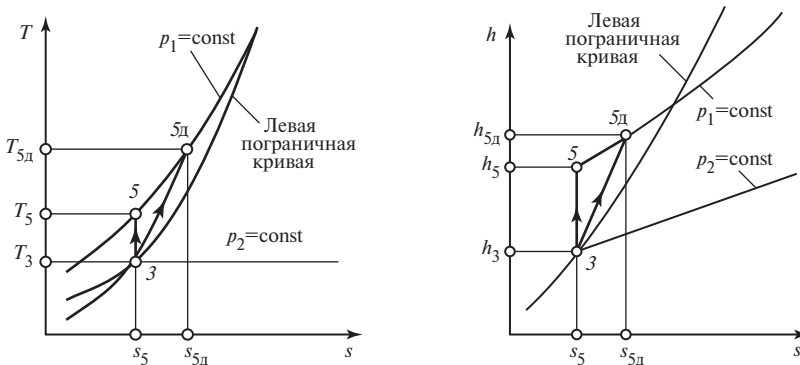


Рис. 11.16

Как показано ранее, работа, производимая в обратимом цикле Ренкина, при отсутствии потерь определяется по уравнению (11.7):

$$l_{\text{ц}}^{\text{обр}} = l_{\text{т}}^{\text{теор}} - l_{\text{нас}}^{\text{теор}},$$

или, что то же самое,

$$l_{\text{ц}}^{\text{обр}} = (h_1 - h_2) - (h_5 - h_3).$$

Аналогичным образом работа, производимая в действительном цикле Ренкина, будет равна:

$$l_{\text{ц}}^{\text{действ}} = l_{\text{т}}^{\text{действ}} - l_{\text{нас}}^{\text{действ}}, \quad (11.15)$$

или, что то же самое,

$$l_{\text{ц}}^{\text{действ}} = (h_1 - h_{2\text{д}}) - (h_{5\text{д}} - h_3), \quad (11.15\text{а})$$

откуда с учетом (11.13) и (11.14) следует:

$$l_{\text{ц}}^{\text{действ}} = (h_1 - h_2)\eta_{oi}^{\text{т}} - \frac{h_5 - h_3}{\eta_{oi}^{\text{нас}}}. \quad (11.16)$$

Отсюда получаем следующее выражение для внутреннего относительного КПД комплекса турбина—насос:

$$\eta_{oi}^{\text{ц}} = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{действ}}}{l_{\text{ц}}^{\text{обр}}} = \frac{(h_1 - h_2)\eta_{oi}^{\text{т}} - (h_5 - h_3)/\eta_{oi}^{\text{нас}}}{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}. \quad (11.17)$$

В рассматриваемом нами в качестве примера цикле Ренкина с  $p_1 = 16,67$  МПа,  $T_1 = 550$  °С и  $p_2 = 4$  кПа, как показано в предыдущем параграфе,  $h_1 = 3438$  кДж/кг,  $h_2 = 1945$  кДж/кг,  $h_3 = 120$  кДж/кг,  $h_5 = 137$  кДж/кг и, следовательно,  $h_1 - h_2 = 1493$  кДж/кг, а  $h_5 - h_3 = 17$  кДж/кг. Считая  $\eta_{oi}^{\text{т}} = 0,85$ , а  $\eta_{oi}^{\text{нас}} = 0,90$ , получаем из уравнений (11.13) и (11.14):  $h_1 - h_{2\text{д}} = 1269$  кДж/кг и  $h_{2\text{д}} = 1269$  кДж/кг;  $h_{5\text{д}} - h_3 = 18$  кДж/кг и  $h_{5\text{д}} = 139$  кДж/кг, следовательно,  $h_{2\text{д}} - h_2 = 224$  кДж/кг, а  $h_{5\text{д}} - h_5 = 2$  кДж/кг.

Значение  $\eta_{oi}^{\text{ц}}$ , подсчитанное по уравнению (11.17), равно:

$$\eta_{oi}^{\text{ц}} = \frac{1269 - 18}{1493 - 17} = \frac{1251}{1476} = 0,85.$$

Таким образом, мы получили, что величины  $\eta_{oi}^{\text{ц}}$  и  $\eta_{oi}^{\text{т}}$  практически равны. Это обстоятельство не должно вызывать удивления; как уже отмечалось ранее [см. уравнение (9.18)], это объясняется малостью величины  $l_{\text{нас}}$  по сравнению с  $l_{\text{т}}$ . Поэтому в дальнейшем будем считать, что

$$\eta_{oi}^{\text{ц}} = \eta_{oi}^{\text{т}}. \quad (11.18)$$

Внутренний абсолютный КПД цикла

$$\eta_i^{\text{ц}} = \eta_{oi}^{\text{ц}} \eta_{\text{т}}.$$

Для рассматриваемого цикла, как показано в предыдущем параграфе,  $\eta_{\text{т}} = 0,46$ ; следовательно,  $\eta_i^{\text{ц}} = 0,85 \cdot 0,46 = 0,39$ , т.е. 39 % теплоты, подводимой к рабочему телу в цикле, превращается в работу.

Часть этой работы утрачивается из-за механических потерь в различных элементах турбины (трение в опорных и упорных подшипниках), а также расходу-

ется на привод масляного насоса (подающего машинное масло к трущимся деталям турбины) и системы регулирования турбины.

Величина этих затрат работы характеризуется механическим КПД турбины  $\eta_m$ , который представляет собой отношение механической работы, переданной турбиной соединенному с ней электрогенератору (обозначим эту работу  $l_T^M$ ), к работе, произведенной паром при его расширении в турбине (это уже знакомая нам величина  $l_T^{\text{действ}}$ ):

$$\eta_m = \frac{l_T^M}{l_T^{\text{действ}}} \quad (11.19)$$

Если определить теперь абсолютный эффективный КПД турбоустановки в виде

$$\eta_e^T = \frac{l_T^M}{q_1} \quad (11.20)$$

(значением работы насоса пренебрегаем), то из (11.20) очевидно, что

$$\eta_e^T = \frac{l_T^M}{l_T^{\text{действ}}} \frac{l_T^{\text{действ}}}{q_1}; \quad (11.21)$$

с учетом (11.20) и (9.2) отсюда следует, что

$$\eta_e^T = \eta_m \eta_i^{\text{ц}} \quad (11.22)$$

или при замене  $\eta_i^{\text{ц}}$  по уравнению (9.4)

$$\eta_e^T = \eta_m \eta_{oi}^{\text{ц}} \eta_T. \quad (11.23)$$

Для современных мощных турбин  $\eta_m = 0,97 \div 0,995$ . Принимая в рассматриваемом нами примере  $\eta_m = 0,97$ , получаем из (11.23)  $\eta_e^T = 0,97 \cdot 0,39 = 0,38$ .

Таким образом, электрогенератору передается работа, составляющая 38 % количества теплоты, подведенной к рабочему телу в цикле.

Работа  $l_T^M$  передается на муфту связанного с турбиной электрогенератора. Некоторая часть этой работы расходуется в виде потерь в электрогенераторе (электрические и механические потери). Определим КПД электрогенератора  $\eta_r$  в виде отношения

$$\eta_r = l_3 / l_T^M, \quad (11.24)$$

где  $l_3$  — работа, передаваемая внешнему потребителю (электроэнергия, отдаваемая в сеть).

Коэффициент полезного действия мощных электрогенераторов составляет в настоящее время  $\eta_r = 0,97 \div 0,99$ .

Введем теперь понятие об абсолютном электрическом КПД турбогенераторной установки

$$\eta_e^{\text{ТГ}} = \frac{l_3}{q_1}. \quad (11.25)$$

Приведа это выражение к виду

$$\eta_e^{\text{ТГ}} = \frac{l_3}{l_T^M} \frac{l_T^M}{q_1},$$

получаем с учетом (11.24) и (11.21):

$$\eta_e^{\text{ТР}} = \eta_r \eta_e^{\text{T}} \quad (11.26)$$

или с учетом (11.23)

$$\eta_e^{\text{ТР}} = \eta_r \eta_m \eta_{oi} \eta_T \quad (11.27)$$

(естественно, этот КПД не учитывает потерь теплоты в котле и паропроводах).

Применительно к рассматриваемому нами примеру, полагая КПД электрогенератора равным  $\eta_r = 0,98$ , получаем из (11.26):

$$\eta_e^{\text{ТР}} = 0,98 \cdot 0,38 = 0,37.$$

Таким образом, в электроэнергию превращается 37 % теплоты, подведенной к рабочему телу в цикле.

Поскольку в процессе нашего анализа мы всюду пренебрегали затратами работы на привод насоса, абсолютный электрический КПД установки, определяемый соотношением (11.27), не учитывает затрат работы на привод насоса. Если нужно определить КПД более строго, с учетом этой величины, то при расчете по уравнению (11.25) следует, очевидно, из  $l_3$  вычесть затраты энергии на привод насоса  $l_{\text{нас}}^{\text{действ}}$ .

Когда мы говорим о количестве теплоты, подведенной к рабочему телу в цикле, мы имеем в виду разность энтальпий  $h_1 - h_{5д}$ , где  $h_1$  — энтальпия пара, поступающего в турбину при давлении  $p_1$  и температуре  $T_1$ . Следует, однако, иметь в виду, что в паровом котле пар нагревается до температуры, превышающей  $T_1$ ; при движении по паропроводу из котельной к турбине вследствие неизбежных теплопотерь через стенки паропровода пар несколько охлаждается. Обозначим температуру и энтальпию, которые имеет пар на выходе из котла, соответственно  $T_1^0$  и  $h_1^0$ . Очевидно, что тепловой КПД паропровода  $\eta_{\text{пп}}$  можно определить следующим образом:

$$\eta_{\text{пп}} = \frac{h_1 - h_{5д}}{h_1^0 - h_{5д}}. \quad (11.28)$$

Значение  $\eta_{\text{пп}}$  на современных электростанциях составляет обычно 0,98—0,99. Потерю теплоты на участке турбина—конденсатор и в конденсаторопроводе от конденсатора до котла не учитываем вследствие ее малости. В нашем примере  $h_1 = 3438$  кДж/кг, а  $h_{5д} = 139$  кДж/кг. Полагая  $\eta_{\text{пп}} = 0,99$ , получаем из (11.28):  $h_1^0 - h_{5д} = 3333$  кДж/кг, откуда  $h_1^0 = 3472$  кДж/кг.

Не вся теплота, выделяющаяся при сгорании топлива в топке парового котла, идет на нагрев воды и ее пара. Часть этой теплоты теряется вследствие неизбежных потерь в котле (с уходящими из котла газообразными продуктами сгорания, от химической и механической неполноты сгорания и потерь в окружающую среду). Очевидно, что степень совершенства котла может быть охарактеризована тепловым КПД котла  $\eta_{\text{ка}}$ , определяемым в виде<sup>1)</sup>

$$\eta_{\text{ка}} = \frac{h_1^0 - h_{5д}}{q'}, \quad (11.29)$$

<sup>1)</sup> В котел поступает вода с энтальпией не  $h_{5д}$ , а несколько меньшей вследствие потери теплоты в питательной линии на участке конденсатор — котел. Этой потерей вследствие ее малости пренебрегаем.



где  $(h_1^0 - h_{5д})$  — теплота, переданная в котле воде и ее пару, а  $q'$  — теплота, выделяющаяся при сгорании топлива. Для современных котлоагрегатов  $\eta_{ка} = 0,89 \div 0,93$  в зависимости от вида используемого топлива: меньшие значения характерны, например, для бурого угля, наиболее высокие — для природного газа. Принимая в нашем примере  $\eta_{ка} = 0,91$ , получаем из (11.29) для  $h_1 - h_{5д} = 3333$  кДж/кг, что  $q' = 3663$  кДж/кг.

Из (11.28) и (11.29) следует, что

$$q' = \frac{h_1 - h_{5д}}{\eta_{пп} \eta_{ка}} \quad (11.30)$$

— количество теплоты, которое должно быть получено в котле за счет сжигания топлива для того, чтобы энтальпия рабочего тела при выходе из котла составляла  $h_1^0$ .

Эффективный абсолютный КПД всей теплосиловой установки  $\eta_e^{уст}$  должен быть определен как отношение работы, отданной внешнему потребителю (электроэнергия, отданная в сеть,  $l_э$ ), к количеству теплоты, выделившейся при сжигании топлива в топке ( $q'$ ):

$$\eta_e^{уст} = \frac{l_э}{q'}. \quad (11.31)$$

Это соотношение может быть записано в виде

$$\eta_e^{уст} = \frac{l_э q_1}{q_1 q'}.$$

Поскольку  $q_1 = h_1 - h_5$  (здесь и ниже считаем, что  $h_{5д} \approx h_5$ ), то с учетом (11.25), (11.27) и (11.30) получаем:

$$\eta_e^{уст} = \eta_{ка} \eta_{пп} \eta_e^{тг}, \quad (11.32)$$

или, что то же самое,

$$\eta_e^{уст} = \eta_{ка} \eta_{пп} \eta_{г} \eta_{м} \eta_{oi}^{\Pi} \eta_{т}. \quad (11.33)$$

Это уравнение является частным случаем уравнения (9.20), полученного в гл. 9.

Принимая в рассматриваемом нами примере  $\eta_{пп} = 0,99$  и  $\eta_{ка} = 0,91$ , получаем с помощью уравнения (11.32):

$$\eta_e^{уст} = 0,91 \cdot 0,99 \cdot 0,37 = 0,33.$$

Таким образом, рассматриваемая теплосиловая паротурбинная установка, работающая по циклу Ренкина, преобразует в работу, отдаваемую внешнему потребителю (электроэнергия, отданная в сеть), 33 % теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в топке котла. Иными словами, из  $q' = 3663$  кДж/кг теплоты, выделяющейся при сгорании топлива (в расчете на 1 кг пара), в электроэнергию превращается 1207 кДж/кг.

Напомним, что в рассматриваемом примере величина термического КПД обратимого цикла составляет  $\eta_{т} = 0,46$  (а термического КПД обратимого цикла Карно  $\eta_{т}^{о.ц.К} = 0,63$ ). Вследствие же потерь, обусловленных необратимостью, КПД реальной тепловой установки, работающей по этому циклу, снижается до  $\eta_e^{уст} = 0,33$  (т.е. более чем на 26 % по отношению к  $\eta_{т}$ ). Таким образом, потери вследствие необратимости в реальных теплосиловых установках весьма значительны.

Вернемся к уравнению (11.25). С учетом уравнения (11.2) получаем из (11.25):

$$l_3 = \eta_e^{\text{тр}} (h_1 - h_5).$$

Таким образом, 1 кг пара, энтальпия которого на входе в турбину равна  $h_1$ , производит в установке работу  $l_3$ , передаваемую внешнему потребителю.

Если же за час в турбину поступает  $D$  кг пара, то количество электроэнергии, выработанной генератором в течение этого часа (т.е., иными словами, электрическая мощность генератора), будет равно:

$$N = (h_1 - h_5) \eta_e^{\text{тр}} D. \quad (11.34)$$

Из уравнения (11.30) следует, что для получения 1 кг пара требуемых параметров в топке котла должно выделиться (за счет сжигания топлива) следующее количество теплоты:

$$q' = \frac{h_1 - h_5}{\eta_{\text{пп}} \eta_{\text{ка}}}$$

(здесь  $\eta_{\text{ка}}$  — КПД котлоагрегата); соответственно для получения пара в количестве  $D$  кг/ч необходимо, чтобы за час в топке котла выделилась теплота в количестве

$$Q' = \frac{(h_1 - h_5)D}{\eta_{\text{пп}} \eta_{\text{ка}}}. \quad (11.35)$$

Если обозначить теплоту сгорания топлива (т.е. количество теплоты, которая выделяется при сгорании 1 кг топлива)  $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ <sup>1)</sup>, то количество топлива  $B$ , которое необходимо сжечь в течение часа в топке котла для получения теплоты  $Q'$ , будет равно:

$$B = \frac{Q'}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}}. \quad (11.36)$$

С учетом (11.35) получаем отсюда для часового расхода топлива в котле теплосилового паротурбинной установки:

$$B = \frac{(h_1 - h_5)D}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{пп}} \eta_{\text{ка}}}. \quad (11.37)$$

Заменяя в этом соотношении произведение  $(h_1 - h_5)D$  с помощью уравнения (11.34), получаем:

$$B = \frac{N}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_e^{\text{тр}} \eta_{\text{пп}} \eta_{\text{ка}}} \quad (11.38)$$

или, учитывая (11.32),

$$B = \frac{N}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_e^{\text{уст}}}. \quad (11.39)$$

Это соотношение показывает, какой расход топлива  $B$  требуется для того, чтобы обеспечить получение заданной электрической мощности  $N$  с помощью теплосилового паротурбинной установки, имеющей КПД, равный  $\eta_e^{\text{уст}}$ ; требуе-

<sup>1)</sup>  $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$  — так называемая рабочая низшая теплота сгорания топлива, отнесенная к рабочей массе топлива и не учитывающая теплоту конденсации водяных паров в продуктах сгорания.

мый расход топлива, естественно, будет различным в зависимости от теплоты сгорания топлива, т.е. от качества топлива.

Обычно электрическую мощность теплосилового устройства принято выражать в киловаттах (кВт). Если  $N$  выражено в кВт, а  $Q_H^p$  — в кДж/кг, то для того чтобы получить  $B$  в кг/ч, соотношение (11.39) нужно представить в виде

$$B = \frac{3600N}{Q_H^p \eta_e^{уст}}. \quad (11.39a)$$

В энергетической практике часто используется такой показатель работы электростанции, как удельный расход топлива — количество топлива, затрачиваемого для получения 1 кВт · ч электроэнергии:

$$b = \frac{B}{N}. \quad (11.40)$$

Чем выше КПД теплосилового устройства, тем меньше удельный расход топлива.

Располагая значениями  $\eta_T$  и КПД каждого из основных элементов устройства, можем определить потери теплоты в каждом из этих элементов.

Теплоту  $q'$ , выделяющуюся при сгорании топлива, примем за 100 %.

Потеря теплоты в котле  $\Delta q_{ка}$  составит:

$$\Delta q_{ка} = (1 - \eta_{ка}) q'. \quad (11.41)$$

В рассматриваемом нами примере  $\eta_{ка} = 0,91$ , следовательно, в процентном отношении  $\Delta q_{ка} / q' = 9 \%$ .

Потери теплоты в паропроводах

$$\Delta q_{пп} = h_1^0 - h_1. \quad (11.42)$$

С учетом (11.28) получаем:

$$\Delta q_{пп} = (h_1^0 - h_5)(1 - \eta_{пп}); \quad (11.43)$$

поскольку

$$h_1^0 - h_5 = q' \eta_{ка}, \quad (11.44)$$

то

$$\Delta q_{пп} = q' \eta_{ка} (1 - \eta_{пп}). \quad (11.45)$$

В нашем примере  $\eta_{пп} = 0,99$  и  $\Delta q_{пп} / (q' \eta_{ка}) = 1 \%$ . Следовательно, в результате того, что потери в котле и в трубопроводах составили в сумме 10 % количества теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, теплота  $q_1 = h_1 - h_5 = q' \eta_{пп} \eta_{ка}$  составляет 90 % величины  $q'$ .

Далее, поскольку внутренний абсолютный КПД цикла в общем виде определяется как

$$\eta_i^ц = 1 - \frac{q_2^{действ}}{q_1}, \quad (11.46)$$

теплота  $q_2^{действ}$ , передаваемая холодному источнику в цикле (т.е. отдаваемая в конденсаторе), составляет:

$$q_2^{действ} = (1 - \eta_i^ц) q_1, \quad (11.47)$$

или, что то же самое,

$$q_2^{действ} = h_{2д} - h_3; \quad (11.48)$$

следовательно,

$$\frac{q_2^{\text{действ}}}{q'} = (1 - \eta_i^{\text{ц}}) \frac{q_1}{q'}, \quad (11.49)$$

откуда с учетом (11.30) и (11.2)

$$\frac{q_2^{\text{действ}}}{q'} = (1 - \eta_i^{\text{ц}}) \eta_{\text{пп}} \eta_{\text{ка}}. \quad (11.50)$$

В нашем примере  $\eta_i^{\text{ц}} = 0,39$  и, следовательно,  $q_2^{\text{действ}}/q' = 55\%$ .

Таким образом, потери в котле, в трубопроводах и теплота, отданная холодному источнику, составляют в сумме  $9 + 1 + 55 = 65\%$  теплоты, выделившейся в топке котла. Остальные  $35\%$  теплоты превращаются в работу в турбине.

Из уравнения (9.2)

$$\eta_i^{\text{ц}} = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{действ}}}{q_1}$$

получаем, что

$$l_{\text{ц}}^{\text{действ}} = \eta_i^{\text{ц}} q_1, \quad (11.51)$$

или, что то же самое,

$$l_{\text{ц}}^{\text{действ}} = \eta_i^{\text{ц}} \eta_{\text{пп}} \eta_{\text{ка}} q'. \quad (11.52)$$

Очевидно, что механические потери в турбине составляют:

$$\Delta q_{\text{м}} = (1 - \eta_{\text{м}}) l_{\text{ц}}^{\text{действ}}, \quad (11.53)$$

откуда, учитывая (11.52), имеем:

$$\Delta q_{\text{м}} = (1 - \eta_{\text{м}}) \eta_i^{\text{ц}} \eta_{\text{пп}} \eta_{\text{ка}} q'. \quad (11.54)$$

Для принятого значения  $\eta_{\text{м}} = 0,97$  получаем из (11.54), что  $\Delta q_{\text{м}}/q' = 1\%$ .

Из (11.19) следует, что механическая работа на валу турбины и электрогенератора составляет:

$$l_{\text{т}}^{\text{м}} = l_{\text{ц}}^{\text{действ}} \eta_{\text{м}}$$

или с учетом (11.52)

$$l_{\text{т}}^{\text{м}} = \eta_i^{\text{ц}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{пп}} \eta_{\text{ка}} q' \quad (11.55)$$

(в нашем примере  $l_{\text{т}}^{\text{м}}/q' = 34\%$ ).

Наконец, механические и электрические потери в генераторе составляют:

$$\Delta q_{\text{г}} = (1 - \eta_{\text{г}}) l_{\text{т}}^{\text{м}}; \quad (11.56)$$

подставляя в это выражение  $l_{\text{т}}^{\text{м}}$  по уравнению (11.55), получаем:

$$\Delta q_{\text{г}} = q' (1 - \eta_{\text{г}}) \eta_i^{\text{ц}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{пп}} \eta_{\text{ка}}. \quad (11.57)$$

Поскольку для генератора в рассматриваемом нами примере  $\eta_{\text{г}} = 0,98$ , то  $\Delta q_{\text{г}}/q' = 1\%$ . Внешнему потребителю (в сеть) передается работа (электроэнергия)

$$l_{\text{э}} = l_{\text{т}}^{\text{м}} \eta_{\text{г}}, \quad (11.24a)$$

откуда с учетом (11.55)

$$l_3 = q' \eta_i^{\text{II}} \eta_r \eta_m \eta_{\text{III}} \eta_{\text{ка}}, \quad (11.58)$$

или, что то же самое,

$$l_3 = q' \eta_e^{\text{уст}}. \quad (11.31a)$$

В нашем примере  $l_3/q' = \eta_e^{\text{уст}} = 33\%$ .

Таким образом, тепловой баланс теплосилового паротурбинной установки, работающей по циклу Ренкина, выглядит следующим образом:

$$q' = l_3 + q_2^{\text{действ}} + \Delta q_r + \Delta q_m + \Delta q_{\text{III}} + \Delta q_{\text{ка}}. \quad (11.59)$$

На рис. 11.17 изображена диаграмма тепловых потоков рассматриваемой теплосилового установки, построенная в соответствии с результатами проведенного анализа. Эта диаграмма, показывающая источники основных теплотерь в цикле, хорошо иллюстрирует положения, изложенные в этом параграфе.

**Анализ цикла Ренкина с помощью эксергетического метода.** Напомним, что, как показано в гл. 9, эксергия  $e$  потока рабочего тела определяется уравнением (9.30б)

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0),$$

а эксергия  $e_q$  потока теплоты  $q$  — уравнением (9.34)

$$e_q = q \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right),$$

причем потеря эксергии потока рабочего тела, проходящего через тепловой аппарат, к которому одновременно подводится теплота  $q$ , в соответствии с уравнением (9.35) равна:

$$d = [(e_{\text{вх}} + e_{q \text{ вх}}) - e_{\text{вых}}] - l_{\text{полезн}},$$

где  $l_{\text{полезн}}$  — работа, производимая этим аппаратом и отдаваемая внешнему потребителю. Применим эти соотношения к каждому из элементов установки. Для

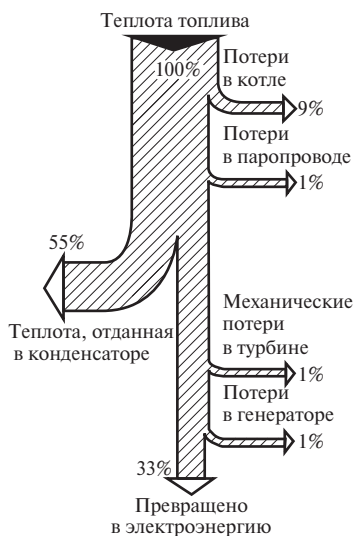


Рис. 11.17

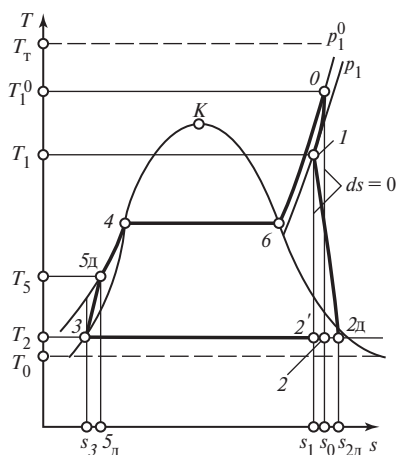


Рис. 11.18

этого, естественно, необходимо знать параметры рабочего тела во всех точках цикла.

На рис. 11.18 реальный цикл Ренкина изображен в  $T, s$ -диаграмме<sup>1)</sup>. В этой диаграмме 1-2д — адиабатный процесс расширения пара в турбине с учетом необратимых потерь на трение; 2д-3 — изобарно-изотермический процесс отвода теплоты в конденсаторе; 3-5д — адиабатный процесс в насосе с учетом необратимых потерь на трение; 5д-4-6-0 — изобарный процесс<sup>2)</sup> передачи теплоты к воде (5д-4), пароводяной смеси (4-6) и перегретому пару (6-0) в котле; кривая 0-1 утрированно изображает снижение температуры пара с  $T_1^0$  до  $T_1$  и давления с  $p_1^0$  до  $p_1$  на пути от котла до турбины вследствие потерь в паропроводе. Энтропия рабочего тела при отводе теплоты в результате этих потерь уменьшается, и полезная работа цикла, как теоретическая, так и действительная, как видно из рис. 11.18, также уменьшается.

На этой же диаграмме штриховой линией нанесены изотермы, соответствующие температурам горячего источника (температура в топке  $T_T$ ) и холодного источника (температура охлаждающей воды  $T_0$ ).

Температуру окружающей среды считаем равной температуре охлаждающей воды  $T_0$ . В рассматриваемой нами в качестве примера установке будем считать  $T_T = 2000$  °С,  $T_0 = 10$  °С.

Перейдем теперь к подсчету потерь эксергии в каждом из элементов установки.

1. *Котлоагрегат.* В котлоагрегат входит поток воды, имеющей температуру  $T_5$  при давлении  $p_1^0$ ; эксергия воды

$$e_{\text{вх}}^{\text{ка}} = (h_{5\text{д}} - h_0) - T_0(s_{5\text{д}} - s_0). \quad (11.60)$$

В котлоагрегат вводится и поток теплоты  $q'$  от горячего источника (горящее топливо), имеющего температуру  $T_T$ ; эксергия этого потока теплоты

$$e_{q \text{ вх}}^{\text{ка}} = q' \left( 1 - \frac{T_0}{T_T} \right). \quad (11.61)$$

Из котла выходит пар с температурой  $T_1^0$  и давлением  $p_1^0$ ; его эксергия

$$e_{\text{вых}}^{\text{ка}} = (h_1^0 - h_0) - T_0(s_1^0 - s_0). \quad (11.62)$$

Поскольку полезная работа в котле не производится, в соответствии с (9.36)

$$d^{\text{ка}} = (e_{\text{вх}}^{\text{ка}} + e_{q \text{ вх}}^{\text{ка}}) - e_{\text{вых}}^{\text{ка}}. \quad (11.63)$$

В рассматриваемом нами цикле Ренкина, как мы условились ранее,  $p_0 = 98$  кПа и  $T_0 = 10$  °С = 283,15 К. При этих параметрах энтальпия и энтропия воды составляют соответственно  $h_0 = 42$  кДж/кг и  $s_0 = 0,1511$  кДж/(кг · К).

<sup>1)</sup> Еще раз подчеркнем, что это изображение условно, так как необратимые процессы не могут быть изображены в диаграмме состояния.

<sup>2)</sup> Вследствие неизбежных гидравлических потерь давление рабочего тела вдоль тракта котла несколько снижается, однако при оценочном анализе этим снижением давления можно пренебречь и считать, что  $p_1^0 = p_{5\text{д}}$ .

Найдя с помощью таблиц для водяного пара  $s_{50} = 0,4241$  кДж/(кг · К), для котельной установки в соответствии с (11.60)—(11.62) получаем:

$$e_{\text{ВХ}}^{\text{ка}} = (139 - 42) - 283,15(0,4241 - 0,1511) = 19 \text{ кДж/кг};$$

$$e_{q \text{ ВХ}}^{\text{ка}} = 3663 \left( 1 - \frac{10 + 273,15}{2000 + 273,15} \right) = 3206 \text{ кДж/кг};$$

$$e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ка}} = (3472 - 42) - 283,15(6,5029 - 0,1511) = 1631 \text{ кДж/кг}.$$

С учетом этих значений получаем из (11.63) значение потери эксергии в котельной установке:

$$d^{\text{ка}} = 3206 + 19 - 1631 = 1594 \text{ кДж/кг}.$$

Часть этой величины обусловлена потерями теплоты от котельной установки в окружающую среду; она составляет:

$$d^{\text{ка}'} = (1 - \eta_{\text{ка}}) q' \left( 1 - \frac{T_0}{T_T} \right) = 288 \text{ кДж/кг}.$$

Остальные потери эксергии, равные 1306 кДж/кг, обусловлены термодинамическим несовершенством процессов в котельной установке. Эксергетический КПД котельной установки в соответствии с (9.38) составляет:

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{ка}} = \frac{e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ка}}}{e_{\text{ВХ}}^{\text{ка}} + e_{q \text{ ВХ}}^{\text{ка}}} = \frac{1631}{19 + 3206} = 0,506.$$

2. *Паропровод.* Поток пара входит в паропровод с параметрами  $p_1^0$  и  $T_1^0$ , а выходит с параметрами  $p_1$  и  $T_1$ . Очевидно, что эксергия пара на входе в паропровод равна его эксергии на выходе из котла  $e_{\text{ВХ}}^{\text{пп}} = e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ка}}$ , а эксергия пара на выходе из паропровода

$$e_{\text{ВЫХ}}^{\text{пп}} = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0). \quad (11.64)$$

Потеря эксергии пара в паропроводе (полезной работы пар в паропроводе не совершает) составляет:

$$d^{\text{пп}} = e_{\text{ВХ}}^{\text{пп}} - e_{\text{ВЫХ}}^{\text{пп}}. \quad (11.65)$$

В нашем примере  $e_{\text{ВХ}}^{\text{пп}} = e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ка}} = 1631$  кДж/кг и

$$e_{\text{ВЫХ}}^{\text{пп}} = (3438 - 42) - 283,15(6,4619 - 0,1511) = 1609 \text{ кДж/кг};$$

энтропия пара  $s = 6,4619$  кДж/(кг · К) найдена из таблиц водяного пара. Потери эксергии, обусловленные теплотерями в паропроводе, равны

$$d^{\text{пп}} = 1631 - 1609 = 22 \text{ кДж/кг}.$$

Эксергетический КПД паропровода в соответствии с (9.38) составляет:

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{пп}} = \frac{e_{\text{ВЫХ}}^{\text{пп}}}{e_{\text{ВХ}}^{\text{пп}}} = 0,987.$$

3. *Турбогенераторная установка.* В турбину подается пар с начальными параметрами  $p_1$  и  $T_1$ ; параметры пара на выходе из турбины  $p_2$  и  $T_{2д}$ . Соответственно

$$\text{и} \quad \left. \begin{aligned} e_{\text{вх}}^T &= e_{\text{вых}}^{\text{пп}}; \\ e_{\text{вых}}^T &= (h_{2д} - h_0) - T_0(s_{2д} - s_0). \end{aligned} \right\} \quad (11.66)$$

Поскольку турбогенераторная установка производит полезную работу  $l_{\text{полезн}} = l_3$ , то в соответствии с уравнением (9.31) потеря эксергии в турбогенераторной установке составляет:

$$d^T = (e_{\text{вх}}^T - e_{\text{вых}}^T) - l_3. \quad (11.67)$$

Эта величина учитывает потери эксергии, обусловленные как необратимым характером течения пара в проточной части турбины, так и потерями на трение в механизме турбины и механическими и электрическими потерями в генераторе.

Для рассматриваемой паросиловой установки

$$e_{\text{вх}}^T = e_{\text{вых}}^{\text{пп}} = 1609 \text{ кДж/кг},$$

$$e_{\text{вых}}^T = (2169 - 42) - 283,15 (7,2063 - 0,1511) = 129 \text{ кДж/кг};$$

энтропия пара на выходе из турбины  $s_{2д} = 7,2063 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$  найдена с помощью таблиц термодинамических свойств водяного пара. С учетом того, что  $l_3 = 1207 \text{ кДж/кг}$ , получаем из (11.67):

$$d^T = (1609 - 129) - 1207 = 273 \text{ кДж/кг}.$$

Из этой общей потери эксергии в турбогенераторной установке можно выделить те ее части, которые не связаны с необратимым характером процесса расширения пара в турбине, а возникают вследствие механических потерь в турбине и механических и электрических потерь в генераторе.

Потери эксергии, обусловленные механическими потерями в турбине, составляют:

$$d_{\text{м}}^T = (h_1 - h_{2д})(1 - \eta_{\text{м}}) = 1269(1 - 0,97) = 38 \text{ кДж/кг},$$

а потери, обусловленные механическими и электрическими потерями в генераторе, равны:

$$d_{\text{г}}^T = (h_1 - h_{2д})\eta_{\text{м}}(1 - \eta_{\text{г}}) = 1269 \cdot 0,97 (1 - 0,98) = 25 \text{ кДж/кг}.$$

Следовательно, потери эксергии, вызываемые необратимым характером процесса расширения пара в турбине, составляют:

$$d_{\text{расш}}^T = d^T - d_{\text{мех}}^T - d_{\text{г}}^T = 273 - 38 - 25 = 210 \text{ кДж/кг}.$$

Эксергетический КПД турбогенераторной установки в соответствии с (9.37) будет равен:

$$\eta_{\text{экс}}^T = \frac{l_{\text{полезн}}}{e_{\text{вх}}^T - e_{\text{вых}}^T} = \frac{1207}{1609 - 129} = 0,816.$$

4. *Конденсатор.* Эксергия пара, поступающего из турбины в конденсатор,

$$e_{\text{вх}}^{\text{конд}} = e_{\text{вых}}^T,$$



а эксергия конденсата, выходящего из конденсатора,

$$e_{\text{ВЫХ}}^{\text{КОНД}} = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0). \quad (11.68)$$

Поскольку полезная работа в конденсаторе не производится, потеря эксергии потока в конденсаторе равна:

$$d^{\text{КОНД}} = e_{\text{ВХ}}^{\text{КОНД}} - e_{\text{ВЫХ}}^{\text{КОНД}}. \quad (11.69)$$

В нашем примере

$$e_{\text{ВХ}}^{\text{КОНД}} = e_{\text{ВЫХ}}^{\text{Т}} = 129 \text{ кДж/кг} \text{ и } e_{\text{ВЫХ}}^{\text{КОНД}} = (120 - 42) - 283,15(0,4178 - 0,1511) = 2,5 \text{ кДж/кг} \approx 3 \text{ кДж/кг} \text{ (энтропия воды в состоянии насыщения } s_3 = s' = 0,4178 \text{ кДж/кг взята из таблиц водяного пара).}$$

Потеря эксергии пара в конденсаторе

$$d^{\text{КОНД}} = 129 - 3 = 126 \text{ кДж/кг.}$$

5. *Насос.* Эксергия воды, поступающей в насос, равна

$$e_{\text{ВХ}}^{\text{Н}} = e_{\text{ВЫХ}}^{\text{КОНД}},$$

а эксергия воды на выходе из насоса

$$e_{\text{ВЫХ}}^{\text{Н}} = e_{\text{ВХ}}^{\text{КА}}.$$

Для привода насоса извне подводится работа

$$l_{\text{Н}} = h_{5\text{Д}} - h_3;$$

эта работа расходуется в конечном итоге на увеличение энтальпии воды.

В соответствии с (9.35) потеря эксергии воды в насосе составляет:

$$d^{\text{Н}} = e_{\text{ВХ}}^{\text{Н}} - e_{\text{ВЫХ}}^{\text{Н}} + l_{\text{Н}}, \quad (11.70)$$

где  $l_{\text{Н}}$  — работа, подводимая к насосу извне (отрицательная).

В анализируемом примере  $e_{\text{ВХ}}^{\text{Н}} = e_{\text{ВЫХ}}^{\text{КОНД}} = 2,5 \text{ кДж/кг}$ ;  $e_{\text{ВЫХ}}^{\text{Н}} = e_{\text{ВХ}}^{\text{К}} = 18,8 \text{ кДж/кг}$ ;  $l_{\text{Н}} = 18,4 \text{ кДж/кг}$  и, следовательно,

$$d^{\text{Н}} = 2,5 - 18,8 + 18,4 = 2,1 \text{ кДж/кг.}$$

Эксергетический КПД насоса, который, как нетрудно показать, следует определить в виде

$$\eta_{\text{ЭКС}}^{\text{Н}} = \frac{e_{\text{ВЫХ}}^{\text{Н}} - e_{\text{ВХ}}^{\text{Н}}}{l_{\text{Н}}},$$

составляет в рассматриваемом случае:

$$\eta_{\text{ЭКС}}^{\text{Н}} = \frac{18,8 - 2,5}{18,4} = 0,89.$$

Использование эксергетической  $e, s$ -диаграммы (см. рис. 9.4) позволяет значительно упростить расчеты — значения эксергии потока рабочего тела можно находить непосредственно из диаграммы, не прибегая каждый раз к вычислениям по уравнению (9.30б).

На рис. 11.19 представлена диаграмма потоков эксергии рассмотренной теплосиловой паротурбинной установки. Эта диаграмма в известной мере напоминает диаграмму потоков теплоты

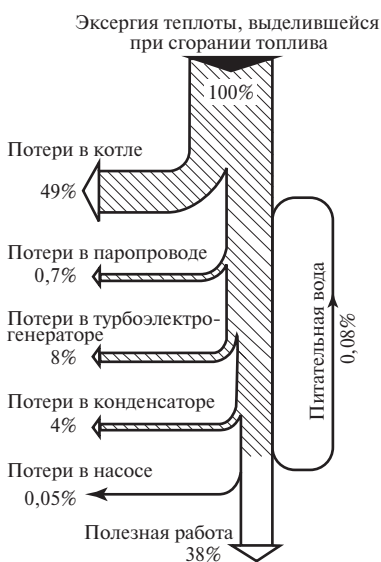


Рис. 11.19

(см. рис. 11.17). Однако сходство это — чисто внешнее. Эксергия теплоты, выделившейся при сгорании топлива в топке котла, принята здесь за 100 %; диаграмма показывает, в каких элементах установки и какая доля потока эксергии уходит в виде потерь. Следует подчеркнуть, что, как видно из диаграммы, часть (правда, практически пренебрежимо малая) потока эксергии возвращается в цикл — речь идет об эксергии, которой обладает конденсат, поступающий в насос. Диаграмма потоков эксергии служит наглядной иллюстрацией приведенных выше расчетов. Рассмотрим результаты этих расчетов подробнее, сведя их в таблицу (табл. 11.1).

Приведенные в этой таблице результаты анализа потерь эксергии по отдельным элементам паросиловой установки показывают, что наибольшие потери эксергии вызываются необратимым характером теплообмена в котле (около 65 % всей суммы потерь эксергии в паросиловой установке). Котел характеризуется самым низким эксергетическим КПД ( $\eta_{\text{экс}}^{\text{ка}} = 0,506$ ) из всех элементов паросиловой установки. Этот результат хорошо иллюстрирует сформулированный ранее в § 9.4 вывод о том, что котел — тепловое устройство, весьма эффективное с позиций первого закона термодинамики, — оказывается весьма несовершенным с позиций второго закона из-за большой разности температур топочных газов и рабочего тела, что приводит к недоиспользованию температурного потенциала теплоты, полученной при сжигании топлива. Для уменьшения этих потерь эксергии необходимо в первую очередь уменьшить степень

Таблица 11.1. Эксергетические характеристики паросиловой установки<sup>1)</sup>

Элементы паросиловой установки	Причина потери эксергии	Потеря эксергии, кДж/кг	Доля потери в данном элементе установки от суммы потерь по всей установке $d/\Sigma d_j$	Эксергетический КПД элемента установки $\eta_{\text{экс}}$
Котел	Теплопотери котла	288	0,143	} 0,506
	Необратимый теплообмен в котле	1305	0,647	
Паропровод	Теплопотери паропровода	22	0,011	0,987
Турбогенераторная установка	Необратимость процесса расширения пара в турбине	210	0,104	} 0,816
	Механические потери в турбине	38	0,019	
	Механические и электрические потери в генераторе	25	0,012	
Конденсатор	Необратимый теплообмен в конденсаторе	126	0,064	—
Насос	Необратимость процесса в насосе	2	< 0,001	0,890
В целом по паросиловой установке		2016	1,000	0,379

<sup>1)</sup> Полезная работа паросиловой установки 1207 кДж/кг.

необратимости процесса теплообмена в котле. Очевидно, что существенных результатов можно достигнуть путем уменьшения разности температур продуктов сгорания топлива в котле и рабочего тела. В свою очередь уменьшения этой разности температур можно добиться двумя путями — или уменьшением температуры продуктов сгорания в топке котла, или же увеличением средней температуры рабочего тела в процессе подвода теплоты. Нетрудно установить, что первый из этих путей не дает желаемого результата: при уменьшении температуры сгорания в котле потеря эксергии действительно снижается, однако при этом точно на такое же значение снизится и эксергия потока теплоты  $e_q$  [см. уравнение (9.34)].

Очевидно поэтому, что уменьшения потерь эксергии системы можно достигнуть лишь вторым из названных путей — за счет повышения температуры рабочего тела; однако, как мы уже отмечали ранее, это мероприятие, выгодное с точки зрения термодинамики, влечет за собой увеличение капитальных затрат на сооружение установки, которое экономически не может быть оправдано.

Значительны потери эксергии в турбогенераторной установке (их уменьшение может быть достигнуто путем улучшения конструкции проточной части и механических элементов турбины и усовершенствования генератора), а также в конденсаторе. Уменьшение потерь эксергии в конденсаторе может быть достигнуто за счет уменьшения разности температур конденсирующегося пара и охлаждающей воды путем дальнейшего снижения давления в конденсаторе  $p_2$ . Однако следует иметь в виду, что, как уже отмечалось, это повлечет за собой увеличение площади поверхностей теплообмена в конденсаторе и, следовательно, увеличение капитальных затрат на сооружение установки, что в большинстве случаев экономически не оправдано и далеко не всегда может быть обеспечено по условиям водоснабжения.

Потери эксергии в паропроводе относительно малы; их дальнейшее снижение связано с улучшением теплоизоляции паропровода и повышением его гидродинамических характеристик.

Потери в насосе пренебрежимо малы.

Описанные методы анализа реальных паросиловых циклов применимы и к более сложным циклам, рассматриваемым в этой главе. В дальнейшем мы ограничимся анализом внутренне обратимых циклов установок. Анализ циклов этих установок с учетом необратимости мы предоставляем читателю.

к оглавлению Главы 11

#### 11.4. Цикл с промежуточным перегревом пара

Как уже отмечалось в § 11.1 и 11.2, если в турбине течет пар, имеющий значительную влажность, то гидродинамический режим проточной части турбины резко ухудшается и вследствие этого снижается внутренний относительный КПД турбины ( $\eta_{oi}$ ); это в свою очередь приводит к снижению эффективного КПД установки в целом. Для современных турбин допустимое значение степени сухости пара на выходе из турбины должно быть не ниже  $x = 0,86 \div 0,88$ .

Как отмечено ранее, одним из способов, позволяющих снизить влажность пара на выходе из турбины, является перегрев пара. Применение перегрева пара приводит к увеличению термического КПД цикла и одновременно сдвигает в  $T, s$ -диаграмме точку, соответствующую состоянию пара на выходе из турбины, вправо, в область более высоких степеней сухости (рис. 11.20, а).

Мы установили также, что при одной и той же температуре перегрева пара применение более высокого давления увеличивает коэффициент заполнения цикла и, следовательно, термический КПД цикла, но одновременно уменьшает степень сухости пара на выходе из турбины и внутренний относительный КПД турбины.

Выходом из положения было бы дальнейшее повышение температуры перегрева (штриховая линия на рис. 11.20, б). Однако, как уже отмечалось, возможность дальнейшего повышения температуры ограничивается свойствами конструкционных материалов; экономическая целесообразность этого мероприятия должна соотносываться также с увеличивающимися капиталовложениями на сооружение такой установки.

Одним из путей снижения конечной влажности пара является также применение так называемого промежуточного перегрева пара, сущность которого состоит в следующем. После того как поток пара, совершающего работу в турбине, расширился до некоторого давления  $p^* > p_2$ , он выводится из турбины и направляется в дополнительный пароперегреватель, размещаемый, например, в газоходе котла. Там температура пара повышается до величины  $T^*$ , после чего пар вновь поступает в турбину, где расширяется до давления  $p_2$ . Как видно из  $T, s$ -диаграммы на рис. 11.20, в, в этом случае конечная влажность пара снижается.

Схема установки с промежуточным перегревом пара (или, как иногда говорят, со вторичным перегревом) представлена на рис. 11.21 (дополнительный пароперегреватель обозначен ДПП). В случае применения промежуточного перегрева турбина выполняется в виде двухцилиндрового агрегата, состоящего по существу из двух отдельных турбин — высокого давления и низкого давления (при этом внутренний относительный КПД части высокого давления выше такового для части низкого давления). При этом обе турбины могут быть размещены на одном валу, соединенном с электрогенератором.

На рис. 11.22 представлена  $T, s$ -диаграмма внутренне обратимого цикла паросиловой установки с промежуточным перегревом. Очевидно, что этот цикл можно представить себе состоящим из двух отдельных циклов — обычного цикла Ренкина (основного) 5-4-6-1-2-3-5 и дополнительного цикла 2-7-8-9-2 (здесь 7-8 — изобара  $p^* = \text{const}$ ). При этом формально можно считать, что

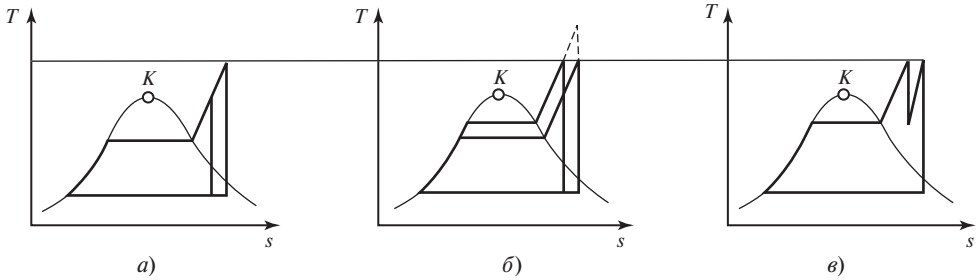


Рис. 11.20

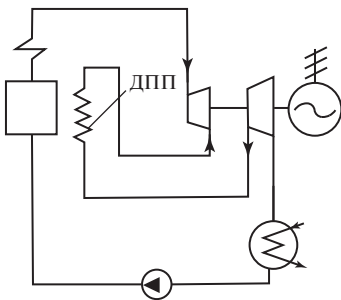


Рис. 11.21

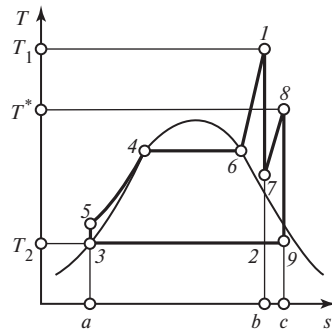


Рис. 11.22

работа, произведенная на участке 7-2 адиабаты расширения в основном цикле, затрачивается на адиабатное сжатие рабочего тела на участке 2-7 дополнительного цикла.

Выражение для термического КПД цикла с промежуточным перегревом можно представить в следующем виде:

$$\eta_{\text{т}}^{\text{пр.п}} = \frac{(h_1 - h_7) + (h_8 - h_9) - (h_5 - h_3)}{(h_1 - h_5) + (h_8 - h_7)}. \quad (11.71)$$

Если термический КПД дополнительного цикла

$$\eta_{\text{т}}^{\text{доп}} = \frac{(h_8 - h_9) - (h_7 - h_2)}{h_8 - h_7} \quad (11.72)$$

будет больше, чем термический КПД основного цикла

$$\eta_{\text{т}}^{\text{осн}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}{h_1 - h_5}, \quad (11.73)$$

то термический КПД цикла с промежуточным перегревом  $\eta_{\text{т}}^{\text{пр.п}}$  будет больше термического КПД цикла Ренкина без перегрева (т.е. основного цикла):

$$\eta_{\text{т}}^{\text{пр.п}} > \eta_{\text{т}}^{\text{осн}}.$$

В самом деле, если  $\eta_{\text{т}}^{\text{доп}} > \eta_{\text{т}}^{\text{осн}}$ , то тем самым степень заполнения дополнительного цикла выше степени заполнения основного цикла и, следовательно, степень заполнения суммарного цикла, т.е. цикла с промежуточным перегревом, выше, чем степень заполнения основного цикла.

Промежуточный перегрев пара, который в свое время вошел в энергетику главным образом как средство борьбы с высокой влажностью пара в последних ступенях турбины, является также и средством повышения термического КПД цикла. Из рассмотрения  $T, s$ -диаграммы следует, что если промежуточный перегрев пара осуществляется от не слишком низкой температуры до температуры, близкой к  $T_1$ , то термический КПД дополнительного цикла будет заведомо выше термического КПД основного цикла — ведь в этом случае степень заполнения у дополнительного цикла значительно выше, чем у основного (рис. 11.23).

На рис. 11.24 цикл с промежуточным перегревом до температуры  $T^* = T_1$  изображен в  $h, s$ -диаграмме.

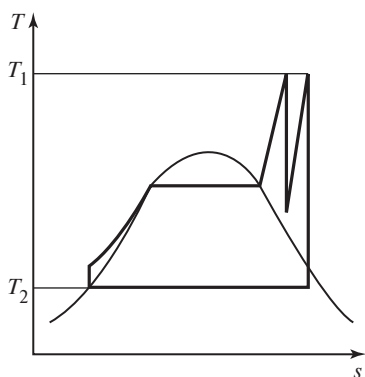


Рис. 11.23

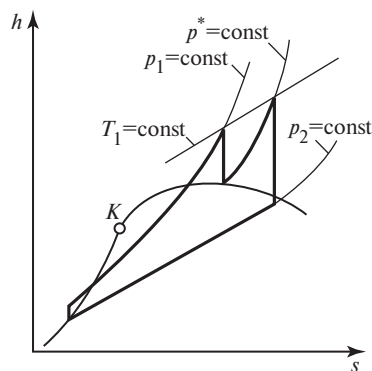


Рис. 11.24

В современных паросиловых установках обычно применяется не только однократный, но и двукратный промежуточный перегрев пара.

Промежуточный перегрев пара в паросиловых установках как средство повышения термического КПД установки аналогичен ступенчатому подводу теплоты в газотурбинных установках, рассмотренному в § 10.2.

к оглавлению Главы 11

### 11.5. Регенеративный цикл

Для повышения термического КПД цикла в паротурбинных теплосиловых установках, так же как и в газотурбинных установках, применяется регенерация теплоты.

Если в паросиловой установке осуществляется цикл Ренкина без перегрева пара, то в случае осуществления полной регенерации термический КПД цикла Ренкина будет равен термическому КПД цикла Карно. На рис. 11.25 изображен в  $T, s$ -диаграмме цикл Ренкина с полной регенерацией во влажном паре (разумеется, речь идет здесь о внутренне обратимых циклах).

Коэффициент полезного действия цикла Ренкина с перегревом пара даже в случае предельной регенерации будет меньше термического КПД цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур; это следует из  $T, s$ -диаграммы, приведенной на рис. 11.26. Однако при этом термический КПД цикла Ренкина заметно возрастает (по сравнению с циклом без регенерации).

Регенеративный цикл, изображенный на рис. 11.26, идеализирован; как показано в § 10.2, обеспечение эквидистантности линий подвода (3-4 на рис. 11.26) и отвода (7-2*p*) теплоты возможно лишь при условии применения идеального регенератора.

Из  $T, s$ -диаграммы на рис. 11.26 следует, что термический КПД цикла Ренкина с предельной регенерацией определяется выражением

$$\eta_{\text{т}}^{\text{рег}} = 1 - \frac{T_2(s_{2p} - s_3)}{h_1 - h_4}. \quad (11.74)$$

В реальных паросиловых циклах регенерация осуществляется с помощью регенеративных — поверхностных или смешивающих — теплообменников, в каждый из которых поступает пар из промежуточных ступеней турбины (так называемый регенеративный отбор). Пар конденсируется в регенеративных теплообменниках РСPI и РСPII, нагревая питательную воду, поступающую в котел. Конденсат греющего пара также поступает в котел или смешивается с основным потоком питательной воды (рис. 11.27). Цикл паросиловой установки

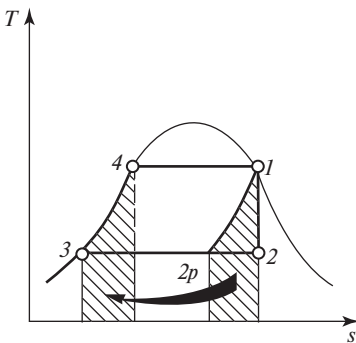


Рис. 11.25

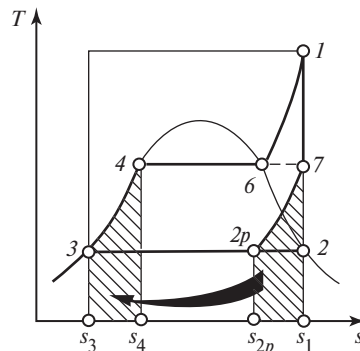


Рис. 11.26

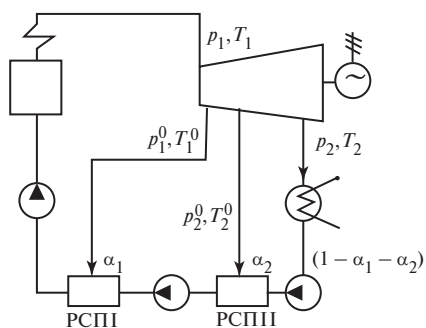


Рис. 11.27

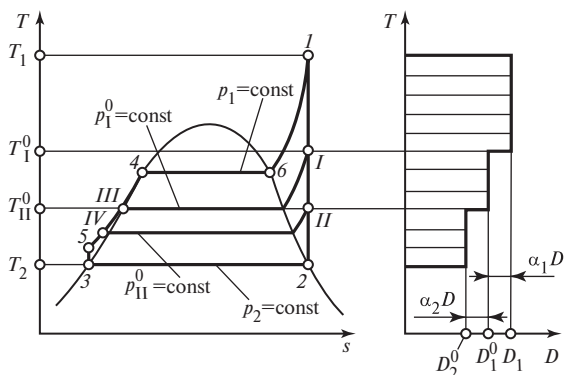


Рис. 11.28

с регенерацией, строго говоря, нельзя изобразить в плоской  $T, s$ -диаграмме, поскольку эта диаграмма строится для постоянного количества рабочего тела, тогда как в цикле установки с регенеративными подогревателями количество рабочего тела оказывается различным по длине проточной части турбины. Поэтому в дальнейшем, рассматривая изображение цикла этой установки в плоской  $T, s$ -диаграмме (рис. 11.28), следует иметь в виду условность этого изображения; для того чтобы подчеркнуть это, рядом с  $T, s$ -диаграммой помещена диаграмма, показывающая расход пара через турбину вдоль ее проточной части. Эта диаграмма относится к линии 1-2 в  $T, s$ -диаграмме — линии адиабатного расширения пара в турбине. Таким образом, на участке 1-2 цикла в  $T, s$ -диаграмме количество рабочего тела убывает с уменьшением давления, а на участке 5-4 количество рабочего тела возрастает с ростом давления (к питательной воде, поступающей из конденсатора, добавляется конденсат пара из отборов).

Абсолютно строгим было бы изображение регенеративного цикла в трехмерной системе координат  $T, s, D$ . На рис. 11.29 в этой системе координат изображен регенеративный цикл с двумя ступенями подогрева. На этом же рисунке

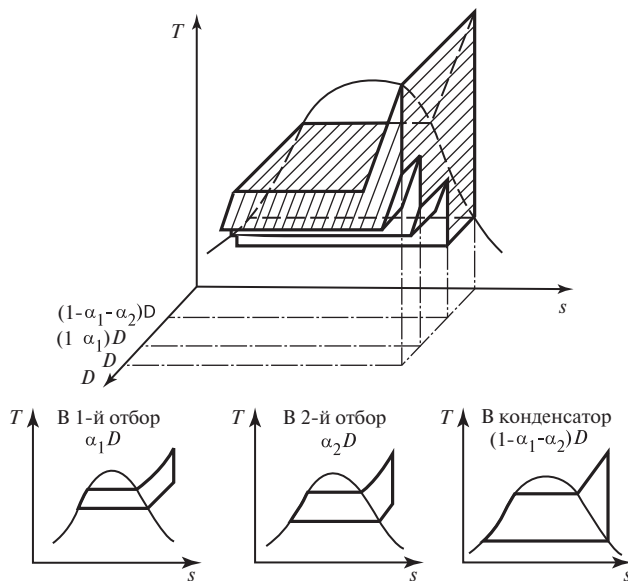


Рис. 11.29

представлены  $T, s$ -диаграммы, в которых изображены циклы, осуществляемые тремя частями потока пара: отбираемой в первую ступень подогрева ( $\alpha_1 D$ ); отбираемой во вторую ступень подогрева ( $\alpha_2 D$ ); проходящей в конденсатор  $[(1 - \alpha_1 - \alpha_2)D]$ . Использование трехмерной системы координат весьма сложно, поэтому на практике она не употребляется.

При применении не поверхностных, а смешивающих регенеративных подогревателей согласно схеме установки на рис. 11.27 требуется несколько насосов, поскольку повышение давления воды должно быть ступенчатым — давление воды, поступающей в смешивающий подогреватель, должно быть равно давлению пара, отбираемого из турбины в этот подогреватель. В данной схеме число насосов на единицу больше числа отборов.

Рассмотрим более подробно цикл регенеративной установки с двумя смешивающими подогревателями, схема которой изображена на рис. 11.27 (рассматривается внутренне обратимый цикл). Обозначим долю расхода рабочего тела, отводимого в отборе,  $\alpha$ . Если расход пара, поступающего в турбину, обозначить  $D$ , то в первый подогреватель (РСП) отбирается  $\alpha_1 D$  кг/ч пара, а во второй (РСП)  $\alpha_2 D$  кг/ч пара.

Следовательно, до точки, в которой осуществляется первый отбор, в турбине работает  $D$  кг/ч пара, за точкой первого отбора  $(1 - \alpha_1)D$  кг/ч пара, за точкой второго отбора  $(1 - \alpha_1 - \alpha_2)D$  кг/ч пара.

Соответственно в конденсатор поступает  $(1 - \alpha_1 - \alpha_2)D$  кг/ч пара. Во второй подогреватель из конденсатора подается  $(1 - \alpha_1 - \alpha_2)D$  кг/ч воды и из второго отбора  $\alpha_2 D$  кг/ч пара; в результате смешения из подогревателя выходит  $(1 - \alpha_2)D$  кг/ч подогретой воды. В первый подогреватель из второго поступает  $(1 - \alpha_1)D$  кг/ч воды и из первого отбора  $\alpha_1 D$  кг/ч пара; вода и пар смешиваются, и из этого подогревателя выходит  $D$  кг/ч подогретой воды. Эта вода поступает в насос, которым подается в котел.

Выясним, из каких соображений выбираются значения  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ .

Параметры пара, отбираемого из турбины, задаются заранее. Обозначим давление пара, при котором осуществляется первый отбор,  $p_1^0$ , а давление, при котором осуществляется второй отбор,  $p_{II}^0$ .

Во второй подогреватель из конденсатора подается насосом при давлении  $p_{II}^0$  питательная вода в количестве  $(1 - \alpha_1 - \alpha_2)D$  кг/ч. Эта вода недогрета до температуры кипения, соответствующей давлению  $p_{II}^0$ ; температура этой воды несколько выше  $T_2$ . Обозначим ее энтальпию  $h_{II}^B$ . Из отбора в подогреватель подается при том же давлении  $p_{II}^0$  перегретый пар в количестве  $\alpha_2 D$  кг/ч. Энтальпию пара в этом состоянии обозначим  $h_{II}^H$ . Величина  $\alpha_2$  выбирается таким образом, чтобы в результате смешения перегретого пара и недогретой до кипения воды была получена вода при температуре кипения, соответствующей давлению  $p_{II}^0$ . Энтальпию воды на линии насыщения при давлении  $p_1^0$  обозначим  $h_{II}^{B'}$ . Тогда уравнение теплового баланса второго подогревателя может быть записано следующим образом:

$$(h_{II}^H - h_{II}^{B'})\alpha_2 = (h_{II}^{B'} - h_{II}^B)(1 - \alpha_1 - \alpha_2). \quad (11.75)$$

В первый подогреватель вода в количестве  $(1 - \alpha_1)D$  кг/ч поступает при давлении  $p_1^0$ ; ее энтальпию обозначим  $h_1^B$ . Перегретый пар из первого отбора поступает в подогреватель в количестве  $\alpha_1 D$  кг/ч; энтальпию этого перегретого пара обозначим  $h_1^H$ . Так



же как и во втором подогревателе, расход пара, отбираемого в первый подогреватель, выбирается таким образом, чтобы получить на выходе из подогревателя воду при температуре кипения при давлении  $p_1^0$ ; энтальпию этой воды обозначим  $h_1^{B'}$ . Уравнение теплового баланса первого подогревателя можно представить в следующем виде:

$$(h_1^n - h_1^{B'})\alpha_1 = (h_1^{B'} - h_1^B)(1 - \alpha_1). \quad (11.76)$$

Из уравнений (11.75) и (11.76) получаем:

$$\alpha_1 = \frac{h_1^{B'} - h_1^B}{h_1^n - h_1^{B'}}; \quad (11.77)$$

$$\alpha_2 = \frac{h_{II}^{B'} - h_{II}^B}{h_{II}^n - h_{II}^{B'}}. \quad (11.78)$$

В результате осуществления регенеративного подогрева в котел поступает вода, уже нагретая до температуры  $T_1^0$ , т.е. до температуры насыщения при давлении  $p_1^0$ . Энтальпия воды в этом состоянии равна  $h_1^{B'}$ <sup>1)</sup>. Следовательно, к 1 кг рабочего тела в котле подводится теплота

$$q_1^{\text{пер}} = h_1 - h_1^{B'}. \quad (11.79)$$

В конденсаторе 1 кг пара отдает теплоту  $(h_2 - h_3)$ . Однако поскольку, как мы пояснили, из каждого килограмма пара, поступающего в турбину, в конденсатор попадает лишь  $(1 - \alpha_1 - \alpha_2)$  кг, то очевидно, что теплота, отдаваемая в конденсаторе, в расчете на 1 кг пара составляет:

$$q_2^{\text{пер}} = (h_2 - h_3)(1 - \alpha_1 - \alpha_2). \quad (11.80)$$

В соответствии с общим соотношением (9.1) уравнение для термического КПД регенеративного цикла с двумя отборами пара может быть записано в виде

$$\eta_{\text{т}}^{\text{пер}} = 1 - \frac{(h_2 - h_3)(1 - \alpha_1 - \alpha_2)}{h_1 - h_1^{B'}}. \quad (11.81)$$

К вопросу об определении термического КПД регенеративного цикла можно подойти и другим путем:

1 кг пара, прошедшего в конденсатор, произведет в турбине работу

$$l_{1-\alpha_1-\alpha_2} = h_1 - h_2; \quad (11.82)$$

1 кг пара, отобранного во второй подогреватель, до отбора произведет в турбине работу

$$l_{1-\alpha_1} = h_1 - h_{II}^n; \quad (11.83)$$

наконец, 1 кг пара, отобранного в первый подогреватель, до отбора произведет в турбине работу

$$l_1 = h_1 - h_1^n. \quad (11.84)$$

С учетом (11.82)—(11.84) работа регенеративного цикла<sup>2)</sup> может быть записана в виде

$$l_{\text{ц}} = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_1 - h_2) + \alpha_2(h_1 - h_{II}^n) + \alpha_1(h_1 - h_1^n). \quad (11.85)$$

<sup>1)</sup> Повышением энтальпии воды при сжатии в насосе пренебрегаем ввиду его малости.

<sup>2)</sup> Работой, затрачиваемой на привод питательного насоса, пренебрегаем.

Отсюда с учетом (11.79) получаем для термического КПД регенеративного цикла:

$$\eta_{\text{т}}^{\text{рег}} = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_1 - h_2) + \alpha_2(h_1 - h_{\text{II}}^{\text{II}}) + \alpha_1(h_1 - h_1^{\text{II}})}{h_1 - h_1^{\text{B}'}} \quad (11.86)$$

Наконец, работа, произведенная паром в цикле, будет равна работе, которую произвел бы 1 кг пара без отбора, за вычетом работы, которую произвели бы те доли 1 кг пара, которые отобраны в подогреватели (если бы они расширились в турбине до давления в конденсаторе):

$$l_{\text{ц}} = (h_1 - h_2) - \alpha_1(h_1^{\text{II}} - h_2) - \alpha_2(h_{\text{II}}^{\text{II}} - h_2). \quad (11.87)$$

Отсюда получаем для термического КПД регенеративного цикла с двумя отборами еще одно соотношение:

$$\eta_{\text{т}}^{\text{рег}} = \frac{(h_1 - h_2) - \alpha_1(h_1^{\text{II}} - h_2) - \alpha_2(h_{\text{II}}^{\text{II}} - h_2)}{h_1 - h_1^{\text{B}'}} \quad (11.88)$$

Разумеется, уравнения (11.81), (11.86) и (11.88) для  $\eta_{\text{т}}^{\text{рег}}$  идентичны.

Аналогичный характер имеют уравнения для термического КПД регенеративного цикла при любом другом числе ступеней подогрева. В частности, выражение, аналогичное (11.88), для цикла с  $n$  ступенями можно записать в виде

$$\eta_{\text{т}}^{\text{рег}} = \frac{h_1 - h_2 - \sum_{j=1}^n \alpha_j(h_j^{\text{II}} - h_2)}{h_1 - h_1^{\text{B}'}} \quad (11.89)$$

Как показывает анализ, увеличение числа ступеней регенеративного подогрева воды приводит к повышению термического КПД цикла, ибо при этом регенерация в цикле приближается к предельной (см. рис. 11.26). Однако каждая последующая ступень регенеративного подогрева вносит все меньший и меньший вклад в рост КПД. Это видно из представленного на рис. 11.30 графика зависимости прироста термического КПД цикла за счет регенеративного подогрева  $\Delta\eta_{\text{т}}$  от числа ступеней подогрева  $n$ ; график построен для равномерного распределения подогрева по ступеням.

В мощных современных паротурбинных установках высоких параметров число ступеней регенеративного подогрева достигает десяти.

Вопрос о выборе точек отбора пара из турбины в регенеративные смешивающие подогреватели (т.е. о выборе температуры, до которой подогревается вода в каждой из ступеней<sup>1)</sup>) является предметом специального анализа, подробное рассмотрение которого выходит за рамки этой книги. Заметим только, что критерием выбора того или иного распределения регенеративного подогрева по ступеням является обеспечение максимальной экономичности установки, которая в большинстве случаев достигается повышением термического КПД цикла. При бесконечно большом числе ступеней подогрева термический КПД цикла определяется однозначно, но если число ступеней конечно, то КПД цикла будет различным в зависимости от того, как распределены температуры подогрева между отдельными ступенями.

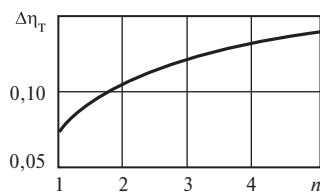


Рис. 11.30

<sup>1)</sup> Поскольку, как отмечено выше, из подогревателя выходит насыщенная вода, температура воды на выходе из смешивающего регенеративного подогревателя однозначно определяется давлением в подогревателе, равным давлению отбираемого пара.

## 11.6. Бинарные циклы

На основании проведенного рассмотрения циклов теплосиловых установок можно сформулировать требования к свойствам наиболее удобного (с термодинамической и эксплуатационной точек зрения) рабочего тела. Эти требования таковы:

1. Рабочее тело должно обеспечивать возможно более высокий коэффициент заполнения цикла. Для этого рабочее тело должно иметь возможно меньшую изобарную теплоемкость в жидком состоянии [в этом случае изобары в  $T, s$ -диаграмме, наклон которых определяется величиной  $(\partial T/\partial s)_p = T/c_p$ , будут идти достаточно круто, приближаясь к вертикали]. Желательно также, чтобы рабочее тело обладало возможно более высокими критическими параметрами: при одной и той же температуре насыщенного пара больший коэффициент заполнения имеет цикл, осуществляемый с рабочим веществом с более высокими критическими параметрами.

2. Свойства рабочего тела должны быть такими, чтобы высокая верхняя температура при достаточно высоком коэффициенте заполнения цикла обеспечивалась при не слишком высоком давлении пара, т.е. чтобы высокий термический КПД достигался без перехода к чрезмерно высоким давлениям, которые приводят к большому усложнению установки. Вместе с тем рабочее тело должно быть таким, чтобы его давление насыщения при низшей температуре цикла (т.е. температуре, близкой к температуре окружающей среды) было не слишком низким; слишком низкое давление насыщения потребует применения глубокого вакуума в конденсаторе, что сопряжено с большими техническими сложностями.

3. Рабочее тело должно быть недорогим; оно не должно быть агрессивным в отношении конструкционных материалов, из которых выполняется теплосиловая установка; оно не должно причинять вреда обслуживающему персоналу (т.е. не должно быть токсичным).

К сожалению, в настоящее время рабочие тела, в должной мере удовлетворяющие всем этим условиям, неизвестны. Самое распространенное рабочее тело в современной теплоэнергетике — вода — не удовлетворяет условию достаточно низкой теплоемкости в жидкой фазе, но удовлетворяет условию не слишком низкого значения давления в конденсаторе; вода является вполне подходящим рабочим телом для низкотемпературной части цикла. Однако достижение высоких коэффициентов заполнения пароводяного цикла сопряжено с необходимостью перехода к высоким давлениям; при этом вследствие сравнительно невысокой критической температуры длина изобарно-изотермического участка двухфазной области уменьшается, что снижает темп роста коэффициента заполнения цикла при переходе к высоким давлениям. Именно вследствие этого средняя температура подвода теплоты в пароводяном цикле сравнительно невысока, что, как показано в § 11.3, приводит к значительным потерям работоспособности.

Другим рабочим телам присущи иные недостатки. Так, например, ртуть имеет невысокое давление насыщения при высоких температурах и высокие критические параметры  $p_{кр} = 151$  МПа,  $T_{кр} = 1490$  °С, а при температуре, например, 550 °С давление насыщения составляет всего лишь 1420 кПа; это позволяет осуществить цикл Ренкина на насыщенном ртутном паре без перегрева с достаточно высоким термическим КПД. Однако при температурах, близких к температуре окружающей среды, давление насыщения ртути слишком мало: при  $T = 30$  °С  $p_s = 0,36$  Па, давлению же, обычно применяемому в конденсаторах паровых турбин ( $p_s \approx 4$  кПа), соответствует слишком большая температура насыщения ртути  $T_s = 217,1$  °С. Термический КПД цикла со столь высокой нижней темпера-

турой был бы невелик. Таким образом, ртуть как рабочее тело хороша для верхней (высокотемпературной) части цикла и неудовлетворительна для нижней.

Так как в настоящее время нет рабочих тел, удовлетворяющих перечисленным требованиям во всем температурном интервале цикла, то можно осуществить цикл, используя комбинацию двух рабочих тел, применяя каждое из них в той области температур, где это рабочее тело обладает наибольшими преимуществами.

Циклы такого рода носят название *бинарных*. Схема теплосиловой установки, в которой осуществляется бинарный ртутно-водяной цикл, показана на рис. 11.31.

В ртутном котле *I* к ртути подводится теплота, ртуть испаряется, и сухой насыщенный пар ртути при давлении  $p_1^{\text{PT}}$  поступает в ртутную турбину *II*, где он совершает работу, отдаваемую соединенному с этой турбиной электрогенератору. По выходе из турбины отработавший ртутный пар, имеющий давление  $p_2^{\text{PT}}$ , направляется в конденсатор-испаритель *III*, где он конденсируется, и затем жидкая ртуть насосом *IV* подается в котел *I*; в насосе давление ртути повышается от  $p_2^{\text{PT}}$  до  $p_1^{\text{PT}}$ .

Конденсатор-испаритель представляет собой поверхностный теплообменник, в котором конденсирующийся ртутный пар отдает теплоту охлаждающей воде. За счет этой теплоты вода в конденсаторе-испарителе нагревается до кипения и испаряется. Сухой насыщенный водяной пар из конденсатора-испарителя направляется в пароперегреватель *I*, размещаемый обычно в газоходе ртутного котла. Перегретый водяной пар при давлении  $p_1^{\text{B}}$  поступает в паровую турбину *2*, соединенную с электрогенератором. Отработавший водяной пар с давлением  $p_2^{\text{B}}$  конденсируется в конденсаторе *3*; затем насос *4* подает воду в конденсатор-испаритель.

Следует отметить, что расходы рабочего тела в ртутном и пароводяном контурах различны. Соотношение между расходами ртути и пара определяется из следующих соображений. Рассмотрим, например, бинарный ртутно-водяной цикл, в котором ртутный цикл осуществляется с сухим насыщенным ртутным паром в интервале давлений  $p_1^{\text{PT}} = 1180$  кПа (температура насыщения ртути при этом давлении составляет  $T_1^{\text{PT}} = 532,1$  °С) и  $p_2^{\text{PT}} = 9,8$  кПа (температура насыщения  $T_2^{\text{PT}} = 250$  °С), а в пароводяном цикле начальные параметры пара составляют  $p_1^{\text{B}} = 3330$  кПа ( $T_s = 239,8$  °С<sup>1)</sup>) и  $T_1 = 400$  °С при нижнем давлении  $p_2^{\text{B}} = 4$  кПа.

Теплота парообразования ртути при давлении  $0,1$  кгс/см<sup>2</sup>  $r^{\text{PT}} = 299,0$  кДж/кг, а разность энтальпий сухого насыщенного водяного пара и воды при температуре  $28,6$  °С на изобаре  $3330$  кПа (т.е. сумма количеств теплоты, необходимой для того, чтобы нагреть воду, вышедшую из конденсатора, до кипения и затем испарить ее) составляет  $2680$  кДж/кг. Отсюда очевидно, что для того, чтобы в конденсаторе-испарителе довести до кипения и затем испарить  $1$  кг воды, необ-

<sup>1)</sup> Отсюда следует, что в конденсаторе-испарителе разность температур конденсирующегося ртутного пара и испаряющейся воды  $T = 250,0 - 239,8 = 10,2$  °С.

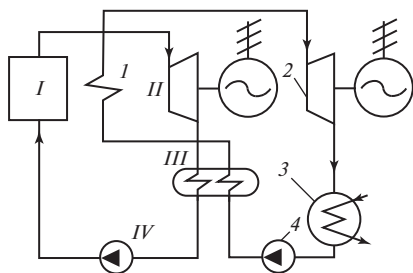


Рис. 11.31

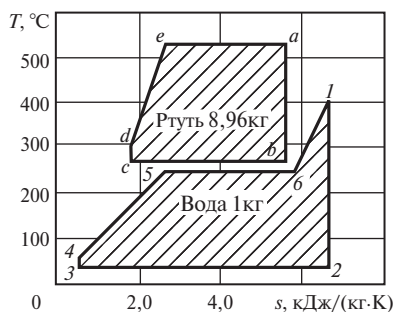


Рис. 11.32

ходимо отвести теплоту от  $2680:299 = 8,96$  кг конденсирующегося ртутного пара. Таким образом, расход рабочего тела в ртутном контуре этой бинарной установки должен быть в 8,96 раза больше расхода в пароводяном контуре. В общем случае это соотношение расходов ртути и воды (или, как говорят, кратность расхода ртути по отношению к расходу воды)  $m_p$  определяется из соотношения

$$m_p = \frac{h_6^B - h_4^B}{r^{PT}} \frac{1}{\eta_{к.и}} ; \tag{11.90}$$

здесь  $\eta_{к.и}$  — КПД конденсатора-испарителя, учитывающий тепловые потери этого аппарата.

$T, s$ -диаграмма рассматриваемого цикла изображена на рис. 11.32. Эта диаграмма построена для 1 кг воды и для 8,96 кг ртути в предположении, что цикл внутренне обратим. Пароводяная часть цикла представляет собой обычный цикл Ренкина с перегретым паром. Ртутная надстройка над пароводяным циклом представляет собой цикл Ренкина с влажным паром. Здесь  $a-b$  — адиабатный процесс в ртутной турбине,  $b-c$  — отвод теплоты от конденсирующегося ртутного пара в конденсаторе-испарителе,  $c-d$  — процесс в ртутном насосе,  $d-e-a$  — изобарный процесс подвода теплоты к ртути в ртутном котле.

У читателя может возникнуть недоумение: ранее отмечалось, что в случае использования водяного пара в качестве рабочего тела цикл Ренкина без перегрева, как правило, не применяется по той причине, что пар в конце процесса расширения в турбине имеет высокую влажность, а это резко снижает внутренний относительный КПД турбины. Почему же ртутный цикл без перегрева пара может применяться без каких-либо оговорок? Дело в том, что у ртути правая пограничная кривая в  $T, s$ -диаграмме идет значительно круче, чем у воды. Благодаря этому состояние пара на выходе из ртутной турбины оказывается расположенным в области влажного пара вблизи правой пограничной кривой, т.е. в зоне высоких значений степени сухости  $x$ .

Термический КПД бинарного цикла определяется выражением

$$\eta_T^{бин} = \frac{m_p l^{PT} + l^B}{m_p q_1^{PT} + q_1^B}, \tag{11.91}$$

где  $l^{PT}$  и  $l^B$  — величины работы, произведенной в ртутной и пароводяной частях цикла, а  $q_1^{PT}$  и  $q_1^B$  — количества теплоты, подводимой в ртутной и пароводяной частях цикла; значения  $l$  и  $q_1$ , как обычно, даются в расчете на 1 кг рабочего

тела, а различие в количествах рабочего тела в ртутной и пароводяной частях цикла учитывается кратностью расхода ртути по отношению к расходу воды  $m_p$ .

Важно подчеркнуть, что в бинарном цикле  $q_1^B$  — это теплота, затрачиваемая на перегрев водяного пара, т.е.  $q_1^B = h_1 - h_6$  (поскольку нагрев воды до кипения и испарение воды осуществляются за счет теплоты, отдаваемой конденсирующимся ртутным паром). В рассматриваемом бинарном цикле:

$$l^B = 3225 - 2066 = 1159 \text{ кДж/кг};$$

$$q_1^B = 3225 - 2929 = 296 \text{ кДж/кг};$$

$$l^{PT} = 364 - 254 = 110 \text{ кДж/кг};$$

$$q_1^{PT} = 364 - 35 = 329 \text{ кДж/кг}.$$

С учетом того, что  $m_p = 8,96$ , получаем из (11.91):

$$\eta_T^{\text{бин}} = \frac{8,96 \cdot 110 + 1159}{8,96 \cdot 329 + 296} = 0,66.$$

Для сравнения вычислим значения термических КПД ртутной и пароводяной частей бинарного цикла в отдельности:

$$\eta_T^B = \frac{l^B}{q_1^B} = 1159/3102 = 0,37$$

(в этом случае  $q_1^B = h_1 - h_5 = 3102 \text{ кДж/кг}$ ) и

$$\eta_T^{PT} = \frac{l^{PT}}{q_1^{PT}} = 110/329 = 0,33.$$

Таким образом, применение ртутной надстройки над пароводяным циклом позволяет существенно повысить термический КПД цикла.

Помимо ртути в качестве рабочих веществ для верхней части бинарного цикла предлагались дифенилоксид  $(C_6H_5)_2O$ , дифенильная смесь (75 % дифенилоксида и 25 % дифенила  $C_{12}H_{10}$ ), бромиды сурьмы  $SbBr_3$ , кремния  $SiBr_4$ , алюминия  $Al_2Br_3$  и другие вещества.

Следует, однако, отметить, что до настоящего времени описанные выше бинарные циклы не получили распространения<sup>1)</sup>; это объясняется главным образом техническими трудностями, с которыми связано сооружение таких установок. Развитие и реализация на практике идеи использования бинарных циклов пошла по другому, значительно более перспективному направлению — созданию так называемых парогазовых установок, рассматриваемых в следующем параграфе.

к оглавлению Главы 11

## 11.7. Циклы парогазовых установок

В последние годы в теплоэнергетику начинают все более интенсивно внедряться так называемые парогазовые установки, имеющие более высокую экономичность по сравнению с энергетическими установками, в которых используются только теплосиловые паровые или теплосиловые газовые циклы.

<sup>1)</sup> Несколько ртутно-водяных бинарных установок единичной мощностью от 1800 до 20 000 кВт было сооружено в 20—30-х годах прошлого века.

Парогазовые установки (ПГУ) представляют собой комбинацию паротурбинной и газотурбинной установок, а термодинамический цикл ПГУ — это комбинированный цикл, состоящий из цикла паротурбинной установки (цикла Ренкина) и цикла газотурбинной установки (цикла Брайтона). Поэтому комбинированный цикл ПГУ называют также циклом Ренкина—Брайтона. Понятно, что такой комбинированный цикл, состоящий из двух циклов — парового и газового, — является одной из разновидностей бинарных циклов, понятие о которых было рассмотрено в предыдущем параграфе.

В комбинированных циклах ПГУ цикл ГТУ занимает область высоких температур, а цикл Ренкина — область низких температур. Такое взаимное расположение циклов объясняется несколькими очевидными соображениями. Во-первых, максимальные температуры газа в современных ГТУ (1350—1500 °С) существенно выше максимальных температур пара (550—600 °С) паротурбинных установок. Во-вторых, теплоту уходящих газов ГТУ, имеющих температуру 400—600 °С, выгоднее использовать в низкотемпературном (паротурбинном) цикле, нежели просто отдавать эту теплоту в окружающую среду при высокой средней температуре. В-третьих, как известно, отвод теплоты в цикле паротурбинной установки осуществляется в изотермическом процессе при температуре, близкой к температуре окружающей среды.

К настоящему времени предложено несколько вариантов схем ПГУ, различающихся способом «воздействия» рабочего тела одного цикла на рабочее тело другого цикла. В большинстве своем эти схемы объединяет одна идея — использование теплоты уходящих газов ГТУ в паротурбинной части установки.

Наиболее эффективны так называемые *парогазовые установки с котлом-утилизатором*. Принципиальная схема такой ПГУ представлена на рис. 11.33, а ее термодинамический цикл в  $T, s$ -диаграмме — на рис. 11.34. На схеме (см. рис. 11.33) показаны газотурбинная установка, включающая воздушный компрессор  $K$ , камеру сгорания  $KC$ , газовую турбину  $ГТ$  и электрический генератор  $Г$ ; паротурбинная установка, включающая паровую турбину  $ПТ$ , конденсатор  $КН$ , насос  $H$  и электрический генератор  $Г$ , а также котел-утилизатор  $KУ$ , в котором образуется перегретый пар за счет теплоты газов, покидающих газовую турбину. В рассматриваемой установке подвод теплоты  $Q_1$  от верхнего (горячего) источника осуществляется только в газотурбинном цикле. В бинарном цикле подвод теплоты к нижнему циклу осуществляется только за счет теплоты  $Q_2$ , отведенной от верхнего цикла. Таким образом, комбинированный цикл ПГУ (см. рис. 11.34) — это бинарный цикл, состоящий из цикла газотурбинной установки (цикла Брайтона)  $1-2д-3-4д-1$ , изображенного на рис. 10.13, и цикла паротурбинной установки (цикла Ренкина)  $6-7д-7'-8д-6$ .

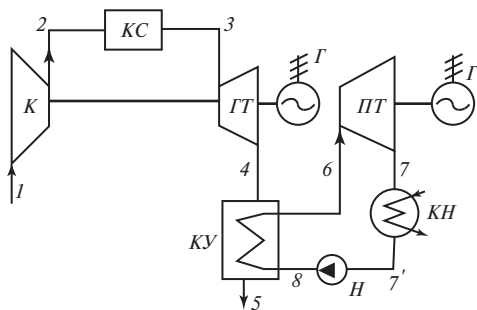


Рис. 11.33

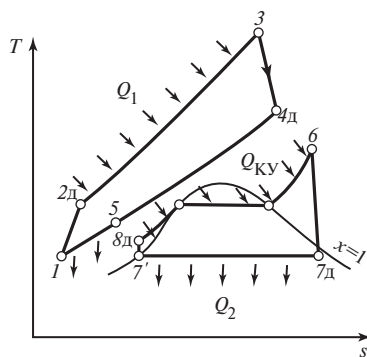


Рис. 11.34

Мощность такой ПГУ складывается из мощностей газотурбинной и паротурбинной частей

$$\begin{aligned} N_{\text{ПГУ}} &= N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}} = D_{\text{Г}} l_{\text{ГТУ}} + D_{\text{П}} l_{\text{ПТУ}} = D_{\text{Г}}(l_{\text{Г.т}} - l_{\text{к}}) + D_{\text{П}}(l_{\text{п.т}} - l_{\text{н}}) = \\ &= D_{\text{Г}}[(h_3 - h_{4\text{д}}) - (h_{2\text{д}} - h_1)] + D_{\text{П}}[(h_6 - h_{7\text{д}}) - (h_{8\text{д}} - h_7')], \end{aligned} \quad (11.92)$$

где  $D_{\text{Г}}$  и  $D_{\text{П}}$  — массовые расходы газа и пара;  $l_{\text{ГТУ}}$ ,  $l_{\text{Г.т}}$ ,  $l_{\text{к}}$ ,  $l_{\text{ПТУ}}$ ,  $l_{\text{п.т}}$ ,  $l_{\text{н}}$  — удельные работы ГТУ, газовой турбины, компрессора, паротурбинной установки, паровой турбины и насоса;  $h$  — энтальпии рабочих тел бинарного цикла (воздуха, газа, воды и водяного пара) в состояниях, соответствующих рис. 11.33 и 11.34.

Теплота  $Q_1$ , подводимая к циклу в камере сгорания ГТУ за единицу времени, — это теплота процесса 2д-3:

$$Q_1 = Q_{1\text{ГТУ}} = D_{\text{Г}}(h_3 - h_{2\text{д}}). \quad (11.93)$$

Внутренний КПД цикла ПГУ определяется как отношение мощности установки (11.92) к подведенной теплоте (11.93)

$$\eta_i = \frac{N_{\text{ПГУ}}}{Q_1} = \frac{[(h_3 - h_{4\text{д}}) - (h_{2\text{д}} - h_1)] + m_{\text{п}}[(h_6 - h_{7\text{д}}) - (h_{8\text{д}} - h_7')]}{h_3 - h_{2\text{д}}}, \quad (11.94)$$

где  $m_{\text{п}} = D_{\text{П}}/D_{\text{Г}}$  — так называемый относительный расход пара, называемый также кратностью циркуляции бинарного цикла.

Относительный расход пара  $m_{\text{п}}$  определяется из уравнения теплового баланса котла-утилизатора КУ, согласно которому теплота  $Q_{\text{КУ}}$ , отданная газом в процессе 4д-5, равна теплоте  $Q_{1\text{ПТУ}}$ , полученной водой и водяным паром в процессе 8д-6:

$$Q_{\text{КУ}} = Q_{1\text{ПТУ}}. \quad (11.95)$$

А поскольку

$$Q_{\text{КУ}} = D_{\text{Г}}(h_{4\text{д}} - h_5), \quad (11.96)$$

и

$$Q_{1\text{ПТУ}} = D_{\text{П}}(h_6 - h_{8\text{д}}), \quad (11.97)$$

то

$$D_{\text{Г}}(h_{4\text{д}} - h_5) = D_{\text{П}}(h_6 - h_{8\text{д}}), \quad (11.98)$$

и, следовательно,

$$m_{\text{п}} = \frac{D_{\text{П}}}{D_{\text{Г}}} = \frac{h_{4\text{д}} - h_5}{h_6 - h_{8\text{д}}}. \quad (11.99)$$

Соотношения (11.92)—(11.99) позволяют рассчитать КПД цикла ПГУ, определив предварительно необходимые значения энтальпии, используя для этого или таблицы термодинамических свойств воздуха, газа, воды и водяного пара или соответствующие уравнения состояния. Величину КПД парогазовой установки (11.94) можно выразить также через КПД ее основных элементов: газотурбинной установки ( $\eta_{\text{ГТУ}} = N_{\text{ГТУ}}/Q_{1\text{ГТУ}}$ ), паротурбинной установки ( $\eta_{\text{ПТУ}} = N_{\text{ПТУ}}/Q_{1\text{ПТУ}}$ ) и котла-утилизатора ( $\eta_{\text{КУ}} = Q_{\text{КУ}}/Q_{2\text{ГТУ}}$ ), имея в виду равенства (11.93) и (11.95), а также уравнение (3.11), согласно которому  $\eta_{\text{ГТУ}} = 1 - Q_{2\text{ГТУ}}/Q_{1\text{ГТУ}}$ :

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{N_{\text{ПГУ}}}{Q_1} = \frac{N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}}}{Q_{1\text{ГТУ}}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{Q_{1\text{ГТУ}}} + \frac{Q_{2\text{ГТУ}}}{Q_{1\text{ГТУ}}} \frac{Q_{\text{КУ}}}{Q_{2\text{ГТУ}}} \frac{N_{\text{ПТУ}}}{Q_{1\text{ПТУ}}} = \\ &= \eta_{\text{ГТУ}} + (1 - \eta_{\text{ГТУ}})\eta_{\text{КУ}}\eta_{\text{ПТУ}}. \end{aligned} \quad (11.100)$$



Из уравнения (11.100) следует, что КПД бинарного парогазового цикла тем больше, чем больше КПД исходных циклов газотурбинной и паротурбинной установок ( $\eta_{ГТУ}$  и  $\eta_{ПТУ}$ ), а также, чем выше КПД котла-утилизатора

$$\eta_{КУ} = \frac{Q_{КУ}}{Q_{2ГТУ}} = \frac{h_{4д} - h_5}{h_{4д} - h_1}. \quad (11.101)$$

Коэффициент полезного действия котла-утилизатора, как это следует из (11.101), определяется температурой уходящих газов  $T_5$ : чем ниже температура  $T_5$ , тем меньше энтальпия  $h_5$ , тем больше КПД котла-утилизатора (11.101) и соответственно тем выше КПД бинарного цикла парогазовой установки (11.100).

Парогазовые установки, принципиальные схемы которых изображены на рис. 11.33, позволяют заметно увеличить КПД по сравнению с КПД отдельно взятых газотурбинной и паротурбинной установок. Для дальнейшего повышения КПД ПГУ с котлом-утилизатором, как это следует из (11.100), необходимо повышать КПД трех основных его элементов: котла-утилизатора  $\eta_{КУ}$ , газотурбинной установки  $\eta_{ГТУ}$  и паротурбинной установки  $\eta_{ПТУ}$ . Рассмотрим методы, используемые для повышения эффективности каждого из этих элементов парогазовой установки.

Для повышения КПД котла-утилизатора  $\eta_{КУ}$  используют котлы-утилизаторы и паровые турбины двух или трех давлений. В таких парогазовых установках, называемых двух- или трехконтурными, котел-утилизатор генерирует перегретый пар разных (двух или трех) параметров. На рис. 11.35 представлена принципиальная схема трехконтурной ПГУ, а на рис. 11.36 — в  $T, s$ -диаграмме паротурбинная часть цикла этой установки. Сравнение рис. 11.33 и 11.35 показывает, что газотурбинная часть ПГУ в трехконтурной ПГУ та же, что и в одноконтурной; отличаются только котел-утилизатор КУ и паровая турбина ПТ. В паровую турбину трехконтурной ПГУ подается пар первого контура, имеющий наибольшие значения давления и температуры ( $p_{6a}, T_{6a}$ ), который расширяется в турбине вплоть до давления в конденсаторе ( $p_7$ ). Этот пар совершает цикл  $6a-7-7'-8-c'-9-b'-10-6a$ . Пар второго контура — пар более низких параметров ( $p_{6b}, T_{6b}$ ) — поступает в среднюю часть турбины, где давление пара первого контура, уменьшаясь в адиабатном процессе, становится равным давлению пара второго контура. Пар второго контура совершает цикл  $6b-7-7'-8-c'-9-b'-6b$ . Пар третьего контура — пар еще более

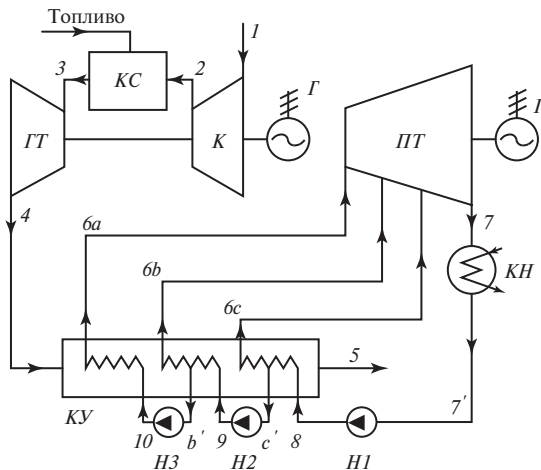


Рис. 11.35

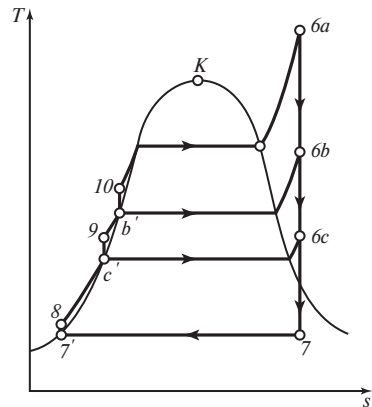


Рис. 11.36

низких параметров ( $p_{6c}, T_{6c}$ ) — подводится к тому сечению турбины, где давление пара первого и второго контуров становится равным  $p_{6c}$ .

В котел-утилизатор трехконтурной ПГУ насосом  $H1$  подается вода (состояние  $\delta$ ), массовый расход которой равен сумме массовых расходов всех трех контуров. После нагрева этой воды до кипения (состояние  $c'$ ) часть воды испаряется, а пар перегревается, образуя пар третьего контура (состояние  $bc$ ). Другая часть воды после повышения ее давления насосом  $H2$  доводится в котле-утилизаторе до кипения (состояние  $b'$ ). Часть этой воды испаряется, а пар перегревается (состояние  $bb$ ), образуя пар второго контура. Другая часть воды после насоса  $H3$  совершает в котле-утилизаторе процесс  $1\theta$ - $6a$ , в результате чего образуется перегретый пар первого контура (состояние  $ba$ ).

Такое усложнение схемы позволяет уменьшить необратимость процесса передачи теплоты в котле-утилизаторе, снизить температуру уходящих газов и тем самым повысить КПД котла-утилизатора. Большинство создаваемых в настоящее время ПГУ с котлом-утилизатором — это двух- или трехконтурные ПГУ. В связи с появлением двух- и трехконтурных ПГУ ранее рассмотренную установку, схема которой показана на рис. 11.33, называют одноконтурной ПГУ.

Для повышения КПД газотурбинной части ПГУ  $\eta_{ГТУ}$  используются рассмотренные в § 10.2 способы повышения КПД циклов газотурбинных установок: это — повышение температуры газа перед газовой турбиной, а также введение многоступенчатого сжатия и расширения рабочего тела. Следует отметить, что регенерация, используемая в циклах ГТУ (см. рис. 10.19), в парогазовых установках не применяется в силу следующих обстоятельств. Прежде всего, использование уходящих газов газовой турбины в регенеративном подогревателе приводит к заметному уменьшению температуры газа на входе в котел-утилизатор, снижению начальных параметров пара паротурбинного цикла и его КПД. Кроме того, в отличие от цикла ГТУ, в паротурбинном цикле отвод теплоты  $Q_2$  в окружающую среду осуществляется в изотермическом процессе при температуре, близкой к температуре окружающей среды, т.е. почти как в идеальном цикле Карно. Поэтому теплоту уходящих газов газовой турбины эффективнее использовать в паротурбинном, а не в регенеративном газотурбинном цикле. Об этом свидетельствуют и более высокие значения КПД парогазовых установок по сравнению с КПД ГТУ с регенерацией.

Для повышения КПД паротурбинной части ПГУ  $\eta_{ПГУ}$  обычно рассматривается только промежуточный перегрев пара. Регенеративный подогрев питательной воды, обычно применяемый в паротурбинных установках, здесь не эффективен. Действительно, регенеративный подогрев воды повышает среднюю температуру подвода теплоты в паротурбинных циклах. Но так как в парогазовых установках с котлом-утилизатором подвод теплоты  $Q_1$  осуществляется только в газотурбинном цикле, то регенерация не влияет на среднюю температуру подвода теплоты и поэтому не приводит к росту КПД ПГУ. Реализация всех вышеуказанных способов позволяет повысить КПД парогазовых установок с котлом-утилизатором до 60 %.

Существует большое число других схем ПГУ, в которых в отличие от схемы на рис. 11.33 подвод теплоты к паротурбинному циклу осуществляется комбинированно — как за счет сжигания топлива в котельной установке, так и за счет теплоты уходящих газов газовой турбины. С одной стороны, в таких установках можно использовать не только жидкое и газообразное, но и твердое топливо — уголь, а соотношение между мощностями паротурбинной и газотурбинной установок может меняться в широких пределах. С другой стороны, подвод теплоты  $Q_1$  к паротурбинному циклу происходит при более низкой температуре, чем

подвод теплоты в цикле ГТУ. Поэтому средняя температура подвода теплоты и КПД в таких комбинированных циклах меньше, чем в циклах ПГУ с котлом-утилизатором.

Особенностью другого типа ПГУ является применение впрыска некоторого количества воды в компрессор простой газотурбинной установки, в результате чего термодинамический цикл, состоящий из адиабатного сжатия, изобарного подвода теплоты, адиабатного расширения и изобарного отвода теплоты, совершает парогазовая смесь. Рассматривая процессы, совершаемые паром и газом отдельно, комбинированный цикл такой установки можно представить как комбинацию цикла Брайтона (цикла ГТУ) и цикла Ренкина (цикла паротурбинной установки). Такие ПГУ обычно называют STIG (по первым буквам словосочетания «steam in gas»), в отличие от ранее рассмотренной ПГУ с котлом-утилизатором, иногда называемой STAG [«steam and gas»<sup>1)</sup>]. В ПГУ типа STIG возможность повышения КПД цикла за счет его комбинирования сочетается с техническими сложностями реализации этих схем.

Таким образом, парогазовые установки имеют наибольшие значения КПД среди других тепловых двигателей и поэтому являются одним из наиболее перспективных направлений современной энергетики.

к оглавлению Главы 11

### 11.8. Теплофикационные циклы

В процессе выработки электроэнергии на теплоэлектростанциях большое количество теплоты передается холодному источнику — охлаждающей конденсатор воде и, таким образом, бесполезно теряется. Количество теплоты, отдаваемой холодному источнику ( $q_2$ ), можно уменьшить за счет увеличения термического КПД цикла, однако полностью устранить нельзя, так как в соответствии со вторым законом термодинамики передача определенного количества теплоты холодному источнику является неизбежной.

Если устранить передачу теплоты холодному источнику в принципе невозможно, то нельзя ли использовать эту теплоту? Как известно, для производственных и бытовых нужд потребляется значительное количество теплоты в виде горячей воды и пара в разного рода технологических процессах, для отопления зданий и горячего водоснабжения.

В обычных конденсаторных паротурбинных теплосиловых установках давление в конденсаторе поддерживается равным примерно 4 кПа, т.е. конденсация пара происходит при температуре около 28—29 °С. Теплота, отдаваемая охлаждающей воде в таком конденсаторе, имеет низкий температурный потенциал и не может быть использована для производственных или бытовых нужд; для технологических целей, как правило, используется насыщенный водяной пар с давлением от 250 до 2000—3000 кПа, а для отопления — насыщенный водяной пар с давлением 150—260 кПа или горячая вода с температурой, достигающей в некоторых установках 180 °С.

Для того чтобы иметь возможность использовать теплоту, отдаваемую конденсирующимся паром, нужно увеличить давление в конденсаторе, т.е. увеличить температуру, при которой конденсируется этот пар. Повышение нижней температуры цикла приведет к некоторому уменьшению термического КПД и, следовательно, к уменьшению выработки электроэнергии при тех же, что и раньше, затратах топлива. Поэтому с точки зрения экономичности собственно цикла такая операция является невыгодной. Однако возможность получения больших количеств теплоты для технологических и бытовых нужд за счет неко-

<sup>1)</sup> «Steam in gas» — «пар в газе», «steam and gas» — «пар и газ» (англ.).

того сокращения выработки электроэнергии оказывается весьма выгодной (избавляет от необходимости сооружать специальные отопительные котельные, как правило, небольшие, имеющие сравнительно невысокий КПД и поэтому требующие повышенного расхода топлива, а также нерационально использующие теплоту высокого температурного потенциала при сжигании топлива для нагрева низкотемпературного рабочего тела, что невыгодно из-за уменьшения работоспособности системы).

Комбинируемую выработку на электростанциях электроэнергии и теплоты называют *теплофикацией*, а турбины, применяемые на таких электростанциях, — *теплофикационными*. Наибольшее развитие по сравнению с другими странами теплофикация получила в свое время в нашей стране.

Тепловые электростанции, осуществляющие комбинируемую выработку электроэнергии и теплоты, называют теплоэлектроцентралями (ТЭЦ) в отличие от чисто конденсационных электростанций (КЭС), производящих только электроэнергию.

Цикл теплофикационной паросиловой установки изображен в  $T, s$ -диаграмме на рис. 11.37. В этой диаграмме работа цикла, как обычно, изображается площадью  $1-2-3-5-4-6-1$ , а площадь  $A-3-2-B-A$  представляет собой теплоту  $q_2$ , отданную внешнему потребителю.

Поскольку, как отмечено выше, для производственных и бытовых нужд требуется пар или вода в относительно широком диапазоне температур и давлений, на ТЭЦ применяются теплофикационные турбины различных типов в зависимости от характера потребления теплоты.

На рис. 11.38 представлена схема ТЭЦ с так называемыми турбинами с ухуленным вакуумом. Давление в конденсаторе такой турбины поддерживается таким, чтобы температура насыщения пара была достаточно высокой для нужного нагрева охлаждающей воды в конденсаторе. Вода, нагретая в конденсаторе до необходимой температуры, направляется потребителю для отопления.

На рис. 11.39 изображена схема ТЭЦ, в которой применены так называемые турбины с противодавлением. В установках этого типа конденсатор отсутствует, а отработавший пар из турбины направляется по паропроводу на производство, где он отдает теплоту и конденсируется; конденсат с производства возвращается для питания котлов. Давление пара на выходе из турбины определяется потребностями производства.

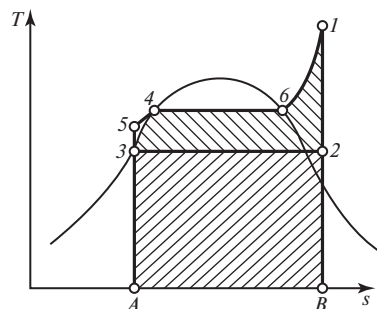


Рис. 11.37

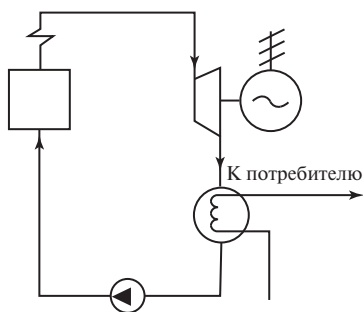


Рис. 11.38

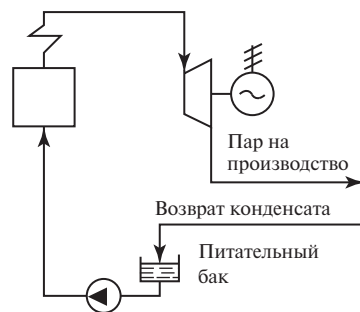


Рис. 11.39

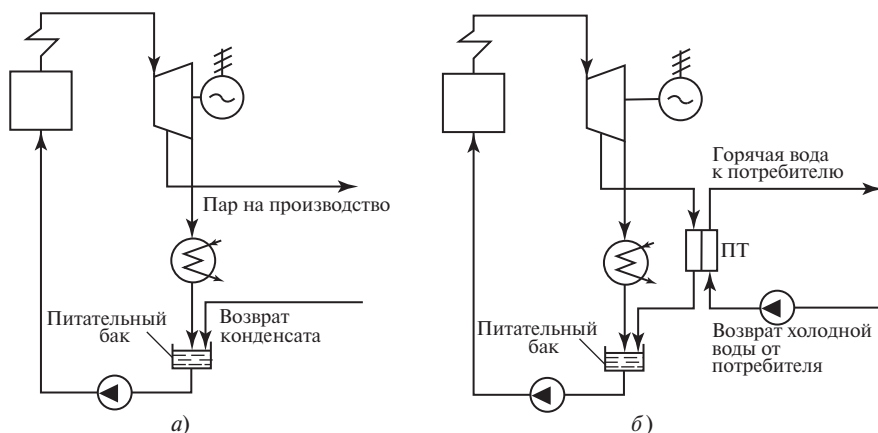


Рис. 11.40

На рис. 11.40 показана схема ТЭЦ с турбинами с отбором пара. В этой схеме часть пара достаточно высоких параметров отбирается из промежуточных ступеней турбины (с этой точки зрения эта схема напоминает схему установки с регенеративными подогревателями). Отобранный пар может быть либо направлен на производство (так называемый производственный отбор), откуда в установку возвращается конденсат (рис. 11.40, а), либо в специальные подогреватели-теплообменники (ПТ), в которых этот пар нагревает воду, используемую для отопительных целей (так называемый теплофикационный отбор, рис. 11.40, б). Следует заметить, что на современных ТЭЦ наиболее распространены турбины с отбором пара.

Для характеристики экономичности работы ТЭЦ применяется так называемый коэффициент использования теплоты  $K$ , определяемый как отношение суммы полезной работы, произведенной в цикле,  $l_3$  и теплоты  $q_2$ , отданной внешнему потребителю, к количеству теплоты  $q_1$ , выделившейся при сгорании топлива:

$$K = \frac{l_3 + q_2}{q_1}, \quad (11.102)$$

или, что то же самое,

$$K = \frac{N + Q}{BQ_n^p}, \quad (11.103)$$

где  $N$  — электрическая мощность установки;  $B$  — часовой расход топлива;  $Q_n^p$  — теплота сгорания топлива;  $Q$  — количество теплоты, отданной внешнему потребителю (за 1 час).

Значение  $K$  тем ближе к единице, чем совершеннее установка, т.е. чем меньше потери теплоты в котлоагрегате и паропроводе, механические потери в турбине, механические и электрические потери в электрогенераторе.

[предыдущая глава](#)

[к оглавлению](#)

[следующая глава](#)