

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования  
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет» (ННГАСУ)

Кафедра отопления и вентиляции

# **Определение характеристик теплофикационной паровой турбины**

Методические указания  
для студентов направления  
140100 Теплоэнергетика

Нижний Новгород - 2009

УДК 621.1.016 (075.8)

Определение характеристик теплофикационной паровой турбины. Методические указания для студентов направления 140100 Теплоэнергетика.

Нижний Новгород, издание ННГАСУ, 2009 г.

В методических указаниях приведены краткие теоретические сведения и расчетные формулы, необходимые для выполнения курсовой работы. Даны примеры расчета цикла с построением диаграммы режимов теплофикационной турбины и варианты заданий.

Составили: д.т.н., профессор Дыскин Л.М.

ассистент                      Козлов С.С.

## ВВЕДЕНИЕ

Рациональное использование топливноэнергетических ресурсов нашей страны во многом зависит от успешного развития теплофикации промышленных предприятий и жилых массивов. Теплофикация – это централизованное снабжение теплотой внешних потребителей от ТЭЦ (теплоэлектроцентралей) на базе комбинированного производства теплоты и электроэнергии.

Теплофикация может давать существенную экономию топлива по сравнению с отдельным тепловым и электрическим снабжением, при котором электроэнергия вырабатывается на чисто силовых установках, например, на паротурбинных конденсационных электростанциях (КЭС), а теплота – в специальных котельных. При комбинированной выработке на тепловых электрических станциях теплота получается за счет использования частично или полностью отработанного в турбине пара, т.е. пара, использовавшегося для выработки электрической энергии.

Удельный расход топлива для выработки теплоты в отдельных отопительных котельных гораздо выше, чем на теплоэлектроцентралях. Важен и тот факт, что при комбинированном способе теплота вырабатывается на более совершенном энергетическом оборудовании теплоэлектроцентралей с высокими параметрами пара, что способствует повышению термического КПД теплового цикла. Если учесть экономию топлива от применения комбинированной выработки электроэнергии и теплоты, то КПД выработки только электроэнергии комбинированным способом на ТЭЦ достигает 75-80%, в то время как на самых современных паротурбинных конденсационных электрических станциях (КЭС), предназначенных для выработки только электрической энергии, эффективный КПД не превышает 32-35%.

Помимо экономии топлива, правильно запроектированные ТЭЦ дают экономию и других затрат, главным образом при капитальной строитель-

стве отдельных установок для производства электрической энергии и теплоты.

В настоящей работе необходимо выполнить расчет теплофикационного цикла паровой турбины, построить диаграмму режимов теплофикационной турбины с одним регулируемым отбором пара, определить экономичность такого цикла и сравнить его по затратам топлива с отдельной выработкой электрической энергии и теплоты.

## 1. ЦИКЛ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ С ОДНИМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Паровая турбина является основным элементом энергетической установки теплофикационного цикла.

На рис. 1 представлена принципиальная схема паротурбинной установки с одним регулируемым отбором пара для подогрева сетевой воды. В этой установке определенное количество пара после срабатывания в части высокого давления (ЧВД) 1 турбины направляется в подогреватель сетевой воды (бойлер) 2, через который циркулирует вода из системы отопления при помощи насоса 3. Остальная часть пара через регулирующий орган 4 поступает в часть низкого давления (ЧНД) 5 турбины, где производится дополнительная механическая работа вращения ротора, преобразуемая турбогенератором 6 в электрическую энергию.

Отработанный в ЧНД турбины пар направляется в конденсатор 7, где происходит его конденсация за счет охлаждения циркуляционной водой, протекающей в трубках 8.

Затем конденсат из конденсатора 7 и подогревателя 2 направляется в деаэрационный бак 9, где происходит освобождение конденсата от растворенных в нем агрессивных газов (кислорода и углекислоты) с целью уменьшения коррозии оборудования. После деаэрации воды питательным насосом 10 подается в парогенератор 11, где за счет теплоты сгорания топлива происходит процесс парообразования и последующий перегрев пара в пароперегревателе 12. Перегретый пар через регулирующий орган 13 поступает в ЧВД паровой турбины.

Система регулирующих органов 13 (регулирующий клапан ЧВД) и 4 (поворотная диафрагма ЧНД) позволяет с помощью автоматических устройств регулировать подачу пара в ЧВД, ЧНД и теплофикационный отбор в зависимости от режима работы. Например, в летний период года отпада-

ет необходимость в теплофикационном отборе, в этом случае поворотная диафрагма 4 перед ЧНД полностью открыта и весь пар поступает в ЧНД и конденсатор турбины. Турбина работает по электрическому графику в конденсационном режиме.

В зимний период года включен регулятор давления 14 отборного пара, который автоматически воздействует на сервомоторы 15, 16 соответствующих регулирующих органов 4 и 13, изменяя расход пара на турбину, в отбор и конденсатор в количествах, предусмотренных тепловым графиком работы.

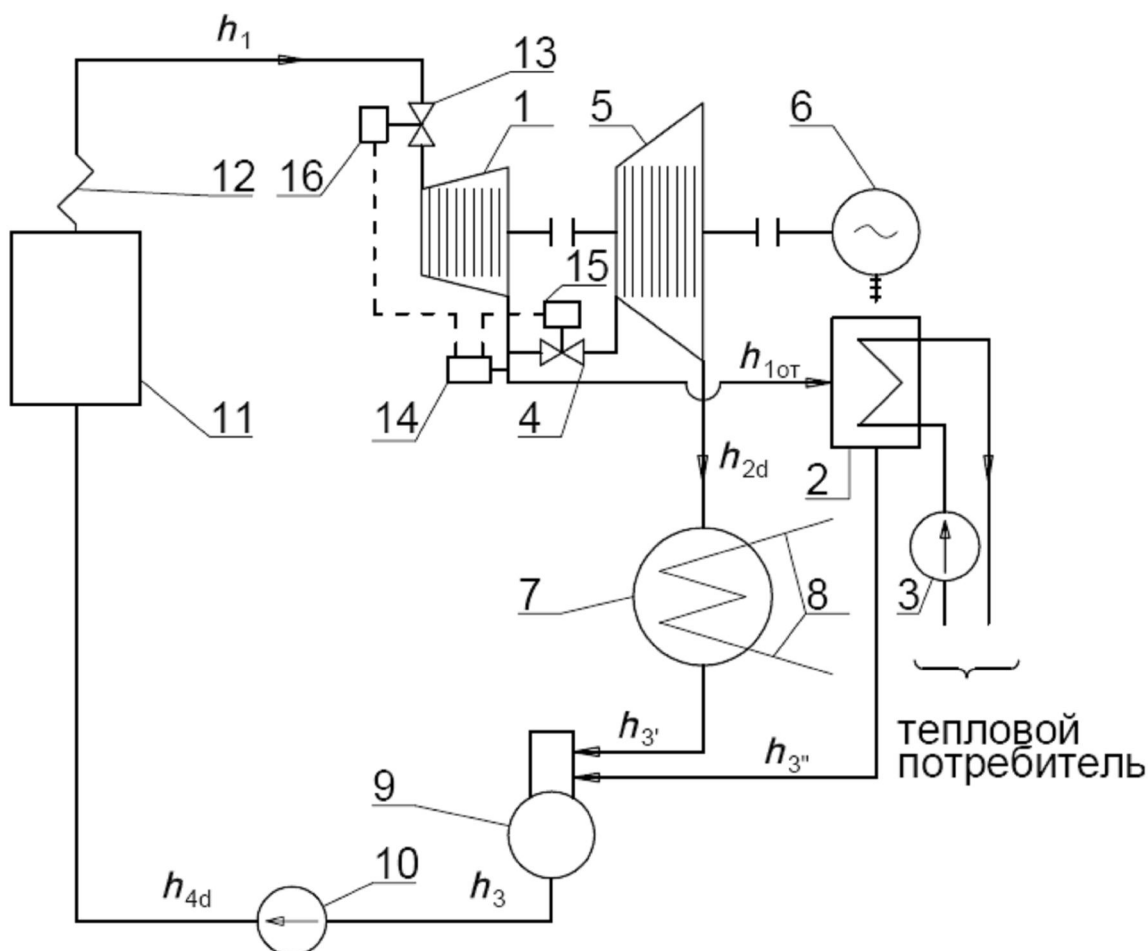


Рис. 1 – Принципиальная схема паротурбинной установки теплофикационного цикла

Изменение состояния пара в цикле Ренкина, используемом в современных паротурбинных установках, иллюстрируется в  $h, s$  – диаграмме,

представленной на рис. 2. Питательный насос 10 (рис. 1) повышает давление воды до величины  $p_1$  и подает ее в парогенератор 11. Изоэнтропный процесс в питательном насосе изображен условно в  $h, s$  – диаграмме линиями 3-4. Действительный адиабатный процесс повышения давления воды в насосе от давления в деаэраторе 9 до давления  $p_1$  перед парогенератором представлен линией 3-4<sub>д</sub>. Далее вода поступает в парогенератор, где вначале происходит предварительный ее подогрев до температуры кипения при постоянном давлении по линии 4-5. Изобарно-изотермический процесс парообразования кипящей воды в парогенераторе обозначен линией 5-6. Затем пар поступает в пароперегреватель 12, где температура повышается до  $T_1$  по изобаре 6-1. Пренебрегая потерями температуры и давления в паропроводе от пароперегревателя до турбины, считаем, что точка 1 показывает исходное состояние острого пара перед турбиной. Таким образом, подвод теплоты к рабочему телу осуществляется в парогенераторе и пароперегревателе по изобаре 4-5-6-1. Количество теплоты, подведенной к 1 кг рабочего тела, определяется разностью энтальпий рабочего тела в начале и в конце процесса:

$$q_1 = h_1 - h_{4д}, \quad \text{кДж/кг.} \quad (1.1)$$

В дальнейшем пар расширяется в части высокого давления турбины до давления в камере отбора  $p_{от}$  (рис. 2). При этом происходит превращение кинетической энергии пара в механическую работу вращения ротора. Действительный адиабатный процесс расширения пара в ЧВД турбины с учетом потерь на трение происходит по линии 1-1<sub>от</sub> и определяется разностью энтальпий в точках 1 и 1<sub>от</sub>. Эта разность есть действительный теплоперепад в ЧВД:

$$H'_д = h_1 - h_{1от}, \quad (1.2)$$

где  $h_1$  – энтальпия острого пара;  $h_{1от}$  – энтальпия пара в отборе.

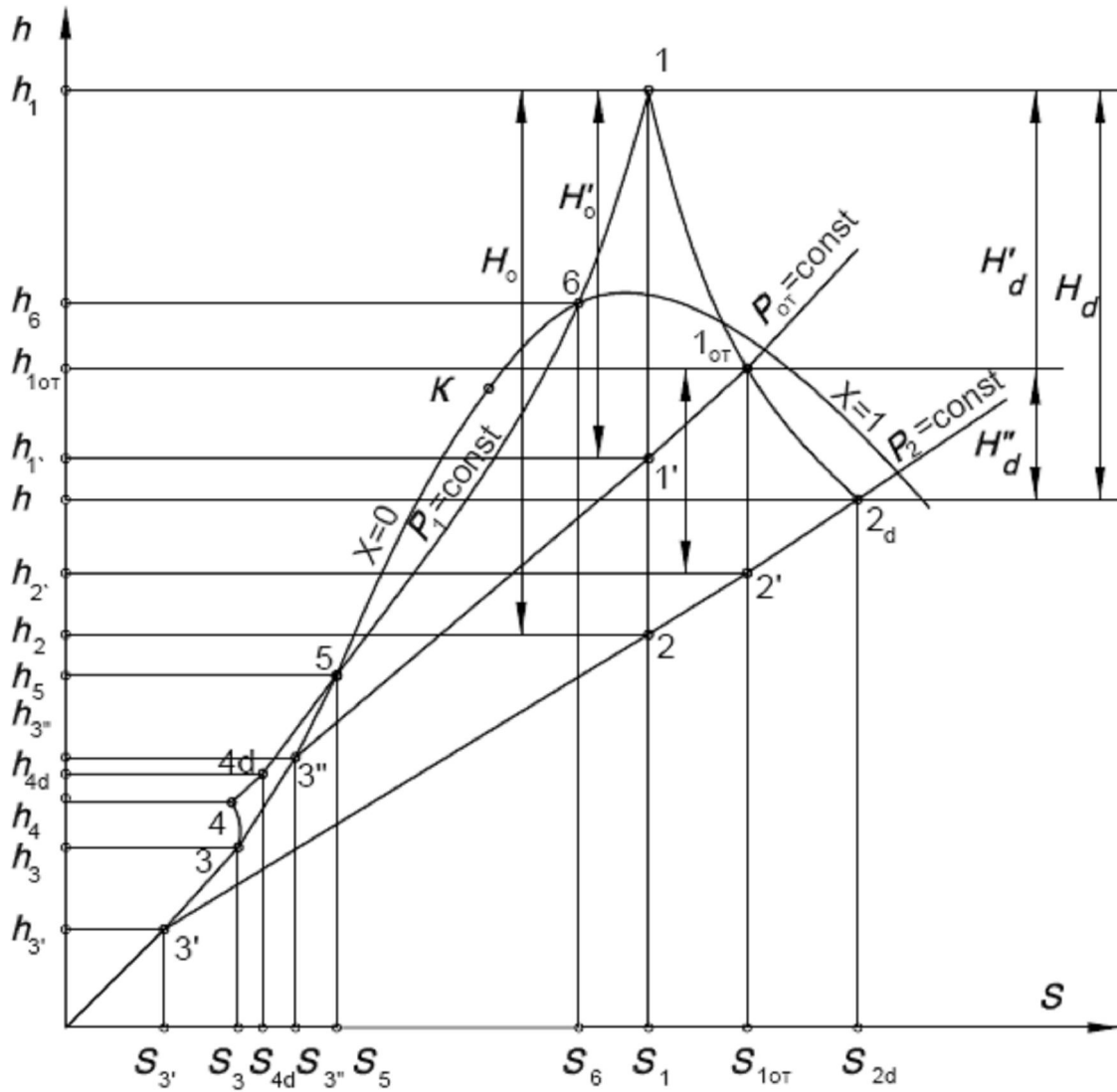


Рис. 2 – Диаграмма  $h$ - $s$  теплофикационного цикла турбины с регулируемым отбором пара

Идеальный обратимый процесс расширения пара в ЧВД определяется линией  $1-1'$ , а разность энтальпий в точках  $1$  и  $1'$  есть располагаемый теплотерепад в ЧВД:

$$H'_o = h_1 - h_{1'}, \quad (1.3)$$

где  $h_{1'}$  – энтальпия пара в конце изэнтропного расширения в ЧВД.

Адиабатное обратимое расширение пара в ЧНД турбины происходит по линии  $1_{от}-2'$ . Действительный теплотерепад в ЧНД равен:

$$H''_d = h_{1_{от}} - h_{2_d}, \quad (1.4)$$



где  $h_{2д}$  – энтальпия пара в конце процесса расширения в ЧНД.

Располагаемый теплоперепад в ЧНД равен:

$$H''_o = h_1 - h_{2'}, \quad (1.5)$$

где  $h_{2'}$  – энтальпия пара в конце обратимого расширения в ЧНД.

Суммарный действительный теплоперепад в турбине представляется разностью энтальпий в точках 1 и 2<sub>д</sub>:

$$H_d = h_1 - h_{2д}. \quad (1.6)$$

Суммарный располагаемый теплоперепад в турбине определяется разностью энтальпий в точках 1 и 2:

$$H_o = h_1 - h_2. \quad (1.7)$$

Отработанный в ЧНД турбины пар поступает в конденсатор, где происходит его конденсация при постоянных давлении и температуре. Процесс конденсации пара в конденсаторе в  $h, s$  – диаграмме изображается линией 2<sub>д</sub>-3'. Конденсация пара, поступающего в отбор, происходит в подогревателе сетевой воды (бойлере) в результате охлаждения водой, циркулирующей в системе отопления. Этот процесс также является изобарно-изотермическим и изображается линией 1<sub>от</sub>-3''.

Таким образом, в теплофикационной турбине с регулируемым отбором пара теплота теряется только с той частью отработанного пара, которая поступает в конденсатор из ЧНД турбины. Количество этой теплоты, уносимой охлаждающей водой в атмосферу, определится (рис. 2):

$$q_2 = h_{2д} - h_{3'}. \quad (1.8)$$

Таким образом, термический КПД действительной теплофикационной установки, работающей в конденсационном режиме, определяется из уравнения:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_{4д}) - (h_{2д} - h_{3'})}{h_1 - h_{4д}} = \frac{(h_1 - h_{2д}) - (h_{4д} - h_{3'})}{h_1 - h_{4д}}. \quad (1.9)$$

Относительный внутренний КПД ЧВД турбины определяется:

$$\eta_{oi}^{\text{чвд}} = \frac{H'_d}{H'_o} = \frac{h_1 - h_{1\text{от}}}{h_1 - h_{1'}}. \quad (1.10)$$

Относительный внутренний КПД ЧНД турбины определится:

$$\eta_{oi}^{\text{чнд}} = \frac{H''_d}{H''_o} = \frac{h_{1\text{от}} - h_{2д}}{h_{1\text{от}} - h_{2'}}. \quad (1.11)$$

Относительный внутренний КПД всей турбины соответственно равен:

$$\eta_{oi}^{\text{т}} = \frac{H_d}{H_o} = \frac{h_1 - h_{2д}}{h_1 - h_2}. \quad (1.12)$$

Относительный внутренний КПД питательного насоса равен:

$$\eta_{oi}^{\text{н}} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4д} - h_3}. \quad (1.13)$$

Соответственно для обратимого (идеального) цикла термический КПД теплофикационного цикла в конденсационном режиме определяется выражением:

$$\eta_t^{\text{обр}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}. \quad (1.14)$$

Здесь, в конденсационном режиме при отсутствии отбора,  $h_3 = h_{3'}$ .

Относительный внутренний КПД действительного цикла, учитывающий внутренние потери в турбине и насосе, равен:

$$\eta_{oi}^{\text{ц}} = \frac{(h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}^{\text{т}} - \left( \frac{h_4 - h_3}{\eta_{oi}^{\text{н}}} \right)}{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}. \quad (1.15)$$

Абсолютный внутренний КПД действительного теплофикационного цикла определяется формулой

$$\eta_i^{\text{ц}} = \eta_{oi}^{\text{ц}} \cdot \eta_t^{\text{обр}}. \quad (1.16)$$

Абсолютный эффективный КПД теплофикационной установки будет равен:

$$\eta_e^{\text{уст}} = \eta_i^{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{пт}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т}}. \quad (1.17)$$

Здесь:  $\eta_{\text{пг}}$  – КПД парогенератора;

$\eta_{\text{г}}$  – КПД электрического генератора;

$\eta_{\text{м}}^{\text{т}}$  – механический КПД турбины.

## 2. ДИАГРАММА РЕЖИМОВ

Основной характеристикой теплофикационной турбины является диаграмма режимов, представляющая графическую зависимость мощности турбины от расхода пара, поступающего в конденсатор и в отбор. Из диаграммы режимов можно определить расход свежего пара, количество пара, поступающего в отбор или конденсатор при заданной мощности турбины.

Уравнение мощности турбины с отбором пара имеет вид:

$$N_{\text{э}} = \frac{G_{\text{к}} \cdot H_{\text{д}} + G_{\text{от}} \cdot H'_{\text{д}}}{3600} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{г}}, \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

где  $N_{\text{э}}$  – электрическая мощность турбины;

$G_{\text{к}}$  – расход пара в конденсатор, кг/час;

$G_{\text{от}}$  – расход пара в отбор, кг/час;

$H'_{\text{д}}$  – действительный теплоперепад в ЧВД турбины, кДж/кг;

$H_{\text{д}}$  – действительный теплоперепад в турбине, кДж/кг;

$\eta_{\text{м}}^{\text{т}}$  – механический КПД турбины;

$\eta_{\text{г}}$  – КПД электрического генератора.

Уравнение (2.1) позволяет определить мощность турбины для любых расходов пара  $G_{\text{к}}$  и  $G_{\text{от}}$ . Изменяя попеременно в этом уравнении  $G_{\text{к}}$  и  $G_{\text{от}}$  можно найти зависимость  $N_{\text{э}}$  от  $G_{\text{к}}$  при  $G_{\text{от}} = \text{const}$  или от  $G_{\text{от}}$  при  $G_{\text{к}} = \text{const}$  и построить, таким образом, диаграмму режимов турбины с одним регулируемым отбором пара. С достаточной точностью можно считать, что  $N_{\text{э}}$  линейно зависит от  $G_{\text{к}}$  и  $G_{\text{от}}$ . В действительности зависимость  $N_{\text{э}} = f(G_{\text{к}}, G_{\text{от}})$  определяется типом системы парораспределения и характером изме-

нения относительного внутреннего КПД  $\eta_{oi}$  от расхода пара  $G_k$  и  $G_{от}$ .

На диаграмме режимов наносят следующие линии.

### 1. Линия конденсационного режима.

Режим турбины, когда весь пар проходит через части высокого давления (ЧВД) и низкого давления (ЧНД) и направляется в конденсатор, называют конденсационным. В этом случае пар в отопительный отбор не поступает, т.е.  $G_{от} = 0$ .

Уравнение (2.1) для этого режима имеет вид:

$$N_9^H = \frac{G_k^{\max} \cdot H_d}{3600} \cdot \eta_m^T \cdot \eta_r, \text{ кВт.} \quad (2.2)$$

Максимальный расход пара в конденсатор  $G_k^{\max}$  при номинальной мощности  $N_9^H$  и действительном теплоперепаде в турбине  $H_d$  определяется расчетом из уравнения (2.2). Откладывая на оси абсцисс  $N_9^H$ , а на оси ординат  $G_k^{\max}$ , получим точку «К», (см. рис. 3).

При известном максимальном расходе свежего пара  $G_o^{\max}$  (см. таблицу 2 приложения) турбина будет развивать максимальную электрическую мощность  $N_9^{\max}$ . Линия  $m - r$  определяет максимальный пропуск пара через турбину.

Определим потерю энергии холостого хода турбоагрегата по уравнению:

$$N_9^{xx} = N_9^H \cdot \left( \frac{1}{\eta_m^T \cdot \eta_r} - 1 \right), \text{ кВт,} \quad (2.3)$$

где  $N_9^{xx}$  – мощность холостого хода (при  $n = 3000$  об/мин).

Откладывая  $N_9^{xx}$  от точки 0 влево, получим точку  $0_1$ , условно определяющую состояние неподвижной турбины перед пуском. При условии линейной зависимости  $N_9 = f(G_k)$  проведенная прямая  $0_1 - K$  есть искомая

линия конденсационного режима турбины. Отрезок  $G_k^{xx}$  определяет расход пара на холостой ход турбины в этом режиме.

## 2. Линия противодействия.

В режиме противодействия весь пар проходит только через часть высокого давления (ЧВД) и направляется в отбор для подогрева сетевой воды в бойлере. В часть низкого давления (ЧНД) турбины и конденсатор пар не поступает, т.е.  $G_k = 0$ .

Уравнение (2.1) примет вид:

$$N_9^{от} = \frac{G_{от} \cdot H'_d}{3600} \cdot \eta_m^T \cdot \eta_r. \quad (2.4)$$

При расходе пара в отбор, равном максимальному расходу пара в турбину  $G_{от} = G_o^{max}$ , мощность турбины будет максимальной.

$$N_9^{max} = \frac{G_o^{max} \cdot H'_d}{3600} \cdot \eta_m^T \cdot \eta_r. \quad (2.5)$$

Величина  $N_9^{max}$  и  $G_o^{max}$  наносим на диаграмму, получаем точку  $r$ . Прямая, проходящая через точки  $0_1$  и  $r$ , дает приближенную зависимость мощности от расхода пара в том случае, если весь пар из ЧВД турбины поступает в отбор. Отрезок  $G_{от}^{xx}$  определяет расход пара на холостой ход на режиме с отбором пара при нулевом расходе в конденсаторе,  $G_k = 0$ .

Линия  $0_1 - r$  представляет лишь теоретический интерес т.к. указанный режим недопустим для турбины: в любом случае через ЧНД необходимо пропускать некоторое минимальное количество пара для отвода теплоты трения, возникающего в ЧНД при вращении ротора турбины.

Из этих соображений минимальный пропуск пара  $G_k^{min}$  через ЧНД должен быть не менее 5-10% от  $G_k^{max}$ .

## 3. Линия постоянных минимальных расходов пара в конденсатор

$$G_k^{min} = \text{const.}$$

В действительных режимах работы при минимальном расходе пара в конденсатор  $G_{\text{к}}^{\text{min}}$ , расход пара в отбор может изменяться от нуля до  $G_{\text{от}} = G_{\text{о}}^{\text{max}} - G_{\text{к}}^{\text{min}}$ . Уравнение (2.1), в этом случае, имеет вид:

$$N_3 = \frac{G_{\text{к}}^{\text{min}} \cdot H_{\text{д}} + G_{\text{от}} \cdot H'_{\text{д}}}{3600} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{г}}. \quad (2.6)$$

Если в этом уравнении считать  $G_{\text{от}} = 0$ , то значение  $N_3$  зависит только от  $G_{\text{к}}^{\text{min}}$ . Мощность  $N_3$  будет определяться по минимальному расходу пара в конденсатор  $G_{\text{к}}^{\text{min}}$  точкой  $K_0$ , лежащей на прямой  $0_1 - K$ , (рис. 3).

Ранее было установлено, что изменение  $N_3$  в зависимости от  $G_{\text{от}}$  определяется линией  $0_1 - r$ , следовательно, линия  $K_0 - r_0$ , проведенная параллельно линии  $0_1 - r$ , будет удовлетворять уравнению (2.6) при  $G_{\text{к}}^{\text{min}} = \text{const}$ .

#### 4. Линии постоянных отборов $G_{\text{от}} = \text{const}$ .

Для построения линий постоянных отборов можно использовать уравнение (2.1), в котором принимается фиксированный постоянный расход пара в отбор  $G_{\text{от}} = \text{const}$ , при минимальном расходе пара в конденсатор,  $G_{\text{к}}^{\text{min}}$ . Тогда:

$$N_{30} = \frac{G_{\text{к}}^{\text{min}} \cdot H_{\text{д}} + G_{\text{от}} \cdot H'_{\text{д}}}{3600} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{г}}. \quad (2.7)$$

Можно, например, принять фиксированные расходы пара в отбор равными:

$$\begin{aligned} G_{\text{от}}^{\text{I}} &= 0,2 G_{\text{от}}^{\text{max}}, & G_{\text{от}}^{\text{II}} &= 0,4 G_{\text{от}}^{\text{max}}, \\ G_{\text{от}}^{\text{III}} &= 0,6 G_{\text{от}}^{\text{max}}, & G_{\text{от}}^{\text{IV}} &= 0,8 G_{\text{от}}^{\text{max}}, \\ G_{\text{от}}^{\text{V}} &= G_{\text{от}}^{\text{max}}. \end{aligned}$$

Отложим эти величины от точки  $K_0$ , определяющей минимальный расход пара в конденсатор, на линии  $K_0 - r_0$ . Получим соответствующие точки I, II, III, IV, V. На оси абсцисс можно определить мощность турби-

ны, развиваемую на клеммах генератора при минимальном расходе пара в конденсатор и соответствующей величине расхода пара в отбор:  $N_{\text{эо}}^{\text{I}}$ ,  $N_{\text{эо}}^{\text{II}}$ ,  $N_{\text{эо}}^{\text{III}}$ ,  $N_{\text{эо}}^{\text{IV}}$ ,  $N_{\text{эо}}^{\text{V}}$ .

Линии, проведенные из точек I, II, III, IV и V параллельно линии  $0_1 - K$ , есть искомые линии постоянных отборов пара  $G_{\text{от}} = \text{const}$ .

### 5. Линии постоянных расходов пара в конденсатор $G_{\text{к}} = \text{const}$ .

Для построения линий постоянных расходов пара в конденсатор можно также использовать уравнение (2.1), в котором принимается фиксированный постоянный расход пара в конденсатор  $G_{\text{к}} = \text{const}$ , при нулевом расходе пара в отбор  $G_{\text{от}} = 0$ :

$$N_{\text{эк}} = \frac{G_{\text{к}} \cdot H_{\text{д}}}{3600} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{г}}. \quad (2.8)$$

Примем расход пара в конденсатор равным:

$$\begin{aligned} G_{\text{к}}^1 &= 0,2 G_{\text{к}}^{\text{max}}, & G_{\text{к}}^2 &= 0,4 G_{\text{к}}^{\text{max}}, \\ G_{\text{к}}^3 &= 0,6 G_{\text{к}}^{\text{max}}, & G_{\text{к}}^4 &= 0,8 G_{\text{к}}^{\text{max}}, \\ G_{\text{к}}^5 &= G_{\text{к}}^{\text{max}}. \end{aligned}$$

Отложим эти величины на линии  $0_1 - K$  и получим соответствующие точки 1, 2, 3, 4, 5.

На оси абсцисс можно определить мощность турбины, развиваемую на клеммах генератора при соответствующей величине расхода пара в конденсатор:  $N_{\text{эк}}^1$ ,  $N_{\text{эк}}^2$ ,  $N_{\text{эк}}^3$ ,  $N_{\text{эк}}^4$ ,  $N_{\text{эк}}^5$ .

Линии, проведенные из точек 1, 2, 3, 4 и 5 параллельно линии  $K_0 - r_0$ , есть искомые линии постоянных расходов пара в конденсатор  $G_{\text{к}} = \text{const}$ .

Линии  $G_{\text{к}} = \text{const}$  и  $G_{\text{от}} = \text{const}$  в диапазоне мощностей  $N_9^{\text{H}} \leq N_9 \leq N_9^{\text{max}}$  проведены пунктиром, т.к. мощность  $N_9$  в этой области достигается за счет увеличения давления пара в отборе  $p_{\text{от}}$  и расхода пара в отбор  $G_{\text{от}}$  выше номинальных значений.

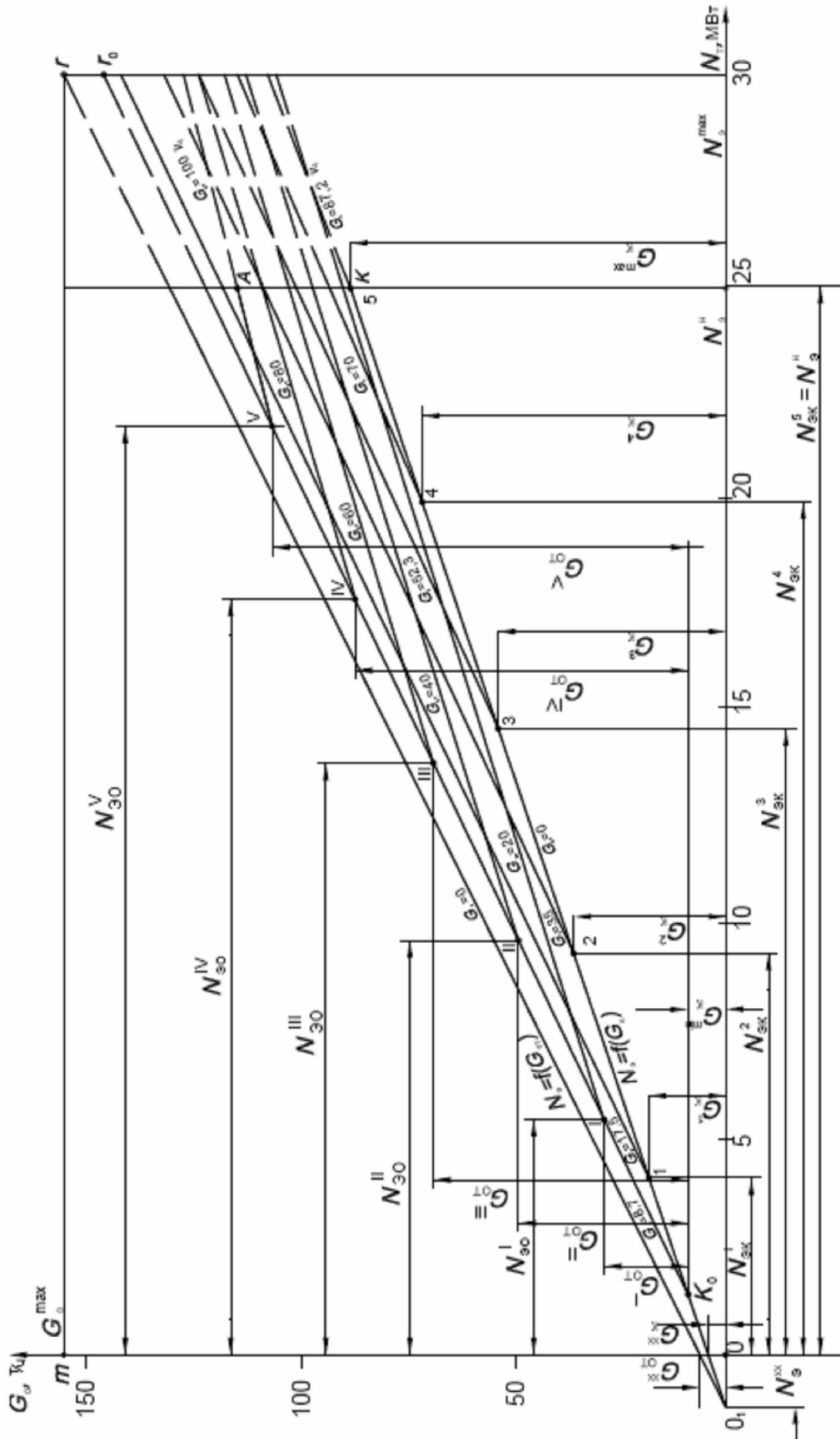


Рис. 3 – Диаграмма режимов турбины Т-25-90



### 3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО ЦИКЛА

Рассмотрим энергетическую эффективность теплофикационного цикла для идеальной паротурбинной установки с одним отбором пара. В  $T, s$  – диаграмме цикл показан на рис. 4. При выработке турбиной только механической энергии весь пар расширяется до давления в конденсаторе (точка 2) (в идеальном цикле температура  $T_3'$  в точке 2 равна температуре окружающей среды). Преобразованная в механическую энергию теплота измеряется площадью  $3'-5-6-1-2-3'$ , а теплота, отданная в окружающую среду, площадью  $3'-2-7-9-3'$ . Для возможности осуществления комбинированной выработки электроэнергии и теплоты, теплота должна отпускаться потребителю с температурой, превышающей температуру окружающей среды, например, с температурой  $T_3''$ . Только в этом случае она может быть использована потребителем.

Для этой цели в теплофикационных турбинах в специальных отсеках после части высокого давления отбирается часть пара с соответствующими параметрами для подогрева в теплообменном аппарате (бойлере) сетевой воды, циркулирующей в системе отопления.

Другая часть пара может поступать в часть низкого давления и конденсатор турбины, дополнительно вырабатывая механическую энергию, превращаемую затем в электрическую.

С целью упрощения изложения материала, рассмотрим в диаграмме только ту часть цикла, в которой вырабатывается теплота: площадь  $3''-5-6-1-1'-3''$ . В этом случае уменьшается удельная выработка механической энергии  $\ell_m$  единицей массы рабочего тела. Это видно из  $T, s$  – диаграммы: площадь  $3''-5-6-1-1'-3''$  меньше площади  $3'-5-6-1-2-3'$ . Но в этом случае теплота отработанного в турбине пара (площадь  $3''-1'-7-8-3''$ ) не теряется в

окружающую среду, а используется тепловыми потребителями. Благодаря этому, отпадает потребность в отдельных котельных установках, что создает экономию соответствующего количества топлива.

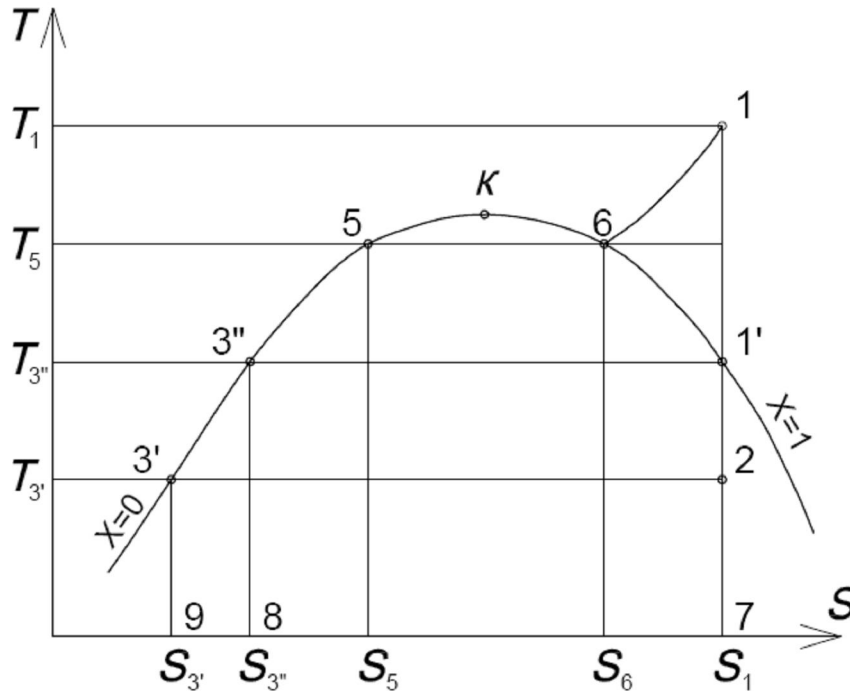


Рис. 4 – Диаграмма T-S теплофикационного цикла

Экономия топлива, которую дает комбинированная выработка теплоты и электроэнергии по сравнению с их отдельной выработкой, при условии получения потребителями в обоих случаях одинаковых количеств электричества и теплоты, равна:

$$B_{\text{ЭК}} = (B_{\text{КЭС}} + B_{\text{КОТ}}) - B_{\text{ТЭЦ}}, \quad (3.1)$$

где  $B_{\text{КЭС}}$  – расход топлива на конденсационной электростанции при отдельной выработке электроэнергии и теплоты;

$B_{\text{КОТ}}$  – расход топлива в котельных установках при отдельной выработке электроэнергии и теплоты;

$B_{\text{ТЭЦ}}$  – полный расход топлива на ТЭЦ при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты.

Формула (3.1) справедлива для теплофикационного цикла любых ТЭЦ (паротурбинных, парогазовых, газовых, атомных и др.) и является исходной для любого метода расчета экономии топлива.

Расход топлива в теплофикационном цикле на ТЭЦ будет больше, чем при чисто конденсационном режиме на КЭС, т.к. в первом случае в электроэнергию переходит меньшая доля теплоты, затраченной на производство 1 кг пара.

Однако это увеличение расхода топлива на ТЭЦ ( $B_{\text{ТЭЦ}}$ ) за счет выработки не только электрической энергии, и теплоты, меньше расхода топлива в отдельной котельной

$$B_{\text{ТЭЦ}} - B_{\text{КЭС}} = \Delta B_{\text{ТЭЦ}} < B_{\text{кот.}} \quad (3.2)$$

Так, в случае раздельной схемы теплоэлектрообеспечения для выработки на КЭС такого же количества электроэнергии, как и на ТЭЦ, потребуется расход теплоты:

$$Q_{\text{КЭС}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{Т}}}{\eta_t^{\text{К}}}, \quad (3.3)$$

где  $\mathcal{E}_{\text{Т}}$  – количество электроэнергии, выработанной ЧВД турбины на ТЭЦ с отбором пара (соответствует площади 3"-5-6-1-1'-3" на рис. 4);  $\eta_t^{\text{К}}$  – термический КПД идеального цикла КЭС.

Если при выработке электроэнергии на ТЭЦ в количестве  $\mathcal{E}_{\text{Т}}$  внешнему потребителю отпускается  $Q_{\text{вп}}$  теплоты, эквивалентной площади 3"-1'-7-8-3", то расход теплоты сгорания топлива в идеальной котельной (с КПД  $\eta_t = 1$ ) составит:

$$Q_{\text{кот}} = Q_{\text{вп}}. \quad (3.4)$$

Суммарный расход теплоты сгорания топлива на ТЭЦ ( $Q_{\text{ТЭЦ}}$ ), эквивалентный площади 8-3"-5-6-1-7-8, составит:

$$Q_{\text{ТЭЦ}} = \mathcal{E}_{\text{Т}} + Q_{\text{вп}}. \quad (3.5)$$

Подставляя уравнения (3.3), (3.4) и (3.5) в уравнение (3.1) и учитывая,

что  $B = \frac{Q}{Q_H^p}$ , где  $Q$  – количество теплоты;  $Q_H^p$  – низшая теплотворная способность топлива, получим:

$$Q_{\text{ЭК}} = \left( \frac{\mathcal{E}_T}{\eta_t^k} + Q_{\text{ВП}} \right) - (\mathcal{E}_T + Q_{\text{ВП}}) = \mathcal{E}_T \left( \frac{1}{\eta_t^k} - 1 \right). \quad (3.6)$$

Удельная экономия теплоты на единицу отпущенной теплоты равна:

$$q_{\text{ЭК}} = \frac{Q_{\text{ЭК}}}{Q_{\text{ВП}}} = \bar{\mathcal{E}}_T \left( \frac{1}{\eta_t^k} - 1 \right), \quad (3.7)$$

где  $\bar{\mathcal{E}}_T$  – удельная выработка электроэнергии на единицу отпущенной теплоты в идеальном цикле с отбором пара.

Значение  $\mathcal{E}_T$  в идеальном цикле с отбором определяется отношением разностей энтальпий.

$$\bar{\mathcal{E}}_T = \frac{h_1 - h_{1'}}{h_{1'} - h_{3''}}, \quad (3.8)$$

где  $h_1$  – энтальпия пара перед турбиной;  $h_{1'}$  – энтальпия пара, идущего в отбор;  $h_{3''}$  – энтальпия конденсата, поступающего из бойлера.

Значение термического КПД цикла КЭС определяется выражением:

$$\eta_t^k = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{3'}}, \quad (3.9)$$

где  $h_2$  – энтальпия пара, идущего в конденсатор;  $h_{3'}$  – энтальпия конденсата, поступающего из конденсатора турбины.

Из формулы (3.7) видно, что в идеальной установке удельная экономия топлива прямо пропорциональна удельной выработке электроэнергии  $\bar{\mathcal{E}}_T$ . При этом она тем больше, чем ниже термический КПД  $\eta_t^k$ . Количество электроэнергии, вырабатываемой в реальном цикле паром, идущим в отбор турбины с расходом  $G_{\text{от}}$ , составит:

$$\mathcal{E}_T = G_{\text{от}} (h_1 - h_{1'}) \cdot \eta_{oi}^{\text{ЧВД}} \cdot \eta_M^T \cdot \eta_{\Gamma}, \quad (3.10)$$

где  $\eta_{oi}^{чвд}$  – относительный внутренний КПД ЧВД турбины, определяющий потери при течении пара внутри ЧВД турбины;  $\eta_{г}$  – КПД электрического генератора;  $\eta_{м}^T$  – механический КПД турбины.

Количество теплоты, отдаваемой внешнему потребителю в реальном цикле, составит:

$$Q_{вп} = G_{от} (h_{1_{от}} - h_{3''}), \quad (3.11)$$

где  $h_{1_{от}}$  – энтальпия пара, поступающего в отбор.

Удельная выработка электроэнергии в реальном цикле с отбором пара равна:

$$\bar{\mathcal{E}}_T = \frac{h_1 - h_{1'}}{h_{1_{от}} - h_{3''}} \cdot \eta_{oi}^{чвд} \cdot \eta_{г} \cdot \eta_{м}. \quad (3.12)$$

#### 4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО ЦИКЛА

Выбор типа паровой турбины и давления в конденсаторе производится по таблице 1 приложения.

Выбор исходных данных для расчета производится по таблице 2 приложения.

Выполним расчет теплофикационного цикла с одним регулируемым отбором пара паровой турбины типа Т-25-90, имеющей следующие параметры:

- номинальная мощность турбины  $N_3^H = 25000$  кВт,
- максимальный расход острого пара  $G_0^{\max} = 155$  т/час,
- давление острого пара  $p_1 = 9,0$  МПа,
- температура острого пара  $T_1 = 480^\circ\text{C}$ ,
- максимальный расход острого пара в регулируемый отбор

$$G_{от}^{\max} = 1000 \text{ т/час,}$$

- давление пара в регулируемом отборе  $p_{от} = 0,12$  МПа,
- давление в конденсаторе  $p_2 = 0,003$  МПа,
- относительный внутренний КПД части высокого давления  $\eta_{oi}^{чвд} = 0,8$ ,
- относительный внутренний КПД части низкого давления турбины  $\eta_{oi}^{чнд} = 0,7$ .

При выполнении работы необходимо изобразить схему паротурбинной установки, диаграмму  $h, s$  теплофикационного цикла, диаграмму режимов в соответствии с рис. 1, 2 и 3 на листах формата А4.

#### 4.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ В ОСНОВНЫХ ТОЧКАХ ЦИКЛА

Для построения теплофикационного цикла в  $h, s$  – диаграмме в соответствии с рис. 2 необходимо определить параметры в основных точках цикла.

##### **Точка 1 – состояние острого пара перед турбиной.**

Давление  $p_1 = 9,0$  МПа, температура  $T_1 = 480^\circ\text{C}$  (берутся из таблицы 2 приложения в соответствии с номером варианта задания). По  $h, s$  – диаграмме или таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара [6] находим:

энтальпия  $h_1 = 3334$  кДж/кг, удельный объем  $v_1 = 0,035$  м<sup>3</sup>/кг,

энтропия  $s_1 = 6,58$  кДж/кг·К.

##### **Точка 1' – конец изоэнтропного расширения пара в ЧВД турбины.**

Определяется на  $h, s$  – диаграмме пересечением линий постоянных энтропии  $s_1 = 6,58$  кДж/кг·К и давления в отборе  $p_{1'} = p_{от} = 0,12$  МПа.

По  $h, s$  – диаграмме находим:

энтальпия  $h_{1'} = 2415$  кДж/кг, удельный объем  $v_{1'} = 1,45$  м<sup>3</sup>/кг,

энтропия  $s_{1'} = 6,58$  кДж/кг·К, температура  $T_{1'} = 104,2^\circ\text{C}$ .

Температуру  $T_1$  удобнее определять из таблиц насыщенного пара [6] по давлению в отборе  $p_{от}$ .

**Точка 1<sub>от</sub> – конец действительного процесса расширения пара в ЧВД турбины.**

Энтальпию пара в точке 1<sub>от</sub> определим по формуле:

$$h_{1_{от}} = h_1 - (h_1 - h_{1'}) \cdot \eta_{oi}^{ЧВД}. \quad (4.1)$$

Подставив известные величины, получим:

$$h_{1_{от}} = 3334 - (3334 - 2415) \cdot 0,8 = 2598 \text{ кДж/кг.}$$

Энтропию  $s_{1_{от}}$  и удельный объем  $v_{1_{от}}$  находим из таблиц [6] или из  $h, s$  – диаграммы по известным параметрам  $h_{1_{от}}$  и  $p_{1_{от}} = p_{от} = 0,12$  МПа:

$$s_{1_{от}} = 7,02 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}, v_{1_{от}} = 1,43 \text{ м}^3/\text{кг}, \text{ температура } T_{1_{от}} = T_{1'} = 104,2^\circ\text{C},$$

т.к. точка 1<sub>от</sub> находится в области влажного пара.

**Точка 2 – конец изоэнтропного расширения пара в турбине.**

Определяется пересечением линий постоянной энтропии  $s_1 = 6,58$  кДж/кг·К и давления в конденсаторе  $p_2 = 0,003$  МПа.

По  $h, s$  – диаграмме находим:

энтальпия  $h_2 = 1960$  кДж/кг, удельный объем пара  $v_2 = 35,4$  м<sup>3</sup>/кг,

энтропия  $s_2 = s_1 = 6,58$  кДж/кг·К, температура  $T_2 = 24,1^\circ\text{C}$ .

Температуру  $T_2 = T_{2'} = T_{2д} = T_{3'}$  удобнее определять из таблиц [6] по давлению  $p_2$ .

**Точка 2' – конец изоэнтропного расширения пара в ЧНД турбины.**

Определяется пересечением линий постоянных энтальпии  $s_{1_{от}} = 7,02$  кДж/кг·К и давления в конденсаторе  $p_2 = 0,003$  МПа.

По  $h, s$  – диаграмме находим:

энтальпия  $h_{2'} = 2085$  кДж/кг, удельный объем  $v_{2'} = 36,5$  м<sup>3</sup>/кг,

энтропия  $s_{2'} = 7,02$  кДж/кг·К, температура  $T_{2'} = 24,1^\circ\text{C}$ .

**Точка 2<sub>д</sub> – конец действительного процесса расширения пара в ЧНД турбины.**

Энтальпию пара в точке 2<sub>д</sub> определим по формуле:

$$h_{2д} = h_{1от} - (h_{1от} - h_{2'}) \cdot \eta_{oi}^{ЧНД}. \quad (4.2)$$

Подставив в (4.2) известные величины, получим:

$$h_{2д} = 2598 - (2598 - 2085) \cdot 0,7 = 2239 \text{ кДж/кг}.$$

Из  $h, s$  – диаграммы определим:

$$s_{2д} = 7,52 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}, \quad v_{2д} = 40 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad T_{2д} = 24,1^\circ\text{C}, \quad p_{2д} = p_{2'} = p_2 = 0,003 \text{ МПа}.$$

**Точка 3' – конец процесса конденсации пара в конденсаторе турбины.**

Параметры в этой точке находим, пользуясь таблицами [6], по заданному давлению  $p_2 = p_{3'} = 0,003 \text{ МПа}$ :  $T_{3'} = 24,1^\circ\text{C}$ ,  $v_{3'} = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  
 $h_{3'} = 101 \text{ кДж/кг}$ ,  $s_{3'} = 0,35 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ .

**Точка 3'' – конец процесса конденсации пара в подогревателе сетевой воды (бойлере).**

Параметры в этой точке находим, пользуясь таблицами [6], по заданному давлению  $p_{от} = p_{1'} = 0,12 \text{ МПа}$ :  $T_{3''} = 104,3^\circ\text{C}$ ,  $v_{3''} = 0,00104 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  
 $h_{3''} = 437 \text{ кДж/кг}$ ,  $s_{3''} = 1,34 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ .

**Точка 3 – состояние конденсата перед питательным насосом.**

Энтальпию в этой точке находим по уравнению:

$$h_3 = \frac{G_k \cdot h_{3'} + G_{от} \cdot h_{3''}}{G_k + G_{от}}. \quad (4.3)$$

Расходы пара  $G_k$  и  $G_{от}$  определяем из диаграммы режимов для номинального режима  $N_9^H = 25 \text{ мВт}$  (см. рис. 3 раздела 4.2):

$G_k = 20 \text{ т/час}$ ,  $G_{от} = 100 \text{ т/час}$ . Получим:

$$h_3 = \frac{20000 \cdot 101 + 100000 \cdot 437}{120000} = 381 \text{ кДж/кг}.$$

Остальные параметры кипящей воды в точке 3 находим из таблиц [6]



по величине  $h_3$ :  $T_3 = 91^\circ\text{C}$ ,  $p_3 = 0,08 \text{ МПа}$ ,  $v_3 = 0,00102 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  
 $s_3 = 1,21 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ .

**Точка 4 – конец изоэнтропного сжатия конденсата в питательном насосе.**

Механическая работа вращения ротора насоса полностью переходит в теплоту. При этом принимаем увеличение температуры и энтальпии конденсата после повышения давления до величины  $p_4 = p_1 = 9 \text{ МПа}$  соответственно на  $2,5^\circ\text{C}$  и  $10 \text{ кДж/кг}$  (эти величины можно принять одинаковыми во всех вариантах задания). Тогда параметры в точке 4 будут равны:

$p_4 = 9 \text{ МПа}$ ,  $T_4 = 93,5^\circ\text{C}$ ,  $v_4 = 0,00102 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $h_4 = 391 \text{ кДж/кг}$ ,  
 $s_4 = s_3 = 1,21 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ .

**Точка 4<sub>д</sub> – конец адиабатного сжатия конденсата в питательном насосе (состояние конденсата перед парогенератором).**

Энтальпия в точке 4<sub>д</sub> определяется из уравнения:

$$h_{4д} = h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_{oi}^H}, \quad (4.4)$$

где:  $\eta_{oi}^H = 0,9$  – внутренний относительный КПД питательного насоса (принимаем одинаковым во всех вариантах задания).

Тогда:

$$h_{4д} = 381 + \frac{391 - 381}{0,9} = 392,1 \text{ кДж/кг}.$$

Находим остальные параметры из таблиц [6] по известным  $p_{4д} = p_1$  и  $h_{4д}$ :

$p_{4д} = 9 \text{ МПа}$ ,  $T_{4д} = 93,6^\circ\text{C}$ ,  $v_{4д} = 0,00102 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $s_{4д} = 1,215 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ .

**Точка 5 – начало парообразования в парогенераторе.**

Параметры находят по давлению  $p_5 = p_1$  из таблиц [6]:

$p_5 = 9 \text{ МПа}$ ,  $T_5 = 311^\circ\text{C}$ ,  $v_5 = 0,0014 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  
 $h_5 = 1409 \text{ кДж/кг}$ ,  $s_5 = 3,36 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ .

**Точка 6 – конец парообразования в парогенераторе.**

Параметры находим по давлению  $p_6 = p_1$  из таблиц [6]:

$$P_6 = 9 \text{ МПа}, \quad T_6 = 311^\circ\text{С}, \quad v_6 = 0,018 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$h_6 = 2727 \text{ кДж/кг}, \quad s_6 = 5,61 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}.$$

Найденные значения термодинамических параметров записываем в форме таблицы и строим цикл в  $h, s$  – диаграмме на листе форматом А4, как показано на рис. 2.

Таблица

## Результаты расчета

Номера точек на диаграмме	1	1'	1 <sub>от</sub>	2	2'	2д
Параметры						
$p$ , МПа	9,0	0,12	0,12	0,003	0,003	0,003
$T$ , °С	480	104,2	104,2	24,1	24,1	24,1
$v$ , м <sup>3</sup> /кг	0,035	1,45	1,45	35,4	35,4	40
$h$ , кДж/кг	3334	2415	2598	1960	2089	2239
$s$ , кДж/кг·К	6,58	6,58	7,02	6,58	7,02	7,52

Продолжение таблицы

Номера точек на диаграмме	3'	3''	3	4	4д	5	6
Параметры							
$p$ , МПа	0,003	0,12	0,08	9,0	9,0	9,0	9,0
$T$ , °С	24,1	104,2	91	93,5	93,6	311	311
$v$ , м <sup>3</sup> /кг	0,001	0,00104	0,00102	0,00102	0,00102	0,0014	0,018
$h$ , кДж/кг	101	437	381	391	392,1	14,09	2727
$s$ , кДж/кг·К	0,35	1,34	1,21	1,21	1,215	3,36	5,61

## 4.2. ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ

### 4.2.1. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИИ КОНДЕНСАЦИОННОГО РЕЖИМА

Пользуясь уравнением (2.2), определим максимальный расход пара в конденсатор  $G_{\text{к}}^{\text{max}}$  при заданной мощности турбины  $N_{\text{э}}^{\text{H}}$ :

$$G_{\text{к}}^{\text{max}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{H}} \cdot 3600}{H_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{T}} \cdot \eta_{\text{Г}}}; \text{ кг/час}$$

Здесь  $N_{\text{э}}^{\text{H}} = 25000$  кВт – номинальная мощность турбины.

Действительный теплоперепад в турбине  $H_{\text{д}} = h_1 - h_{2\text{д}} = 3334 - 2239 = 1095$  кДж/кг. Величины  $h_1$  и  $h_{2\text{д}}$  определены в разделе 4.1 (см. таблицу). Механический КПД турбины  $\eta_{\text{м}}^{\text{T}} = 0,98$  и электрический КПД генератора  $\eta_{\text{Г}} = 0,97$  принимаем постоянными для всех вариантов задания.

Получим:

$$G_{\text{к}}^{\text{max}} = \frac{25000 \cdot 3600}{1095 \cdot 0,98 \cdot 0,97} = 87250 \text{ кг/час.}$$

Наносим точку «К», откладывая известные величины  $N_{\text{э}}^{\text{H}}$  и  $G_{\text{к}}^{\text{max}}$  на соответствующих осях и в соответствующих выбранных масштабах, как показано на рис. 3.

Определим потерю энергии холостого хода турбогенератора по уравнению (2.3):

$$N_{\text{э}}^{\text{xx}} = N_{\text{э}}^{\text{H}} \left( \frac{1}{\eta_{\text{м}}^{\text{T}} \cdot \eta_{\text{Г}}} - 1 \right) = 25000 \left( \frac{1}{0,98 \cdot 0,97} - 1 \right) = 1250 \text{ кВт.}$$

Находим точку  $0_1$ , откладывая величину  $N_{\text{э}}^{\text{xx}} = 1250$  кВт в соответствующем масштабе влево от точки 0. Соединяя точки  $0_1$  и К, получим искомую линию  $0_1 - К$  конденсационного режима. Полученный отрезок  $G_{\text{к}}^{\text{xx}} = 4000$  кг/час на оси ординат определяет расход пара, необходимый для обеспечения холостого хода ( $n = 3000$  об/мин) при условии попадания все-

го отработанного пара в конденсатор.

#### 4.2.2. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИИ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ

Пользуясь уравнением (2.5), определим максимальную мощность турбины при условии расхода пара в отбор, равном максимальному расходу пара в турбину  $G_{от} = G_0^{\max}$ :

$$N_э^{\max} = \frac{G_0^{\max} \cdot H'_д}{3600} \cdot \eta_M^T \cdot \eta_{Г}.$$

Здесь  $G_0^{\max} = 155000$  кг/час – максимальный расход пара в турбину, известен из таблицы 2 приложения;  $H'_д = h_1 - h_{1от}$  – действительный теплоперепад в ЧВД.

Энтальпию  $h_{1от} = 2598$  кДж/кг определяем на  $h, s$  – диаграмме (см. таблицу раздела 4.1). Тогда:  $H'_д = 3334 - 2598 = 736$  кДж/кг. Следовательно:

$$N_э^{\max} = \frac{155000 \cdot 736}{3600} \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 30120 \text{ кВт}$$

Откладывая на диаграмме величины  $G_0^{\max}$  и  $N_э^{\max}$ , получим точку  $r$ . Соединив точки  $0_1$  и  $r$ , получим искомую линию противодавления  $0_1 - r$  при нулевом расходе пара в конденсатор  $G_k = 0$ .

Отрезок  $G_{от}^{xx} = 6500$  кг/час на оси ординат определяет расход пара, необходимый для создания холостого хода при условии попадания всего отработанного пара в отбор.

Для охлаждения ЧНД и отвода теплоты, возникающей при вращении ротора турбины, принимаем минимальный пропуск пара в конденсатор  $G_k^{\min} = 0,1 G_k^{\max}$ .  $G_k^{\min} = 0,1 \cdot 87250 = 8725$  кг/час.

Проведем линию  $m - r$ , определяющую максимальный расход пара в турбину.

### 4.2.3. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИЙ МИНИМАЛЬНЫХ ПРОПУСКОВ

#### ПАРА В КОНДЕНСАТОР $G_{\text{к}}^{\text{min}} = \text{const}$

Отложим на линии конденсационного режима  $0_1 - K$  величину  $G_{\text{к}}^{\text{min}} = 9725$  кг/час, получим точку  $K_0$ . Затем проводим линию  $K_0 - r_0$  параллельно линии  $0_1 - r$ . Линия  $K_0 - r_0$  есть искомая линия постоянного минимального пропуска пара в конденсатор  $G_{\text{к}}^{\text{min}} = \text{const}$  при изменении расхода в отбор от  $G_{\text{от}} = 0$  до  $G_{\text{от}}^{\text{max}} = 10^5$  кг/час.

### 4.2.4. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИЙ ПОСТОЯННЫХ ОТБОРОВ ПАРА

#### $G_{\text{от}} = \text{const}$

Принимаем фиксированные расходы пара в отбор, равными:

$$G_{\text{от}}^{\text{I}} = 0,2 \cdot G_{\text{от}}^{\text{max}} = 0,2 \cdot 100000 = 20000 \text{ кг/час};$$

$$G_{\text{от}}^{\text{II}} = 0,4 \cdot G_{\text{от}}^{\text{max}} = 40000 \text{ кг/час}; \quad G_{\text{от}}^{\text{III}} = 0,6 \cdot G_{\text{от}}^{\text{max}} = 60000 \text{ кг/час};$$

$$G_{\text{от}}^{\text{IV}} = 0,8 \cdot G_{\text{от}}^{\text{max}} = 80000 \text{ кг/час}; \quad G_{\text{от}}^{\text{V}} = G_{\text{от}}^{\text{max}} = 100000 \text{ кг/час}.$$

Отложив эти величины на линии  $K_0 - r_0$  от точки  $K_0$ , получим соответствующие точки I, II, III, IV и V.

На оси абсцисс наносим мощности, развиваемые на клеммах генератора:

$$N_{30}^{\text{I}} = 5,5 \text{ мВт}, \quad N_{30}^{\text{II}} = 9,6 \text{ мВт}, \quad N_{30}^{\text{III}} = 13,7 \text{ мВт},$$

$$N_{30}^{\text{IV}} = 17,7 \text{ мВт} \quad \text{и} \quad N_{30}^{\text{V}} = 21,8 \text{ мВт}.$$

Линии, проведенные из точек I, II, III, IV и V параллельно линии конденсационного режима  $0_1 - K$  при  $G_{\text{от}} = 0$ , есть искомые линии постоянных отборов пара  $G_{\text{от}} = \text{const}$ .

#### 4.2.5. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИЙ ПОСТОЯННЫХ РАСХОДОВ ПАРА В КОНДЕНСАТОР $G_k = \text{const}$

Принимаем фиксированные расходы пара в конденсатор, равными:

$$G_k^1 = 0,2 \cdot G_k^{\text{max}} = 0,2 \cdot 87250 = 17450 \text{ кг/час};$$

$$G_k^2 = 0,4 \cdot G_k^{\text{max}} = 43900 \text{ кг/час}; \quad G_k^3 = 0,6 \cdot G_k^{\text{max}} = 52350 \text{ кг/час};$$

$$G_k^4 = 0,8 \cdot G_k^{\text{max}} = 69800 \text{ кг/час}; \quad G_k^5 = 0,4 \cdot G_k^{\text{max}} = 87250 \text{ кг/час}.$$

Отложив эти величины на линии  $0_1 - K$  от оси абсцисс, получим соответствующие точки 1, 2, 3, 4, 5. На оси абсцисс находим мощности, развиваемые на клеммах генератора:

$$N_{\text{ЭК}}^1 = 4,2 \text{ мВт}, \quad N_{\text{ЭК}}^2 = 9,4 \text{ мВт}, \quad N_{\text{ЭК}}^3 = 14,6 \text{ мВт},$$

$$N_{\text{ЭК}}^4 = 20 \text{ мВт} \quad \text{и} \quad N_{\text{ЭК}}^5 = 25 \text{ мВт}.$$

Линии, проведенные из точек 1, 2, 3, 4 и 5 параллельно линии постоянного минимального пропуска пара в конденсатор  $K_0 - r_0$ , есть искомые линии постоянных расходов пара в конденсатор  $G_k = \text{const}$ .

#### 4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛА

1. Определяем термический КПД обратимого (идеального) теплофикационного цикла в конденсационном режиме по уравнению (1.14):

$$\eta_t^{\text{обр}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}.$$

Подставив известные из таблицы величины, получим:

$$\eta_t^{\text{обр}} = \frac{(3334 - 1960) - (391 - 391)}{3334 - 391} = 0,46.$$

2. Определяем относительный внутренний КПД действительного цикла по уравнению (1.15):

$$\eta_{oi}^{\Pi} = \frac{(h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}^{\Gamma} - \left( \frac{h_4 - h_3}{\eta_{oi}^{\text{H}}} \right)}{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)},$$

здесь относительный внутренний КПД турбины определяется уравнением (1.12):

$$\eta_{oi}^{\Gamma} = \frac{h_1 - h_{2\text{д}}}{h_1 - h_2} = \frac{3334 - 2239}{3334 - 1960} = \frac{1995}{1374} = 0,80.$$

Относительный внутренний КПД питательного насоса принимается равным  $\eta_{oi}^{\text{H}} = 0,78 - 0,80$  для всех вариантов.

Подставляя в уравнение (1.15) известные величины, получим:

$$\eta_{oi}^{\Pi} = \frac{(3334 - 1960) \cdot 0,8 - \left( \frac{391 - 381}{0,8} \right)}{(3334 - 1960) - (391 - 381)} = 0,79.$$

3. Определяем абсолютный внутренний КПД действительного цикла по уравнению (1.16):

$$\eta_i^{\text{H}} = \eta_{oi}^{\Pi} \cdot \eta_t^{\text{обp}} = 0,79 \cdot 0,46 = 0,36.$$

4. Определяем абсолютный эффективный КПД теплофикационной установки по уравнению (1.17):

$$\eta_e^{\text{уст}} = \eta_{\text{пг}} \cdot \eta_{\text{м}}^{\Gamma} \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_i^{\Pi},$$

где КПД парогенератора принимается для всех вариантов задания равным  $\eta_{\text{пг}} = 0,92 + 0,95$ . В нашем случае  $\eta_{\text{пг}} = 0,93$ .

Подставляем известные из раздела 4.1.1 величины  $\eta_{\text{м}}^{\Gamma} \cdot \eta_{\Gamma}$  и найденную величину  $\eta_i^{\Pi}$ , получим:

$$\eta_e^{\text{уст}} = 0,93 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,36 = 0,32.$$

5. Определяем расход условного топлива при номинальном режиме теплофикационных турбин для  $N_9^H = 25000$  кВт и  $G_{от}^{\max} = 100000$  кг/ч по уравнению:

$$B = \frac{G_o^H (h_1 - h_{4д})}{Q_H^p \cdot \eta_{пг}}, \text{ кг/ч}, \quad (4.5)$$

где  $G_o^H = 120000$  кг/ч – расход пара в турбину при номинальном режиме ( $N_9^H, G_{от}^{\max}$ ) определяем из диаграммы режимов (рис. 3.);

$Q_H^p = 32000$  кДж/кг – низшая теплота сгорания топлива, принимается одинаковой для всех вариантов задания;

$h_1, h_{4д}$  – энтальпии в соответствующих точках цикла, берем из таблицы.

Тогда:

$$B = \frac{120000 \cdot (3334 - 392)}{32000 \cdot 0,93} = 11862,9 \text{ кг/ч.}$$

6. Определяем расход условного топлива на тепловое потребление для подогрева сетевой воды в бойлере турбины по уравнению:

$$B_T = \frac{Q_{вп}}{Q_H^p \cdot \eta_{пг}} = \frac{G_{от}^{\max} (h_{1от} - h_{3''})}{Q_H^p \cdot \eta_{пг}}, \text{ кг/ч}, \quad (4.6)$$

Здесь:  $G_{от}^{\max} = 100000$  кг/ч – максимальный расход пара в отбор при номинальном режиме;

$h_{1от}, h_{3''}$  – энтальпии в соответствующих точках, берем из таблицы.

Тогда:

$$B_T = \frac{100000 \cdot (2598 - 437)}{32000 \cdot 0,93} = 7261,4 \text{ кг/ч.}$$

7. Определяем расход условного топлива на выработку только электроэнергии в номинальном режиме теплофикационной турбины по уравнению:

$$B_9 = B - B_T. \quad (4.7)$$



Подставляя найденные величины, получим:

$$B_3 = 11862,9 - 7261,4 = 4601,5 \text{ кг/ч.}$$

8. Определяем КПД ТЭЦ при выработке только электроэнергии в номинальном режиме по уравнению:

$$\eta_3^{\text{тэц}} = \frac{N_3^{\text{н}} \cdot 3600}{B_3 \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}. \quad (4.8)$$

Подставляя известные величины, получим:

$$\eta_3^{\text{тэц}} = \frac{25000 \cdot 3600}{4601,5 \cdot 32000} = 0,61.$$

9. Определяем КПД ТЭЦ при выработке только тепловой энергии в номинальном режиме по уравнению:

$$\eta_{\text{т}}^{\text{тэц}} = \frac{G_{\text{от}}^{\text{max}} (h_{1\text{от}} - h_{3''})}{B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}. \quad (4.9)$$

Подставляя известные величины, получим:

$$\eta_{\text{т}}^{\text{тэц}} = \frac{100000(2598 - 437)}{7261,4 \cdot 3200} = 0,93.$$

10. Определяем расход условного топлива на выработку электрической энергии на конденсационной станции (КЭС) при отдельной выработке по уравнению:

$$B'_3 = \frac{G_{\text{к}}^{\text{max}} (h_1 - h_{3'})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{пг}}}, \text{ кг/ч,} \quad (4.10)$$

где  $G_{\text{к}}^{\text{max}} = 87250$  кг/ч – максимальный расход пара в конденсатор при номинальной мощности турбины  $N_3^{\text{н}} = 25000$  кВт (определен в разделе 4.1.1 или по диаграмме режимов, рис. 3.1);

$h_{3'}$  – энтальпия конденсата на линии насыщения в точке 3 (берется из таблицы).

Подставляя известные величины, получим:

$$B'_9 = \frac{87250(3334 - 101)}{32000 \cdot 0,93} = 9381,7 \text{ кг/ч.}$$

11. Расход условного топлива при отдельной выработке тепловой энергии в отдельной котельной принимаем равным расходу условного топлива на тепловое потребление в бойлере теплофикационной турбины при условии  $\eta_{\text{шт}} = \eta^{\text{кот}} = 0,93$ . Тогда получим:  $B'_T = B_T = 7261,4$  кг/ч.

12. Суммарный расход условного топлива при отдельной выработке электрической энергии и теплоты для номинального режима составит:

$$B' = B'_9 + B'_T = 9381,7 + 7261,4 = 16643,1 \text{ кг/ч.}$$

13. Экономия топлива теплофикационного цикла на ТЭЦ по сравнению с отдельной выработкой электрической энергии и теплоты в номинальном режиме составит:

$$\delta = \frac{B' - B}{B'} \cdot 100\% = \frac{16643,1 - 11862,9}{16643,1} \cdot 100\% = 28,7\%.$$

14. Определяем коэффициент использования теплоты топлива, равный отношению полезно использованной теплоты ко всей затраченной теплоте:

$$K = \frac{3600 \cdot N_9^H + Q_{\text{вп}}}{B \cdot Q_H^P}, \quad (4.11)$$

где  $Q_{\text{вп}}$  – количество теплоты, отдаваемой внешнему потребителю, см. формулу (3.11)

$$Q_{\text{вп}} = G_{\text{от}}^{\text{max}} (h_{1\text{от}} - h_{3''}) = 100000(2598 - 437) = 2161 \cdot 10^5 \text{ кДж/ч.}$$

а) Для теплофикационного цикла

$$K = \frac{3600 \cdot N_9^H + Q_{\text{вп}}}{B \cdot Q_H^P} = \frac{3600 \cdot 25 \cdot 10^3 + 2161 \cdot 10^5}{11862,9 \cdot 32000} = 0,81$$

б) Для отдельной выработки электроэнергии и теплоты

$$K' = \frac{3600 \cdot N_9^H + Q_{\text{вп}}}{B' \cdot Q_H^P} = \frac{3600 \cdot 25 \cdot 10^3 + 2161 \cdot 10^5}{16643,1 \cdot 32000} = 0,57$$

ПРИЛОЖЕНИЕ

Тип турбины

Таблица 1

Цифры зачетной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тип паровой турбины	T-2,5-35	T-4-35	T-6-35	T-12-35	T-25-29	T-25-90	T-50-130	T-100-130	T-175-130	T-250-240
Давление в конденсаторе $p_2$ , МПа	0,0075	0,007	0,0065	0,006	0,0055	0,005	0,0045	0,004	0,0035	0,003

Тип турбины выбирать по последней цифре зачетной книжки, давление в конденсаторе  $p_2$  – по предпоследней цифре зачетной книжки.

Характеристики турбин

Таблица 2

Тип турбины	Номинальная мощность $N^H$ , кВт	Максимальный расход острого пара $G_{от}^{max}$ , т/ч	Номинальные параметры		Максимальный отбор пара $G_{от}^{max}$ , т/ч	Давление пара в отборе $p_{от}$ , МПа	Давление в конденсаторе $p_2$ , МПа	$\eta_{oi}^{чвд}$	$\eta_{oi}^{чнд}$
			$p_1$ , МПа	$T_1$ , °C					
T-2,5-35	2500	20	3,43	435	14	0,06	смотри таблицу 1	0,78	0,68
T-4-35	4000	28	3,43	435	22	0,08		0,79	0,69
T-6-35	6000	42	3,43	435	30	0,1		0,80	0,70
T-12-35	12000	82	3,43	435	65	0,12		0,81	0,71
T-25-29	25000	180	2,84	400	120	0,14		0,82	0,72
T-25-90	25000	159	8,82	500	100	0,14		0,83	0,73
T-50-130	50000	245	12,8	565	180	0,12		0,84	0,74
T-100-130	100000	445	12,8	565	310	0,12		0,85	0,75
T-175-130	175000	745	12,8	565	480	0,12		0,86	0,76
T-250-240	250000	880	23,5	560	590	0,12	0,37	0,77	

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Основные узлы теплофикационной установки, их назначение.
2. Покажите на принципиальной схеме установки точки, соответствующие основным точкам на диаграмме  $h, s$ .
3. Отношением каких отрезков на диаграмме  $h, s$  определяются относительные внутренние КПД ЧВД турбины, ЧНД турбины, всей турбины и цикла в целом.
4. Показать на диаграмме  $h, s$  отрезки, определяющие полезную работу ЧВД и ЧНД турбины, а также работу питательного насоса.
5. Показать на диаграмме  $h, s$  отрезки, определяющие потери в ЧВД, ЧНД и конденсаторе турбины.
6. Показать на диаграмме  $T, s$  площади, определяющие количества теплоты, подводимой к рабочему телу и теплоты, отводимой внешнему потребителю и в конденсаторе турбины.
7. В каких частях турбины вырабатывается теплофикационная и конденсационная мощности.
8. Определить по диаграмме режимов количество пара, идущего на турбину и в конденсатор в точке  $A$ .
9. Определить по диаграмме режимов мощность турбины и полный расход пара в точке пересечения линий  $G_{\text{к}}=0,6 \cdot G_{\text{к}}^{\text{max}}$  и  $G_{\text{от}}=0,6 \cdot G_{\text{от}}^{\text{max}}$ .
10. Почему при различных расходах пара в турбину в точках  $A$  и  $K$  вырабатывается одинаковая электрическая мощность.
11. Как изменятся расходы пара в ЧВД и ЧНД турбины при изменении электрической и тепловой нагрузок потребителями.
12. За счет чего достигается эффективность в теплофикационном цикле по сравнению с отдельной выработкой электрической энергии и теплоты.

## ЛИТЕРАТУРА

1. **Кириллин, В.А.** Техническая термодинамика : учеб. для вузов / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Изд. дом МЭИ, 2008. – 496 с.
2. **Мурзаков, В.В.** Основы технической термодинамики / В.В. Мурзаков. – М.: Энергия, 1973. – 307 с.
3. **Шегляев, А.В.** Паровые турбины : учеб. для вузов / А.В. Шегляев. – Изд. 5-е, доп. М.: Энергия, 1976. – 368 с.
4. **Соколов, Е.Я.** Теплофикация и тепловые сети : учебник / Е.Я. Соколов. – 8-е изд., стереот. – М.: Изд. дом МЭИ, 2006. – 472 с.
5. Тепловые и атомные электрические станции : справочник / под ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 648 с. (Теплоэнергетика и теплотехника. Кн. 3).
6. **Ривкин, С.Л.** Термодинамические свойства воды и водяного пара : справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ЦИКЛ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ С ОДНИМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА .....	5
2. ДИАГРАММА РЕЖИМОВ .....	11
3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО ЦИКЛА .....	17
4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО ЦИКЛА .....	21
4.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ В ОСНОВНЫХ ТОЧКАХ ЦИКЛА .....	22
4.2. ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ .....	27
4.2.1. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИИ КОНДЕНСАЦИОННОГО РЕЖИМА .....	27
4.2.2. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИИ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ .....	28
4.2.3. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИИ МИНИМАЛЬНЫХ ПРОПУСКОВ ПАРА В КОНДЕНСАТОР $G_k^{\min} = \text{const}$ .....	29
4.2.4. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИЙ ПОСТОЯННЫХ ОТБОРОВ ПАРА $G_{\text{от}} = \text{const}$ .....	29
4.2.5. ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИЙ ПОСТОЯННЫХ РАСХОДОВ ПАРА В КОНДЕНСАТОР $G_k = \text{const}$ .....	30
4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛА .....	30
ПРИЛОЖЕНИЕ .....	35
КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ .....	36
ЛИТЕРАТУРА .....	37

Дыскин Лев Матвеевич  
Козлов Сергей Сергеевич

## **Определение характеристик теплофикационной паровой турбины**

Методические указания для студентов направления 140100 Тепло-энергетика.

Подписано к печати \_\_\_\_\_. Бумага газетная.

Печать офсетная. Формат 60 90 1/16. Усл.печ.л. \_\_\_\_\_.

Уч.-изд.л. \_\_\_\_\_. Тираж 300 экз. Заказ № \_\_\_\_\_

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования  
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет» (ННГАСУ),  
603950, Н.Новгород, Ильинская, 65.

Полиграфический центр ННГАСУ, 603950, Н.Новгород, Ильинская, 65