



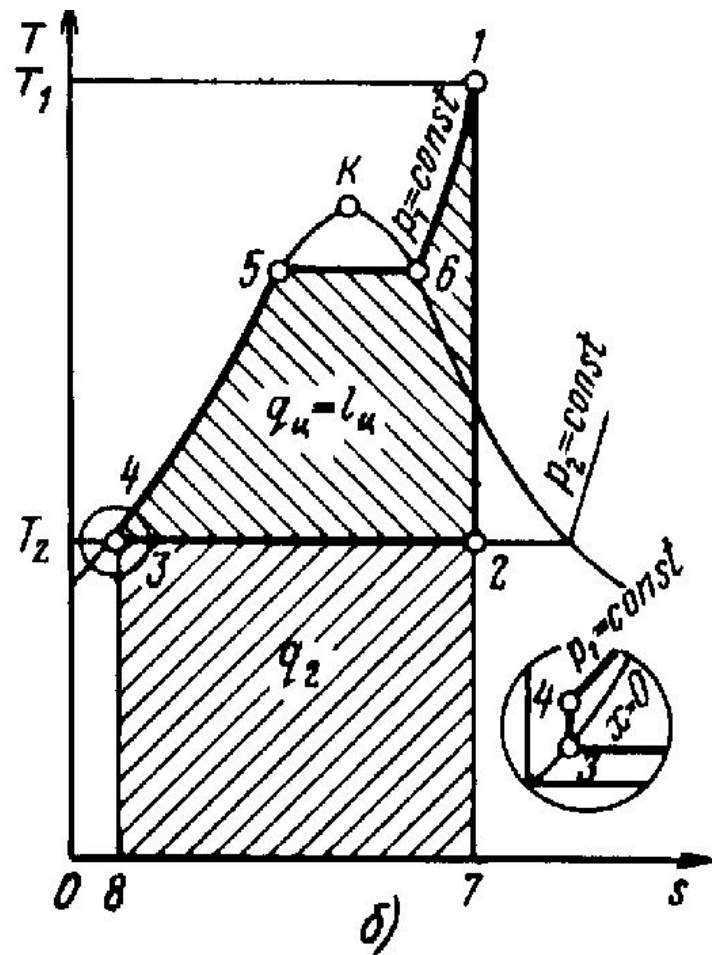
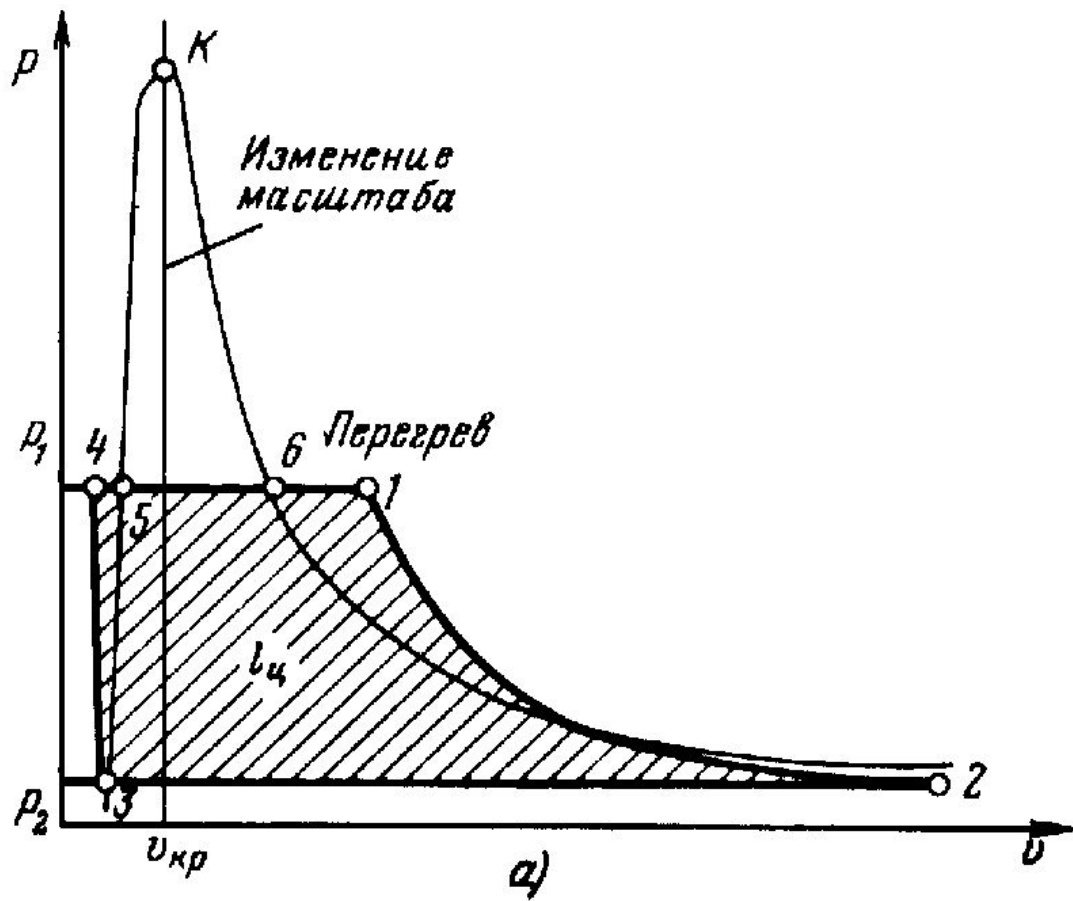
Теплофикация и когенерация

- **Теплофикация** – это централизованное теплоснабжение на базе комбинированного производства (на ТЭЦ, ГРЭС, АЭС) и отпуска потребителям тепловой и электрической энергии
- **Когенерация** – комбинированная выработка и отпуск тепловой и электрической энергии при использовании преимущественно децентрализованных систем теплоснабжения

К теплофикационным ПТ относятся ПТ с противодавлением, с регулируемым отбором пара, а также с отбором и противодавлением.

У ПТ с противодавлением весь отработавший пар используется для технологических целей (сушка, отопление и др.). Электрическая мощность, развиваемая турбоагрегатом с такой ПТ, зависит от потребности производства или отопительной системы в греющем паре и меняется вместе с ней. Поэтому турбоагрегат с противодавлением обычно работает параллельно с конденсационной ПТ или электросетью, которые покрывают возникающий дефицит в электроэнергии. В ПТ с регулируемым отбором часть пара отводится из 1 или 2 промежуточных ступеней, а остальной пар идёт в конденсатор. Давление отбираемого пара поддерживается в заданных пределах системой регулирования. Место отбора (ступень ПТ) выбирают в зависимости от нужных параметров пара. У ПТ с отбором и противодавлением часть пара отводится из 1 или 2 промежуточных ступеней, а весь отработавший пар направляется из выпускного патрубка в отопительную систему. Давление пара ПТ для отопительных целей обычно составляет $0,12 \text{ Мн/м}^2$ ($0,12 \text{ МПа}$), а для технологических нужд (сахарные, деревообрабатывающие, пищевые предприятия) $0,5-1,5 \text{ Мн/м}^2$.

Цикл Ренкина на перегретом паре:
 а – в P, v - диаграмме; б – в T, s - диаграмме



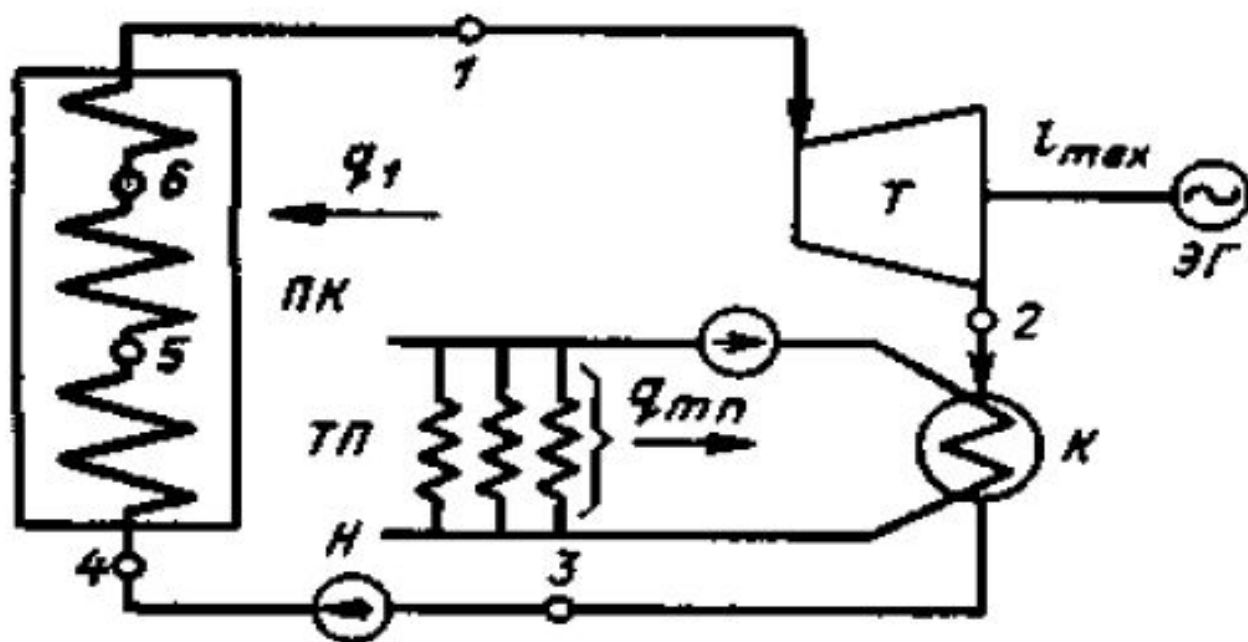


Рисунок 9.1. Схема установки для совместной выработки тепловой и электрической энергии: ПК – паровой котел; Т – паровая турбина; К – конденсатор-подогреватель; Н – насос; ТП – тепловой потребитель. Цифры соответствуют точкам цикла в T, s - диаграмме

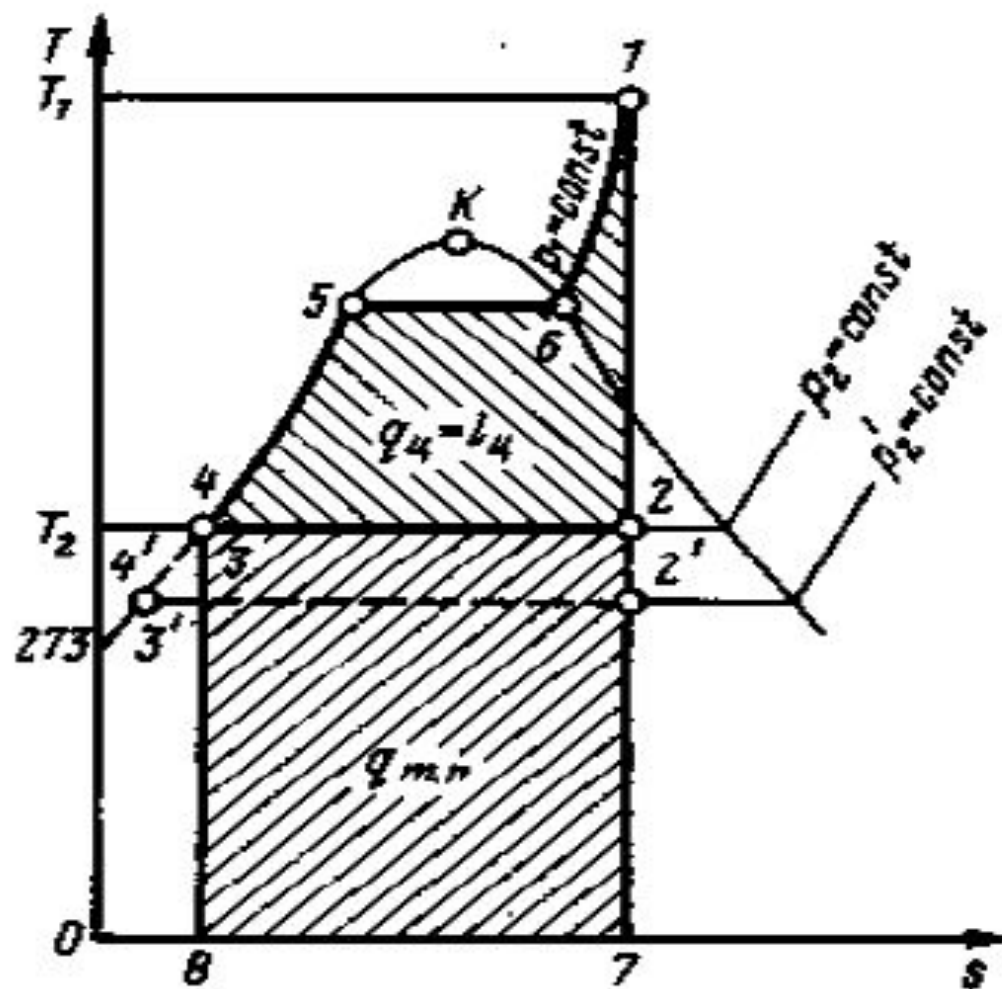


Рисунок 9.2. Теплофикационный цикл в T, s – диаграмме

При установке турбины с противодавлением каждый килограмм пара совершает полезную работу $l_{\text{тех}}=h_1-h_2$ и отдает тепловому потребителю количество теплоты $q_{\text{т.п}}=h_2-h/2$. Мощность установки по выработке электроэнергии $N_0=(h_1-h_2)D$ и ее тепловая мощность $Q_{\text{т.п}}=(h_2-h/2)D$ пропорциональны расходу пара D , т.е. жестко связаны. Это неудобно на практике, ибо графики потребно-сти в электроэнергии и теплоте почти никогда не совпадают.

Чтобы избавиться от такой жесткой связи, на станциях широко применяют турбины с *регулируемым промежуточным отбором пара* (рисунок 9.3). Такая турбина состоит из двух частей: части высокого давления (ЧВД), в которой пар расширяется от давления p_1 до давления $p_{\text{отб}}$, необходимого для теплового потребителя, и части низкого давления (ЧНД), где пар расширяется до давления p_2 в конденсаторе. Через ЧВД проходит весь пар, вырабатываемый котлоагрегатом. Часть его $D_{\text{отб}}$ (при давлении $p_{\text{отб}}$) отбирается и поступает к тепловому по-ребителю ТП. Остальной пар в количестве $D_{\text{к}}$ проходит через ЧНД в конденсатор К

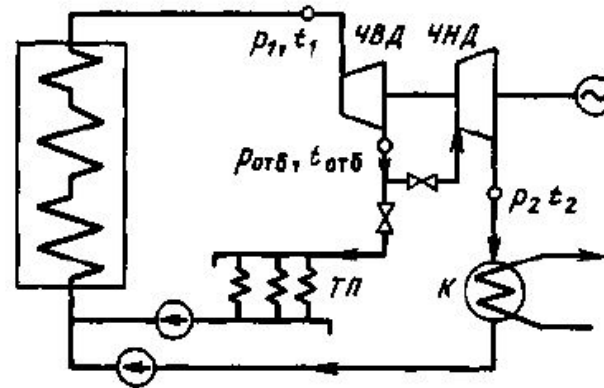


Рисунок 9.3. Установка турбины с регулируемым отбором пара

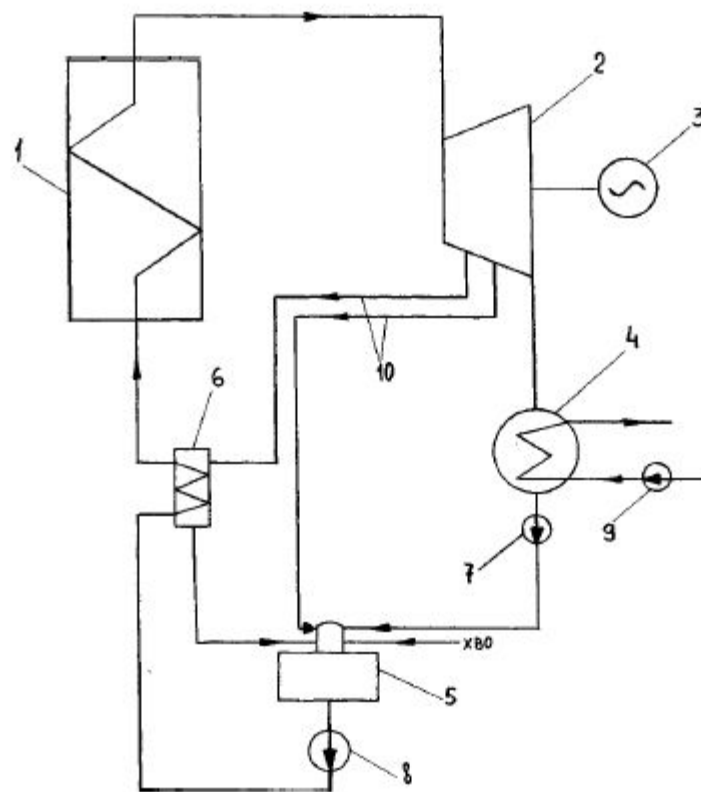
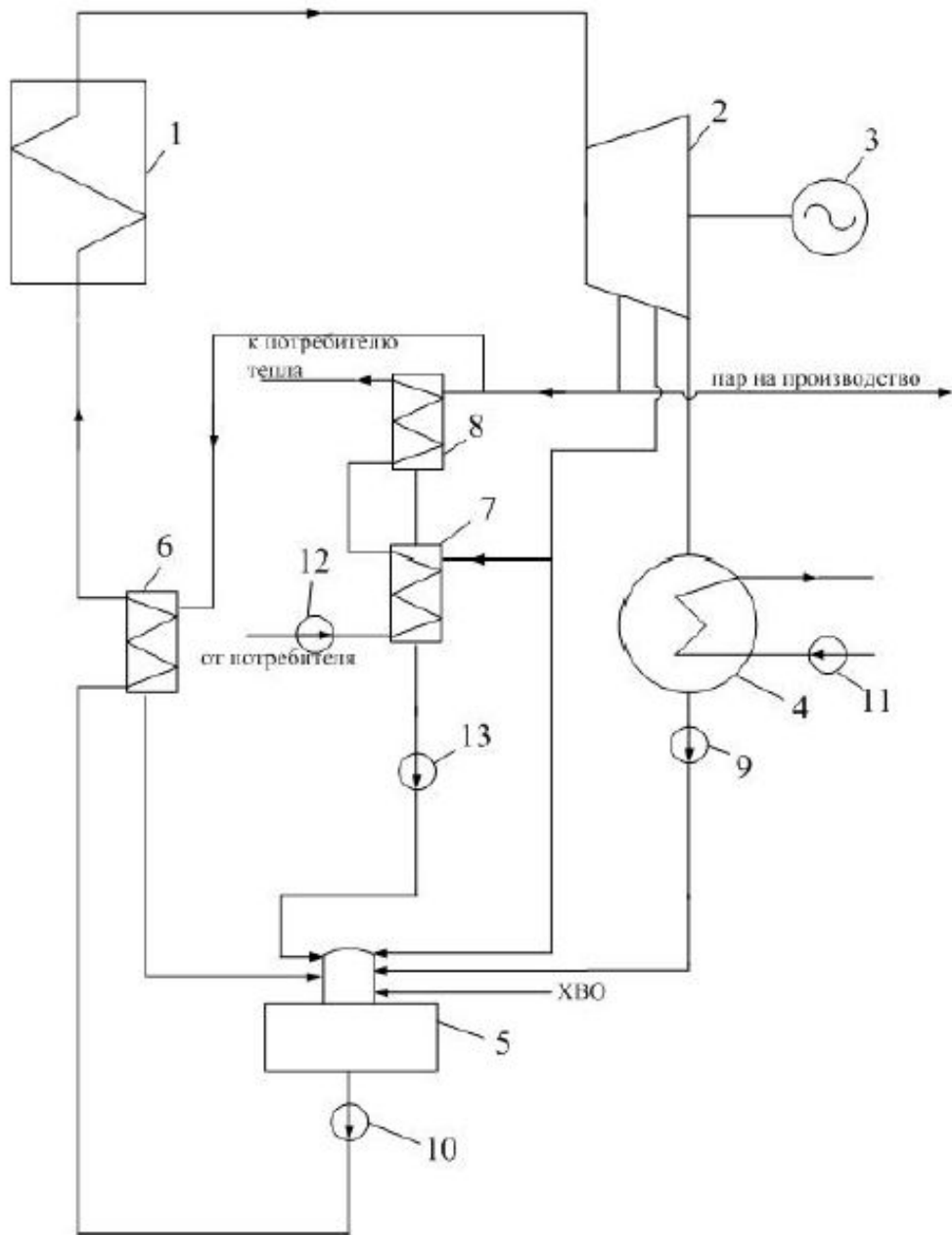
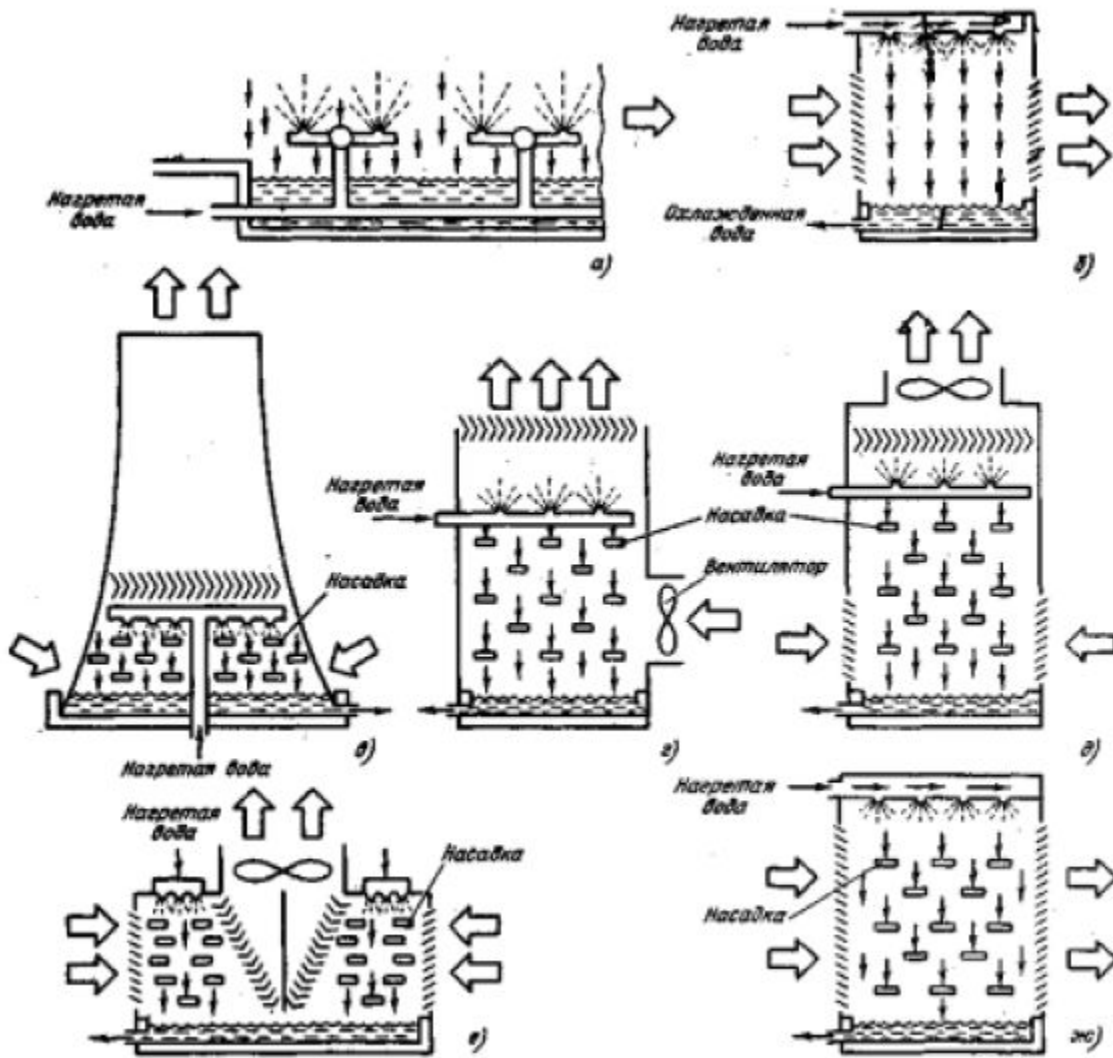


Рисунок 9.4. Типовая схема КЭС: 1 – паровой котел, 2 – конденсационная турбина, 3 – генератор, 4 – конденсатор, 5 – деаэрактор, 6 – подогреватель питательной воды высокого давления, 7 – конденсатный насос, 8 – питательный насос, 9 – циркуляционный насос, 10 – нерегулируемые регенеративные отборы пара



Типовая схема ТЭЦ:

- 1 – паровой котел,
- 2 – теплофикационная турбина,
- 3 – генератор,
- 4 – конденсатор,
- 5 – деаэратор,
- 6 – подогреватель питательной воды высокого давления,
- 7 – подогреватель сетевой воды низкого давления,
- 8 – подогреватель сетевой воды высокого давления,
- 9 – конденсатный насос,
- 10 – питательный насос,
- 11 – циркулярный насос,
- 12 – сетевой насос,
- 13 – конденсатный насос подогревателей



Охлаждающие устройства различных типов:

а – брызгальный бассейн;
 б – открытая брызгальная градирня;

в – испарительная градирня с гиперболической башней;

г – градирня с принудительной циркуляцией воздуха;

д – градирня со всасывающим вентилятором и противоточным движением воздуха;

е – градирня со всасывающим вентилятором и поперечным движением воздуха;

ж – открытая градирня с оросительным устройством

Тепловой баланс котла

Тепловой баланс котла – составляется с целью анализа эффективности работы котла и определения КПД. Тепловой баланс котла рассчитывается по прямому балансу и по обратному балансу.

КПД котла по прямому балансу:

$$\eta_k = \frac{D(i_{nm} - t_{no})}{B \cdot Q_p^n},$$

где D – количество произведенного пара;

i_{nm} – теплосодержание перегретого пара;

t_{no} – температура питательной воды;

B – количество сожженного топлива;

Q_p^n – теплотворная способность топлива.

КПД котла по обратному балансу:

$$Q_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5,$$

$$100\% = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5,$$

где Q_p – располагаемая (внесенная в топку) теплота;

Q_1, q_1 – полезная теплота, используемая для выработки пара – 90 %;

Q_2, q_2 – потери тепла с уходящими газами – 6,0 %;

Q_3, q_3 – потери от химической неполноты сгорания – 0,5 %;

Q_4, q_4 – потери от механической неполноты сгорания – 3,0 %;

Q_5, q_5 – потери тепла в окружающую среду – 0,5 %;

КПД парового котла без учета затрат энергии на собственные нужды.

$$\eta_k = \frac{Q_1 \cdot 100}{Q_p}$$

КПД современных котлов превышает 90%. Это довольно совершенные агрегаты.

Основные формулы для расчета ПТУ

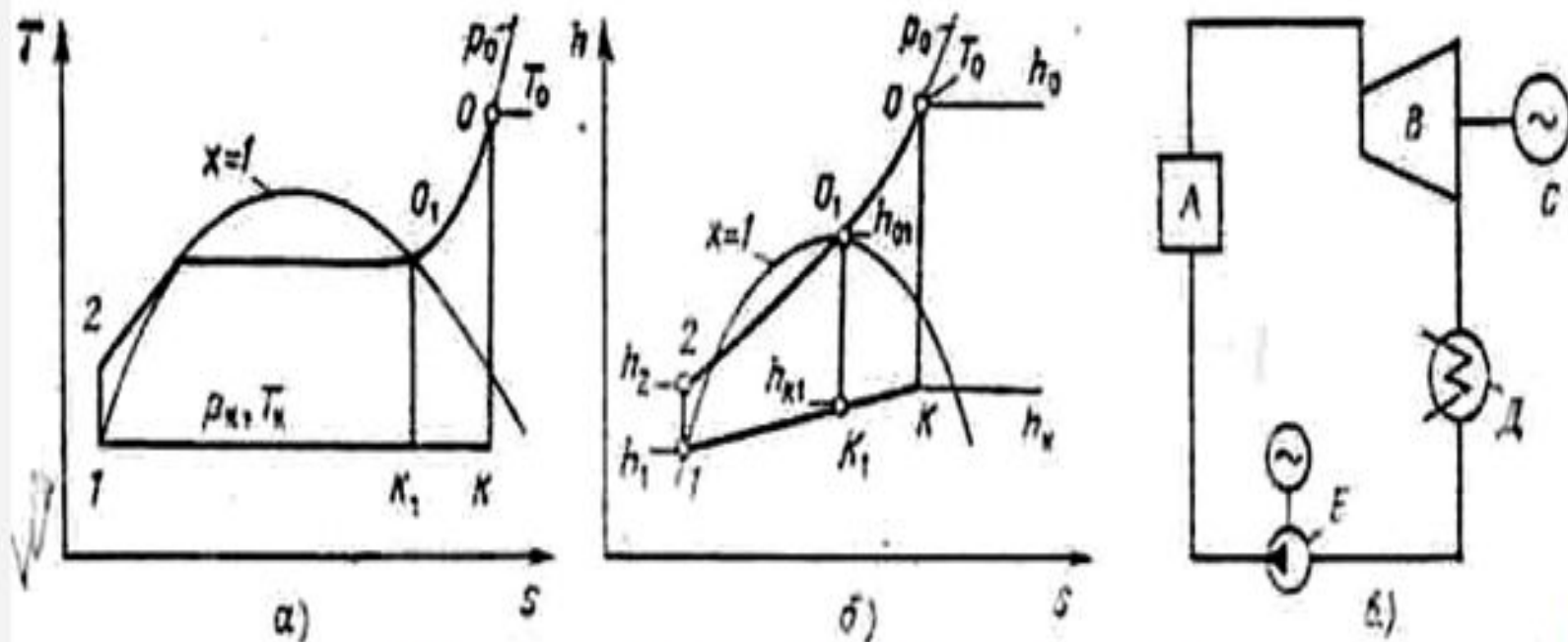


Рис.3.10. Термодинамический цикл Ренкина.

а) T, s -диаграмма на перегретом и насыщенном паре; б) процессы в h, s -диаграмме;

При идеальном протекании всех процессов энергетические показатели цикла на 1 кг перегретого пара определяются следующими соотношениями. ¶

→ Работа, совершенная паром, равна теоретически располагаемому (адиабатному) теплоперепаду ¶

$$\omega_t = \Delta h_a = h_0 - h_k. \quad \rightarrow \quad \text{¶}$$

Теплота, отведенная в конденсаторе от отработавшего пара, ¶

$$q_{омв} = h_k - h_1. \quad \rightarrow \quad \text{¶}$$

Работа сжатия воды в насосе ¶

$$\omega_{тн} = h_2 - h_1 = \vartheta(p_0 - p_k), \quad \text{¶}$$

где ϑ — удельный объем воды. ¶

Теплота, подведенная к рабочему телу (располагаемая теплота турбины), ¶

$$q_0 = h_0 - h_2 = h_0 - [h_1 + \vartheta(p_0 - p_k)]. \quad \rightarrow \quad \text{¶}$$

Полезная теоретическая работа цикла ¶

$$\omega_{тн} = \omega_t - \omega_{тн}. \quad \rightarrow \quad \text{¶}$$

Теоретический КПД турбины и термический КПД цикла Ренкина: ¶

$$\eta_t = \omega_t / q_0; \quad \rightarrow \quad \text{¶}$$

$$\eta_{т.рен} = 1 - q_{омв} / q_0.$$

→ Для цикла на насыщенном паре используются аналогичные соотношения в которых энгалпии в точках 0 и К (h_0, h_k) заменены энтальпиям в точках 0₁, К₁ ($h_{01}, h_{к1}$). ¶

В реальных турбинах работа, совершаемая килограммом пара ω_i и называемая удельной внутренней работой, равна действительному теплоперепаду Δh_i , т.е. ¶

$$\omega_i = \Delta h_i \neq h_0 - h_k, \dots \rightarrow \quad \text{¶}$$

который меньше адиабатного из-за необратимости процесса расширения. ¶

Действительный теплоперепад в турбине определяется либо из детального постепенчатого расчета турбины, либо из соотношения ¶

$$\Delta h_i = \eta_{oi} \Delta h_a = \eta_{oi} (h_0 - h_k), \dots \rightarrow \quad \text{¶}$$

где η_{oi} - внутренний относительный КПД турбины или ее отдельных цилиндров. Если расчет турбины отсутствует, то η_{oi} обычно определяют по аналогам, эмпирическим формулам или графикам. ¶

С помощью равенств (3.8) и (3.9) определяется энтальпия пара за турбиной \rightarrow ¶

$$h_k = h_0 - \Delta h_i = h_0 - \eta_{oi} \Delta h_a \rightarrow \quad \text{¶}$$

и затем находится теплота отведенная в конденсаторе, ¶

$$q_{отв} = h_k - h_1 = h_0 - (\omega_i + h_1). \rightarrow \quad \text{¶}$$

Из конденсатора вода откачивается насосом. В насосе происходит сжатие воды, и ее энтальпия возрастает на величину Δh_n , равную внутренней работе насоса: ¶

$$\Delta h_n = \omega_{in} = \mathfrak{D}(p_n - p_k) / \eta_{гид}, \quad \rightarrow \quad ¶$$

где p_n — давление за насосом на 30—40% большее, чем перед турбиной, из-за потерь давления в пароводяном тракте; $\eta_{гид}$ — гидравлический КПД насоса, учитывающий внутренние потери от трения, вихреобразования и т. п. Полная работа насоса ω_n больше внутренней из-за потерь в подшипниках, а также из-за протечек воды и составляет ¶

$$\omega_n = \omega_{in} / \eta_m \eta_{об} = \mathfrak{D}(p_n - p_k) / \eta_n, \quad \rightarrow \quad ¶$$

где η_m , $\eta_{об}$ — механический КПД насоса, учитывающий потери в подшипниках, и объемный КПД, учитывающий потери из-за протечек через уплотнения; $\eta_n = \eta_{гид} \eta_m \eta_{об}$ — полный КПД насоса. ¶

Работа, затраченная на привод насоса (электроэнергия или энергия пара), частично возвращается в цикл в виде теплоты, а небольшую часть составляют потери в подшипниках и с протечками. ¶

Количество подведенной к 1 кг рабочего тела теплоты равно разности энтальпий пара и воды, поступающей из насоса в котел: ¶

$$q_0 = h_1 - h_2 = h_0 - (h_1 + \Delta h_n). \quad \rightarrow \quad ¶$$

Внутренний абсолютный КПД турбины ¶

$$\eta_i = \frac{\omega_i}{q_0} = \frac{\Delta h_i}{q_0} = \frac{\Delta h_a}{q_0} \eta_{0i}. \quad \rightarrow \quad ¶$$

Если турбина вращает генератор мощностью N_3 киловатт, а 1 кг пара вырабатывает ω_3 килоджоулей электроэнергии, то секундный расход пара на турбину составит ¶

$$D_0 = N_3 / \omega_3 \quad \rightarrow \quad ¶$$

Полное количество теплоты, подведенной к турбине за 1 с, измеренное в килоджоулях в секунду или, что то же самое, в киловаттах, равно ¶

$$Q_0 = q_0 D_0 \quad \rightarrow \quad ¶$$

Отношение мощности турбогенератора к количеству подведенной за 1 с теплоты ¶

$$\eta_i = \frac{\omega_i}{D_0} = \frac{\Delta h_i}{D_0} = \frac{\Delta h_a}{D_0} \eta_{0i} \quad \rightarrow \quad ¶$$

называется КПД турбоустановки по выработке электроэнергии. ¶

Отношение отпущенной мощности к подведенной к турбине теплоте ¶

$$\eta_3^{\text{HT}} = N_3^{\text{HT}} / Q_0 \quad ¶$$

есть КПД турбоустановки по отпуску электроэнергии или КПД нетто турбоустановки. ¶

Тепловую экономичность турбоустановок часто характеризуют величиной обратной КПД по выработке электроэнергии и называемой удельным расходом теплоты на выработанную электроэнергию:¶

$$q_3 = 1 / \eta_3 \quad (\text{кВт} \cdot \text{ч})$$

или → $q_3 = Q_0 / N_3 \quad (\text{кДж} / (\text{кВт} \cdot \text{ч}))$.¶



Практическое занятие

Задача 2

Паровая турбина мощностью $N=12000$ кВт работает при начальных параметрах $p_1=80$ бар и $t_1=450^\circ\text{C}$. Давление в конденсаторе $p_2=0,04$ бара. В котельной установке, снабжающей турбину паром, сжигается уголь с теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{p}}=25$ МДж/кг. КПД котельной установки равен $\eta_{\text{к.у.}}=0,8$. Температура питательной воды $t_{\text{п.в.}}=90^\circ\text{C}$.

Определить производительность котельной установки и часовой расход топлива при полной нагрузке паровой турбины и условий, что она работает по циклу Ренкина.

Порядок решения. Удельный расход пара турбины

$$d_o = \frac{3600}{h_1 - h_2}, \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}).$$

Энтальпию h_1 и h_2 находим по h - s диаграмме.

Расход пара паровой турбиной D

$$D_o = Nd_o, \text{ кг}/\text{ч},$$

где энтальпия питательной воды $h_{\text{п.в.}} = C_p \cdot t_{\text{п.в.}}$.

Часовой расход топлива B равен

$$B = \frac{D_o (h_1 - h_{\text{п.в.}})}{Q_{\text{н}}^{\text{p}} \cdot \eta_{\text{к.у.}}}, \text{ кг}/\text{ч}.$$

Задача 4

На заводской ТЭЦ установлены две паровые турбины с противодавлением мощностью $N=4000$ кВт каждая. Весь пар из турбины направляется на производство, откуда он возвращается обратно в котельную в виде конденсата при температуре насыщения.

Турбины работают с полной нагрузкой при следующих параметрах пара: $p_1=35$ бар, $t_1=435^\circ\text{C}$, $p_2=1,2$ бар.

Принимая, что установка работает по циклу Ренкина, определить часовой расход топлива, если КПД котельной $\eta_{к.у.} = 0,84$, а теплота сгорания топлива

$$Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 28500 \text{ кДж/кг.}$$

Порядок решения. Удельный расход пара d_o равен

$$d_o = \frac{3600}{h_1 - h_2}, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)},$$

где энтальпию h_1 и h_2 находим по h - s диаграмме.

Часовой расход пара, потребляемый турбинами

$$D_o = 2Nd_o, \text{ кг/ч.}$$

Количество теплоты, потребляемой производством

$$Q_{\text{пр}} = D_o (h_2 - h'_2), \text{ кДж/ч},$$

где $h'_2 = C_p t_H$, а $t_H = f(p_2)$.

Количество теплоты, сообщенного пару в котельной

$$Q = D_o (h_1 - h'_2), \text{ кДж/ч}.$$

Часовой расход топлива B равен

$$B = \frac{Q}{Q_H^P \eta_{\text{ку}}}, \text{ кг/ч}.$$

Задача 5

Для условий предыдущей задачи подсчитать расход топлива в случае, если вместо комбинированной выработки электрической и тепловой энергии на ТЭЦ будет осуществлена раздельная выработка электроэнергии в конденсационной установке и теплоты в котельной низкого давления.

Конечное давление пара в конденсационной установке принять $p_2 = 0,04$ бар. КПД котельной низкого давления принять тот же, что для котельной высокого давления, $\eta_{к.у.} = 0,84$.

Определить для обоих случаев коэффициент использования теплоты.

Порядок решения. Удельный расход пара на турбину

$$d_o = \frac{3600}{h_1 - h_2}, \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}),$$

где h_1, h_2 находим по h - s диаграмме.

Полный расход пара на турбину

$$D_o = 2Nd_o, \text{ кг}/\text{ч}.$$

Количество теплоты, сообщенного пару в котельной,

$$Q = D_o(h_1 - h'_2), \text{ кДж}/\text{ч},$$

где $h'_2 = C_p t_n$; $t_n = f(p_2) = 29^\circ\text{C}$, $C_p = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$.

Расход топлива B_1 в котельной высокого давления

$$B_1 = \frac{Q}{Q_H^p \eta_{ку}}, \text{ кг/ч.}$$

Количество теплоты, потребляемого производством $Q_{пр}$ (задача 4), следовательно, расход топлива в котельной низкого давления

$$B_2 = \frac{Q_{пр}}{Q_H^p \eta_{ку}}, \text{ кг/ч.}$$

Суммарный расход топлива в обеих котельных установках $B_o = B_1 + B_2$, кг/ч.

Экономия топлива на ТЭЦ в сравнении с отдельной выработкой электроэнергии и теплоты составит

$$\frac{(B_o - B)}{B_o} \cdot 100 \%$$

Коэффициент использования теплоты определяется как отношение всей полезно использованной теплоты ко всей затраченной. Следовательно, в случае комбинированной выработки электроэнергии и теплоты

$$\eta_{\text{к.т.}} = \frac{3600 \cdot 2N + Q_{\text{пр}}}{B \cdot Q_{\text{H}}^{\text{p}} \cdot \eta_{\text{к.у.}}}$$

В случае раздельной выработки обоих видов энергии

$$\eta'_{\text{к.т.}} = \frac{3600 \cdot 2N + Q_{\text{пр}}}{B_{\text{o}} \cdot Q_{\text{H}}^{\text{p}} \cdot \eta_{\text{к.у.}}}$$

$$\eta'_{\text{к.т.}} < \eta_{\text{к.т.}}$$

Расчетная работа «Расчет отпуска теплоты от ТЭЦ»

• Задача №1 ¶

Рассчитать годовой отпуск теплоты от ТЭЦ отдельно для производственно-технологических и коммунально-бытовых потребителей. Данные для расчета взять по таблицам 1, 2, 3. Построить годовой график производственного технологического теплоснабжения. ¶

• Решение задачи №1 ¶

1. Производственно-технологическое потребление тепла ¶

1.1 Расчетная производственно-технологическая нагрузка ¶

$$Q_n^p = D_n^p [h_n - \beta_{ок} (h_{ок} - h_{хз}) - h_{хз}] (1 + q_n), \text{ МВт} ¶$$

¶

Численное значение энтальпии определяется по h-s диаграмме. Долю тепловых потерь в паропроводе принять в диапазоне 0,06...0,1. ¶

1.2 Энтальпия обратного конденсата ¶

$$h_{ок} = c \cdot t_{ок}, \text{ КДж/кг} ¶$$

¶

1.3 Энтальпия холодной воды зимой ¶

$$h_{хз} = c \cdot t_{хз}, \text{ КДж/кг} ¶$$

1.3 Энтальпия холодной воды зимой

$$h_{xz} = c \cdot t_{xz}, \text{ кДж/кг}$$

¶

Температуру холодной воды зимой принять равной 5 °С.

1.4 Годовой отпуск пара на производственно-технологические нужды

$$D_n^p = D_n^p \cdot h_n^{\text{ГЭЦ}}, \text{ т/год}$$

¶

1.5. Годовой отпуск теплоты на производственно-технологические нужды

$$Q_n^r = Q_n^p \cdot h_n^{\text{ГЭЦ}}, \text{ ГДж}$$

Затем строится годовой график производственно-технологического теплоснабжения:

$$Q_{ii} = \overline{Q_{ii}} \cdot \frac{Q_i^{\tilde{a}}}{\sum_{i=1}^{12} \overline{Q_{ii}}}$$

где Q_{ni} – отпуск теплоты за текущий месяц, ГДж;

$\overline{Q_{ii}}$ – отпуск теплоты за текущий месяц в относительных единицах, ГДж (по приложению 1).

2. Коммунально-бытовое потребление тепла

2.1 Расчетная нагрузка отопления

$$Q_o^p = q_o A (1 + k_1) = q_o m f (1 + k_1), \text{ МВт}$$

¶

¶

По приложению 2. Норму общей площади в жилых зданиях на 1 человека принять равно 18 м²/чел. Коэффициент, учитывающий долю теплового потока на отопление общественных зданий, принять равным 0,25.

2.2 Расчетная нагрузка вентиляции

$$Q_v^p = k_1 k_2 q_o m f, \text{ МВт (или ГДж/ч)}$$

Коэффициент, учитывающий долю теплового потока на вентиляцию общественных зданий, принять равным 0,6.

2.3 Расчетная нагрузка горячего водоснабжения

$$Q_r^p = q_r m, \text{ МВт (или ГДж/ч)}$$

¶

Укрупненный показатель среднего теплового потока на горячее водоснабжение на 1 человека взять 376 Вт/чел.

2.4 Расчетная нагрузка коммунально-бытовых потребителей

$$Q_k^p = Q_o^p + Q_v^p + Q_r^p, \text{ МВт (или ГДж/ч)}$$

3. Средние тепловые нагрузки¶

3.1. Средняя нагрузка отопления¶

$$Q_o^{cp} = Q_o^p \frac{t_z - t_o}{t_z - t_o^p}, \text{ МВт (или ГДж/ч)} ¶$$

¶

Среднюю температуру внутреннего воздуха отапливаемых зданий принять, равной 18 °С для жилых и общественных зданий, равной 16 °С — для производственных зданий. Расчетную температуру наружного воздуха для отопления и среднюю температуру наружного воздуха за отопительный период найти по приложению 3.¶

3.2. Средняя нагрузка вентиляции¶

$$Q_z^{cp} = Q_z^p \frac{t_z - t_o}{t_z - t_z^p}, \text{ МВт (или ГДж/ч)} ¶$$

¶

3.3. Средняя нагрузка горячего водоснабжения за отопительный период¶

$$Q_r^{cp} = Q_r^p, \text{ МВт (или ГДж/ч)} ¶$$

3. Средние тепловые нагрузки¶

3.1. Средняя нагрузка отопления¶

$$Q_o^{cp} = Q_o^p \frac{t_z - t_o}{t_z - t_o^p}, \text{ МВт (или ГДж/ч)} ¶$$

¶

Среднюю температуру внутреннего воздуха отапливаемых зданий принять, равной $18 \text{ }^\circ\text{C}$ для жилых и общественных зданий, равной $16 \text{ }^\circ\text{C}$ — для производственных зданий. Расчетную температуру наружного воздуха для отопления и среднюю температуру наружного воздуха за отопительный период найти по приложению 3. ¶

3.2. Средняя нагрузка вентиляции¶

$$Q_z^{cp} = Q_z^p \frac{t_z - t_o}{t_z - t_z^p}, \text{ МВт (или ГДж/ч)} ¶$$

¶

3.3. Средняя нагрузка горячего водоснабжения за отопительный период¶

$$Q_r^{cp} = Q_r^p, \text{ МВт (или ГДж/ч)} ¶$$

3.4 → Средняя нагрузка горячего водоснабжения за неотапительный период¶

$$Q_{\text{гп}}^{\text{ср}} = Q_{\text{г}}^{\text{ср}} \frac{55 - t_{\text{хп}}}{55 - t_{\text{х}}} \beta, \text{ МВт} \quad \uparrow$$

Температуры холодной воды в отопительный и неотапительный периоды принять равными соответственно 5°C и 15°C . Коэффициент, принять равным 0,8 для жилых и общественных зданий; 1,5 — для курортных и южных городов; 1 — для промышленных предприятий.¶

3.5 Средняя нагрузка коммунально-бытовых потребителей за отопительный период¶

$$Q_{\text{к}}^{\text{ср}} = Q_{\text{о}}^{\text{ср}} + Q_{\text{в}}^{\text{ср}} + Q_{\text{г}}^{\text{ср}}, \text{ МВт (или ГДж/ч)}. \quad \uparrow$$

4. Годовые расходы теплоты¶

4.1. Годовой расход теплоты на отопление¶

$$Q_o^r = Q_o^{cp} h_o, \text{ГДж}¶$$

Длительность отопительного периода взять в приложении 3.¶

4.2. Годовой расход теплоты на вентиляцию¶

$$Q_v^r = Q_v^{cp} h_o \frac{z}{24}, \text{ГДж}¶$$

¶

Время работы системы вентиляции общественных зданий за сутки принять равным 16 ч.¶

4.3. Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение¶

$$Q_r^r = Q_r^{cp} h_o + Q_{rn}^{cp} (8400 - h_o), \text{ГДж}¶$$

¶

4.4. Годовой расход теплоты на коммунально-бытовые нужды¶

$$Q_k^r = Q_o^r + Q_v^r + Q_r^r, \text{ГДж}¶$$

Таблица 1

Величина	Исходные данные по сумме двух последних цифр шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D^p_{\text{н}}$, кг/с	30	50	100	150	200	250	300	350	400	450
$\gamma_{\text{ст}}$	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07
Климатические условия города	С.-Петербурга	Верхоянска	Костромы	Братска	Риги	Перми	Вильнюса	Архангельска	Волгограда	Иркутска
	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
$D^p_{\text{н}}$, кг/с	500	550	600	650	700	750	800	850	900	
$\gamma_{\text{ст}}$	0,06	0,05	0,06	0,07	0,08	0,07	0,06	0,05	0,06	
Климатические условия города	Куйбышева	Якутска	Иваново	Киева	Красноярска	Москвы	Мурманска	Керчи	Тюмени	

Таблица 2

Величина	Исходные данные по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m, тыс.чел	100	90	80	70	100	90	80	70	80	90
Топливо	Газ (мазут)	Уголь	Газ (мазут)	Уголь	Газ (мазут)	Уголь	Газ (мазут)	Уголь	Газ (мазут)	Уголь
Q_H^P , МДж/кг	48,65	15,91	48,71	16,71	49,01	17,25	49,52	18,92	50,31	20,52

Таблица 3

Величина	Исходные данные по предпоследней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_{ш}$, МПа	-	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	0,95	0,85	0,75
$t_{ш}$, °C	-	180	190	200	210	220	225	220	215	205
$\beta_{ок}$	-	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9
$t_{ок}$, °C	-	95	95	95	95	95	95	95	95	95
$h^{\square}_{ГЭЦ}$, ч/год	-	4300	4500	4700	5000	5200	5500	5700	5300	4400

ПРИЛОЖЕНИЕ

П.1. Средние технологические нагрузки (относительные)

Месяц		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Годовое время использования максимума технологической нагрузки $h_{ТЭЦ}^n$, ч/год	4300-4600	1	0,92	0,81	0,65	0,59	0,57	0,55	0,56	0,63	0,75	0,88	0,95
	4700-5000	1	0,95	0,89	0,76	0,67	0,61	0,59	0,61	0,67	0,78	0,89	0,96
	5000-5300	1	0,97	0,92	0,77	0,68	0,64	0,63	0,65	0,71	0,83	0,91	0,97

П. 2 Укрупненные показатели максимального теплового потока на отопление жилых зданий (5 этажей и более) q_0 , Вт/м²

Расчетная температура для отопления t_0 , °С *	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-55
Здания постройки до 1985г.	65	70	77	79	86	88	98	102	109	115	122
То же после 1985г.	65	67	70	73	81	87	91	95	100	102	108

* Для промежуточных значений t_0 соответствующие значения q_0 определяются интерполяцией.

П. 3 Укрупненные показатели среднего теплового потока на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий при температуре воды 55°С $q_{гв}$, Вт/чел.

Средняя за отопительный период норма расхода горячей воды на одного человека в сутки.

	л/сут	$q_{гв}$, Вт/чел.
в жилых домах с душами без ванн	85	320
в жилых домах с сидячими ваннами и душами	95	322
в жилых домах с ваннами длиной 1,5-1,7 м и душами	105	376
в жилых домах высотой более 12 этажей с повышенными требованиями к благоустройству	115	407

П. 4 Климатологические данные городов

Город	Температура наружного воздуха, °С			Продолжительность отопительного периода, ho, ч	Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха (и ниже), °С												
	расчетная для отопления t^p_o	расчетная для вентиляции t^p_a	средняя за отопительный период t_b		-50	-45	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	8
Верхоянск	-59	-51	-25,2	6528	756	1389	2017	2512	2958	3345	3674	4015	4392	4799	5313	5975	6528
Якутск	-55	-45	-21,2	6096	-	587	1094	1617	2190	2652	3075	3485	3879	4333	4856	5368	6096
Братск	-43	-30	-10,3	5904	-	21	96	236	478	861	1343	2021	2752	3439	4214	5143	5904
Красноярск	-40	-22	-7,2	5640	-	-	17	83	212	475	839	1378	2149	3054	3986	5028	5640
Иркутск	-37	-25	-8,9	5784	-	-	7	57	171	454	856	1712	2569	3273	3997	4988	5784
Тюмень	-37	-21	-7,5	5280	-	-	5	24	114	284	653	1233	2065	2975	3835	4743	5280
Пермь	-35	-20	-6,4	5424	-	-	-	18	86	227	520	1091	1904	2885	3844	4855	5244
Архангельск	-31	-19	-4,7	6024	-	-	-	27	80	211	439	869	1570	2672	3939	5371	6024
Кострома	-31	-16	-4,5	5376	-	-	-	3	22	79	244	618	1268	2235	3459	4682	5376
Куйбышев	-30	-18	-6,1	4944	-	-	-	-	11	113	398	883	1475	2330	3343	4326	4944
Иваново	-29	-16	-4,4	5208	-	-	-	-	36	94	262	612	1256	2011	3188	4460	5208
Мурманск	-27	-18	-3,3	6744	-	-	-	-	6	38	134	448	1106	2253	3962	5785	6744
Москва	-26	-15	-3,6	4920	-	-	-	-	15	46	167	404	874	1674	2927	4260	4920
С.-Петербург	-26	-11	-2,2	5256	-	-	-	-	-	21	83	274	711	1539	2889	4575	5256

Окончание П. 4 Климатологические данные городов

Город	Температура наружного воздуха, °С			Продолжительность отопительного периода, h, ч	Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха (и ниже), °С													
	расчетная для отопления	расчетная для вентиляции	средняя за отопительный период		-50	-45	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	8	
Волгоград	-25	-13	-3,4	4368	-	-	-	-	-	13	129	432	954	1692	2873	3921	4368	
Вильнюс	-23	-9	-0,9	4656	-	-	-	-	-	3	22	126	399	1031	2273	3847	4656	
Киев	-22	-10	-1,1	4488	-	-	-	-	-	5	36	166	502	1129	2354	3834	4488	
Рига	-20	-8	-0,4	4920	-	-	-	-	-	-	14	91	351	904	2106	3922	4920	
Керчь	-15	-4	-2,2	3672	-	-	-	-	-	-	-	12	89	373	1239	2639	3672	

П.5 Отпуск теплоты отТЭЦ

№ п/п	Потребители	Нагрузка		
		расчетная		годовая, ГДж
		МВт	ГДж/ч	
1.	Технологические (пар)			
2.	Коммунально-бытовые Отопление Вентиляция Горячее водоснабжение			
3.	Сантехнические потребители			
4.	Потребители теплоты по сетевой воде			