Теплофикация и когенерация

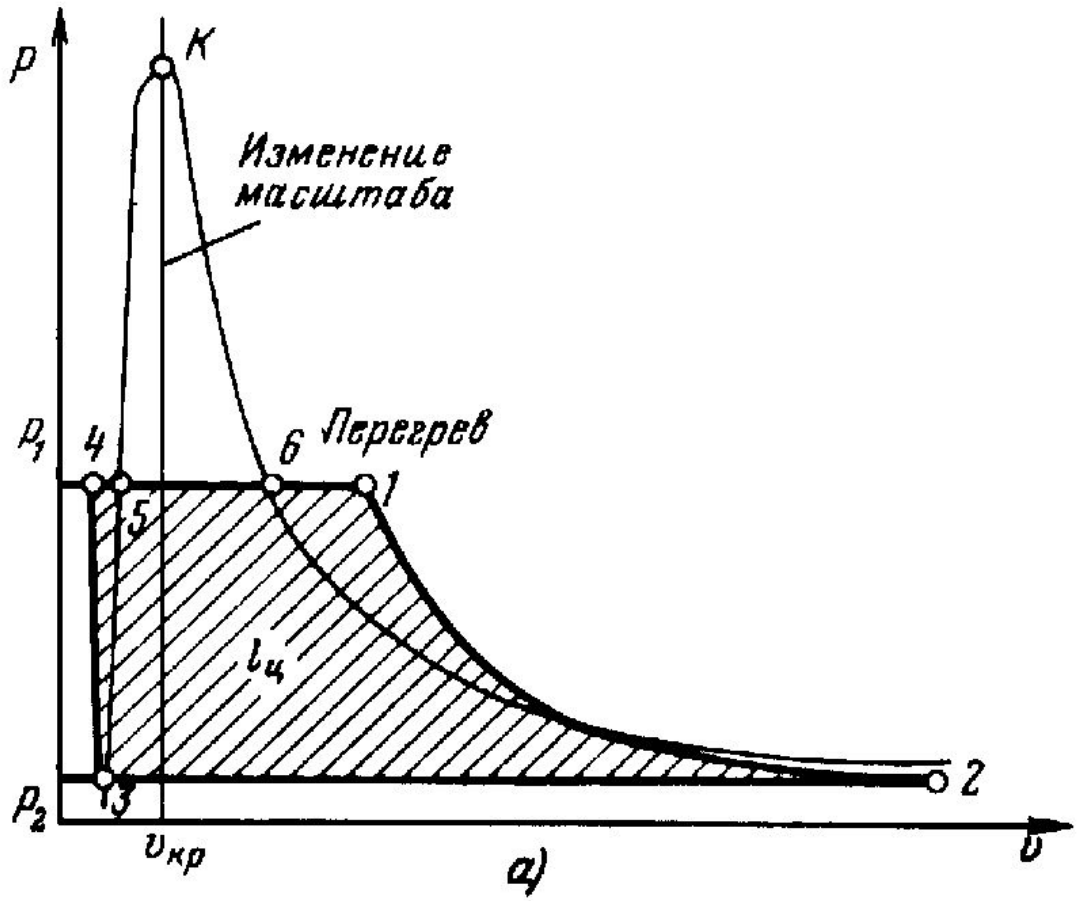
- **Теплофикация** – это централизованное теплоснабжение на базе комбинированного производства (на ТЭЦ, ГРЭС, АЭС) и отпуска потребителям тепловой и электрической энергии

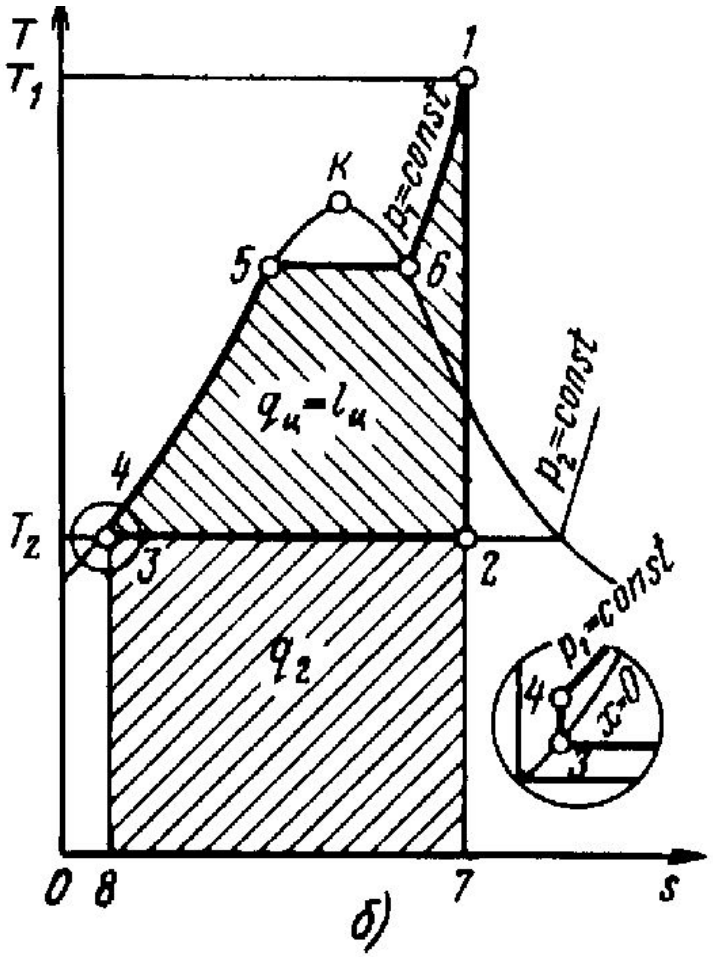
- **Когенерация** – комбинированная выработка и отпуск тепловой и электрической энергии при использовании преимущественно децентрализованных систем теплоснабжения

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 Мн/м^2 (0,12 МПа), а для технологических нужд (сахарные, деревообрабатывающие, пищевые предприятия) 0,5-1,5 Мн/м^2.

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





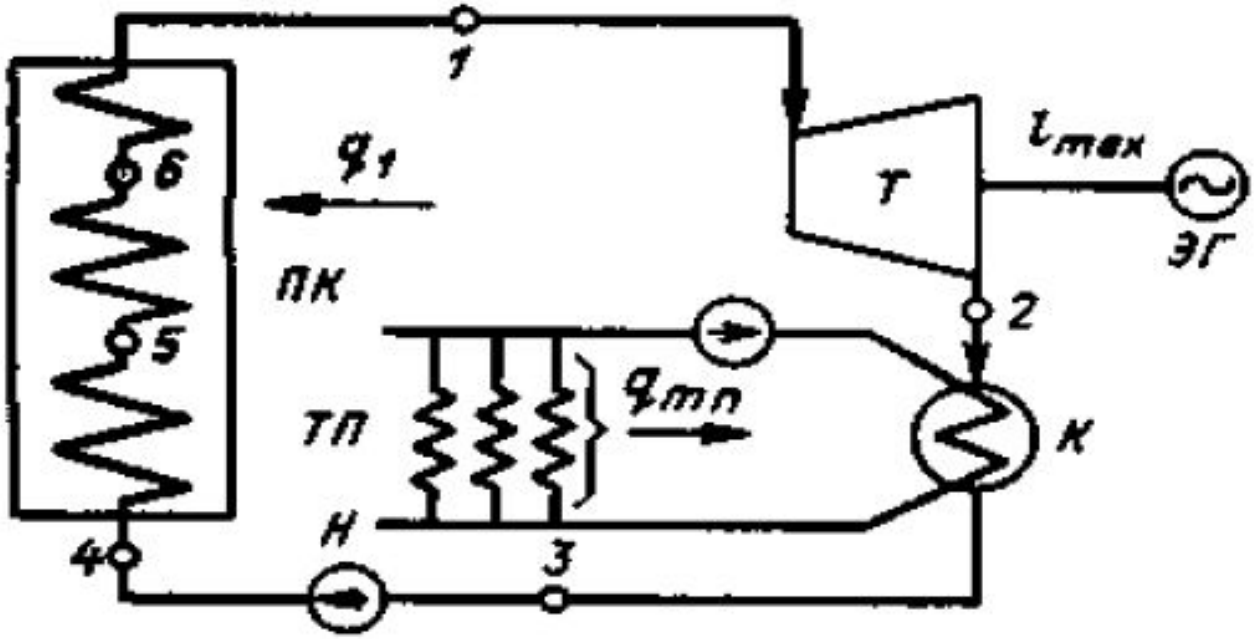


Рисунок 9.1. Схема установки для совместной выработки тепловой и электрической энергии: ПК – паровой котел; Т – паровая турбина; К – конденсатор-подогреватель; Н – насос; ТП – тепловой потребитель. Цифры соответствуют точкам цикла в T, s - диаграмме

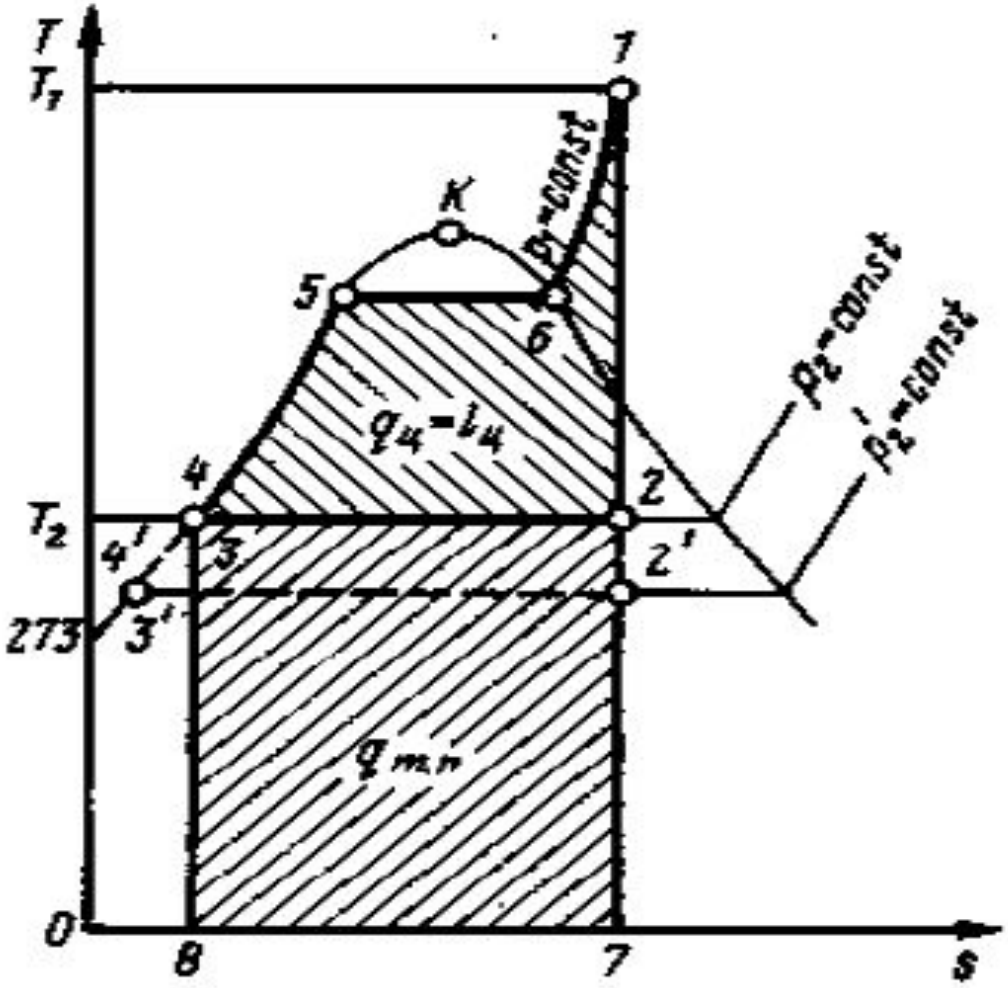


Рисунок 9.2. Теплофикационный цикл в T, s – диаграмме

При установке турбины с противодавлением каждый килограмм пара совершает полезную работу $l_{тех}=h_1-h_2$ и отдает тепловому потребителю количество теплоты $q_{т.п}=h_2-h_{/2}$. Мощность установки по выработке электроэнергии $N_o=(h_1-h_2)D$ и ее тепловая мощность $Q_{т.п}=(h_2-h_{/2})D$ 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 $p_{отб}$, 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 $D_{отб}$ (при давлении $p_{отб}$) отбирается и поступает к тепловому по-требителю ТП. Остальной пар в количестве $D_к$ проходит через ЧНД в конденсатор К

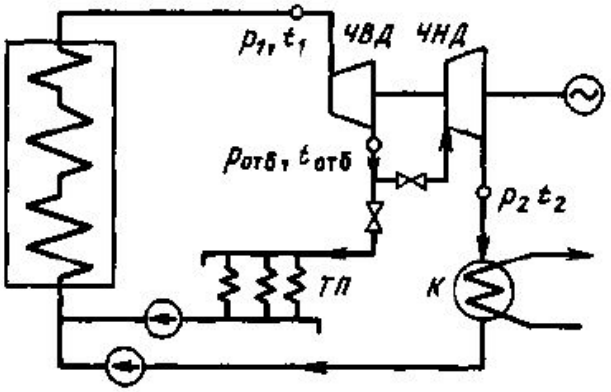


Рисунок 9.3. Установка турбины с регулируемым отбором пара

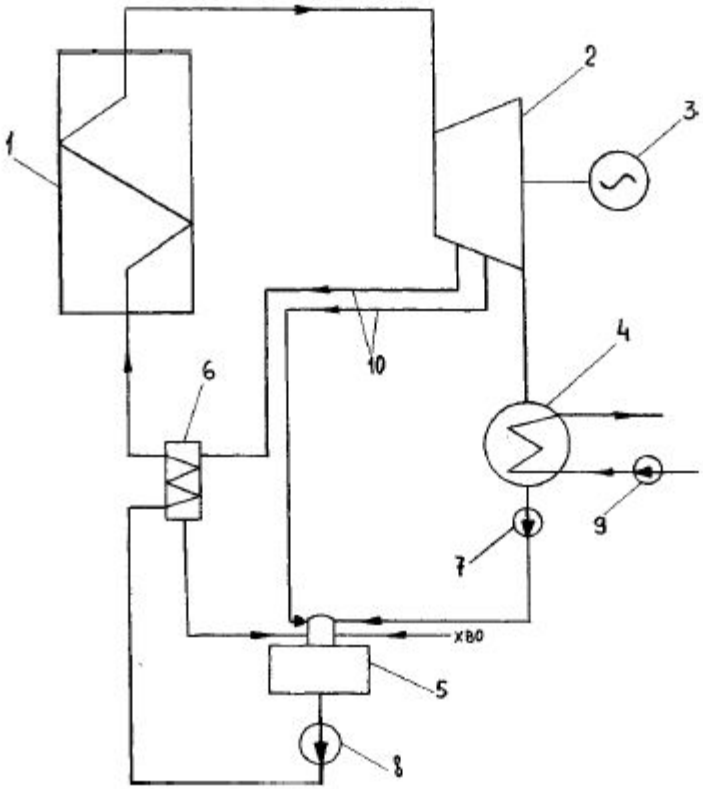
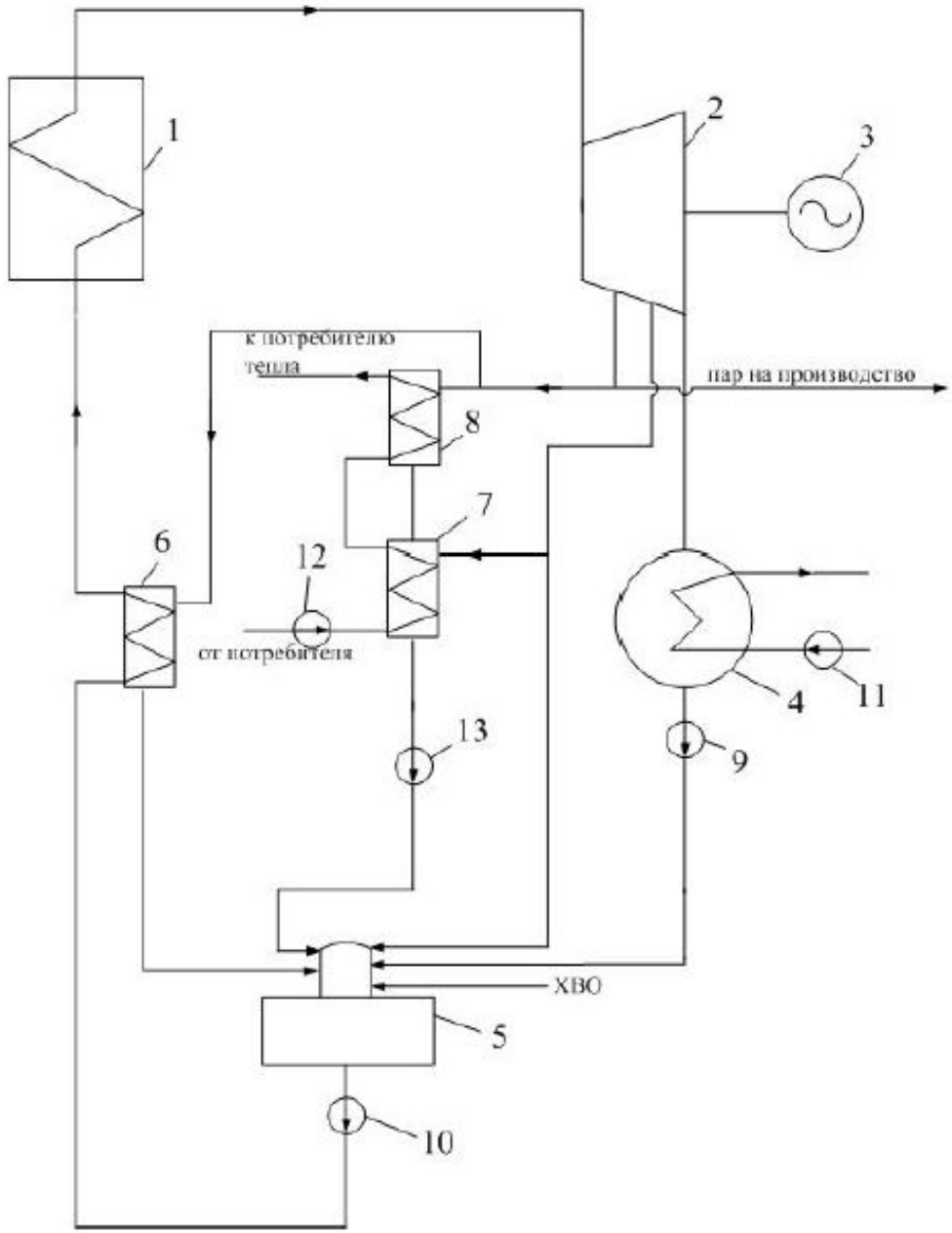
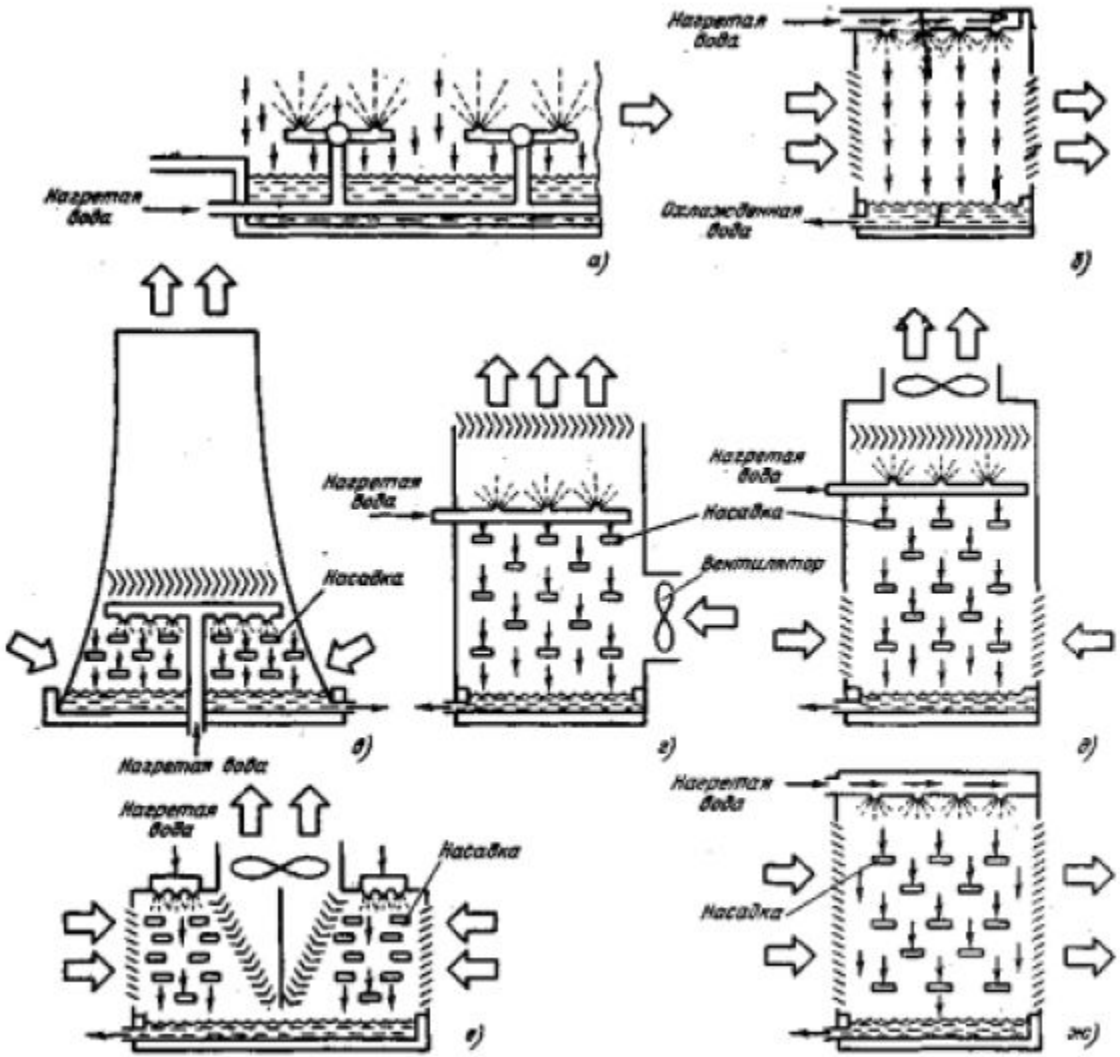


Рисунок 9.4. Типовая схема КЭС: 1 – паровой котел, 2 – кондесационная турбина, 3 – генератор, 4 – конденсатор, 5 – деаэратор, 6 – подогреватель питательной воды высокого давления, 7 – конденсатный насос, 8 – питательный насос, 9 – циркуляционный насос, 10 – нерегулируемые регенеративные отборы пара



Типовая схема ТЭЦ:
1 – паровой котел,
2 – теплофикацион-ная 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 – цикрулярный 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:

$$\eta_к = \frac{D(i_{пп} - t_{пв})}{B \cdot Q_р^н},$$

где D – количество произведенного пара;

$i_{пп}$ - теплосодержание перегретого пара;

$t_{пв}$ - температура питательной воды;

B - количество сожженного топлива;

$Q_р^н$ - теплотворная способность топлива.

КПД котла по обратному балансу:

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

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

где $Q_р$ – 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.

$$\eta_к = \frac{Q_1 \cdot 100}{Q_р}.$$

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

Основные формулы для расчета ПТУ

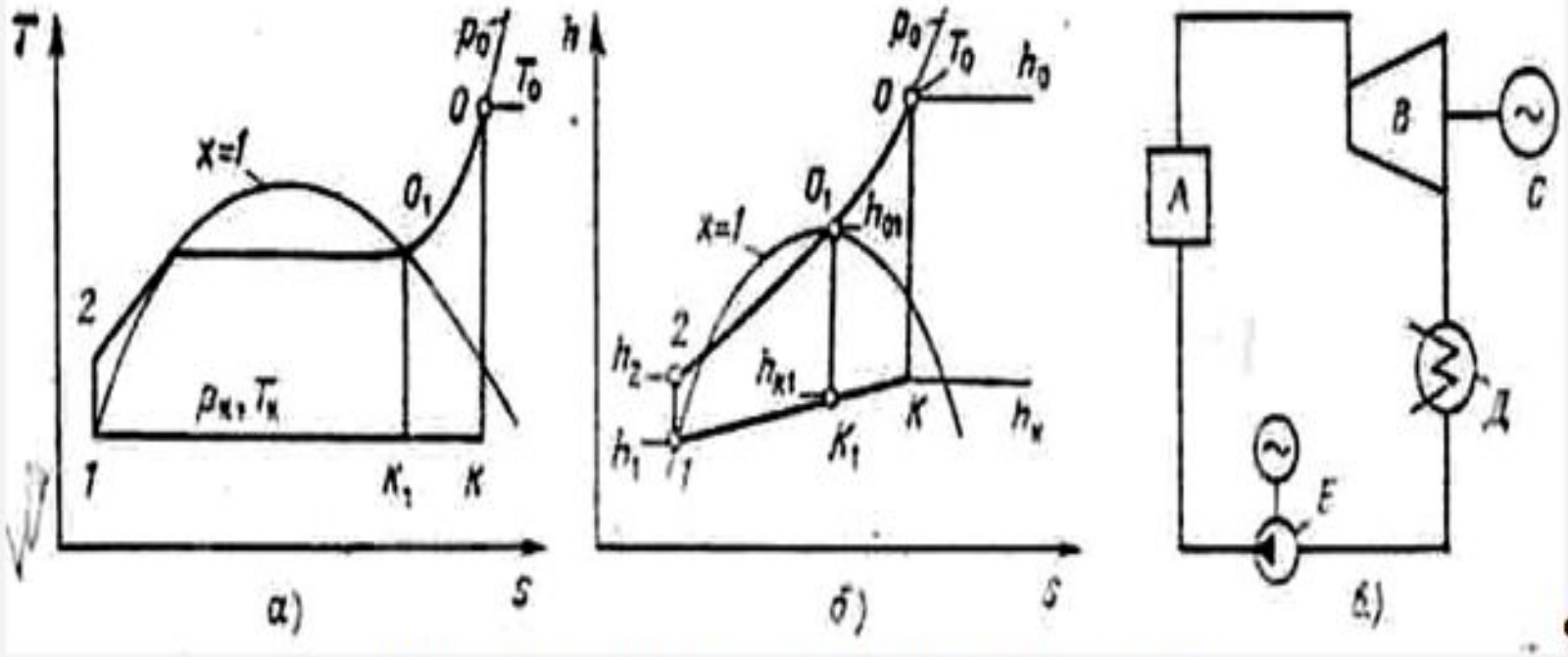


Рис.3.10.·Термодинамический·цикл·Ренкина:¶

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

$$\omega_t = \Delta h_a = h_0 - h_k .$$

Теплота, отведенная в конденсаторе от отработавшего пара,

$$q_{отв} = h_k - h_1 .$$

Работа сжатия воды в насосе

$$\omega_{tн} = h_2 - h_1 = \vartheta(p_0 - p_k),$$

где ϑ – удельный объем воды.

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

$$q_0 = h_0 - h_2 = h_0 - [h_1 + \vartheta(p_0 - p_к)].$$

Полезная теоретическая работа цикла

$$\omega_{tп} = \omega_t - \omega_{tн} .$$

Теоретический КПД турбины и термический КПД цикла Ренкина:

$$\eta_t = \omega_t / q_0;$$

$$\eta_{t.рен} = 1 - q_{отв} / q_0.$$

→ Для цикла на насыщенном паре используются аналогичные соотношения в которых энгальпии в точках 0 и К (h_0, $h_к$) заменены энтальпиям в точках 0_1, $К_1$ (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.

$$\omega_i = \Delta h_i \neq h_0 - h_к, \ldots$$

который меньше адиабатного из-за необратимости процесса расширения.

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

$$\Delta h_i = \eta_{oi} \Delta h_a = \eta_{oi} (h_0 - h_k), \ldots$$

где η_{0i} - внутренний относительный КПД турбины или ее отдельных цилиндров. Если расчет турбины отсутствует, то η_{0i} обычно определяют по аналогам, эмпирическим формулам или графикам.

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

$$h_k = h_o - \Delta h_i = h_o - \eta_{oi} \Delta h_a$$

и затем находится теплота отведенная в конденсаторе,

$$q_{отв} = h_k - h_1 = h_o - (\omega_i + h_1).$$

Из конденсатора вода откачивается насосом. В насосе происходит сжатие воды, и ее энтальпия возрастает на величину $\Delta h_н$, равную внутренней работе насоса:

$$\Delta h_н = \omega_{iн} = \vartheta(p_н - p_к)/\eta_{гид},$$

где $p_н$ — 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 $\omega_н$ больше внутренней из-за потерь в подшипниках, а также из-за протечек воды и составляет

$$\omega_н = \omega_{iн}/\eta_м\eta_{об} = \vartheta(p_н - p_к)/\eta_н,$$

где $\eta_м$, $\eta_{об}$ — механический КПД насоса, учитывающий потери в подшипниках, и объемный КПД, учитывающий потери из-за протечек через уплотнения; $\eta_н = \eta_{гид}\eta_м\eta_{об}$ 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:

$$q_0 = h_1 - h_2 = h_0 - (h_1 + \Delta h_н).$$

Внутренний абсолютный КПД турбины

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

Если·турбина·вращает·генератор·мощностью·$N_э$·киловатт,·а·1·кг·пара·вырабатывает·$\omega_э$·килоджоулей·электроэнергии,·то·секундный·расход·пара·на·турбину·составит¶

$D_0=N_э/\omega_э$.. →¶

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

$Q_0=q_0D_0$. →¶

Отношение·мощности·турбогенератора·к·количеству·подведенной·за·1·с·теплоты¶

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

называется·КПД·турбоустановки·по·выработки·электроэнергии.¶

Отношение·отпущенной·мощности·к·подведенной·к·турбине·теплоте¶

$$\eta_э^{нт} = N_э^{нт} / Q_0$$ ¶

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:¶

$$q_э = 1/\eta_э \quad (\text{кВт} * \text{ч})$$

или→

$$q_э = Q_0 / N_э \quad (\text{кДж}/(\text{кВт} * \text{ч}))$$.¶

Практическое занятие

Задача 2

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

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

<u>Порядок решения.</u> Удельный расход пара турбины

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

Энтальпию h_1 и h_2 находим по h-s диаграмме.

Расход пара паровой турбиной D

$$D_o = Nd_o, \text{ кг/ч},$$

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

Часовой расход топлива B равен

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

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^{0}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 $Q_н^р = 28500$ кДж/кг.

<u>Порядок решения.</u> Удельный расход пара d_o равен

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

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

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

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

Количество теплоты, сообщенного пару в котельной

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

Часовой расход топлива B равен

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

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

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

где h_1, h_2 находим по h-s диаграмме.

Полный расход пара на турбину

$$D_o = 2Nd_o, \text{ кг/ч}.$$

Количество теплоты, сообщенного пару в котельной,

$$Q = D_o(h_1 - h_2'), \text{ кДж/ч},$$

где $h_2' = C_p t_н$; $t_н = f(p_2) = 29^0$C, C_p=4,19 кДж/(кг·К).

Расход топлива B_1 в котельной высокого давления

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

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

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

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

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

$$\frac{(B_о - B)}{B_о} \cdot 100\,\%.$$

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

$$\eta_{к.т.} = \frac{3600 \cdot 2N + Q_{пр}}{B \cdot Q_н^р \cdot \eta к.у.}.$$

В случае раздельной выработки обоих видов энергии

$$\eta'_{к.т.} = \frac{3600 \cdot 2N + Q_{пр}}{B_о \cdot Q_н^р \cdot \eta к.у.};$$

$$\eta'_{к.т.} < \eta_{к.т.}$$

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

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

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

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

Температуру холодной воды зимой принять равной 5 °С.

1.4 Годовой отпуск пара на производственно-технологические нужды

$$D_п^г = D_п^р \cdot h_п^{ТЭЦ}, \text{ т/год}$$

1.5 Годовой отпуск теплоты на производственно-технологические нужды

$$Q_п^г = Q_п^р \cdot h_п^{ТЭЦ}, \text{ ГДж.}$$

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

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

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

2.2 Расчетная нагрузка вентиляции

$$Q_в^p = k_1 k_2 q_o mf, \text{ МВт (или ГДж/ч)}$$

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

2.3 Расчетная нагрузка горячего водоснабжения

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

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

2.4 Расчетная нагрузка коммунально0бытовых потребителей

$$Q_к^p = Q_o^p + Q_в^p + Q_г^p, \text{ МВт (или ГДж/ч)}$$

3. Средние тепловые нагрузки

3.1 Средняя нагрузка отопления

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

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

$$Q_в^{ср} = Q_в^p \frac{t_в - t_o}{t_в - t_в^p}, \text{ МВт (или ГДж/ч)}$$

3.3 Средняя нагрузка горячего водоснабжения за отопительный период

$$Q_г^{ср} = Q_г^p, \text{ МВт (или ГДж/ч)}$$

3. Средние тепловые нагрузки

3.1 Средняя нагрузка отопления

$$Q_о^{ср} = Q_о^р \frac{t_в - t_о}{t_в - t_о^р}, \text{ МВт (или ГДж/ч)}$$

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

$$Q_в^{ср} = Q_в^р \frac{t_в - t_о}{t_в - t_в^р}, \text{ МВт (или ГДж/ч)}$$

3.3 Средняя нагрузка горячего водоснабжения за отопительный период

$$Q_г^{ср} = Q_г^р, \text{ МВт (или ГДж/ч)}$$

3.4 Средняя нагрузка горячего водоснабжения за неотопительный период

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

Температуры холодной воды в отопительный и неотопительный периоды принять равными соответственно 5 °С и 15 °С. 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

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

4. Годовые расходы теплоты

4.1 Годовой расход теплоты на отопление

$$Q_{о}^{г} = Q_{о}^{ср} h_{о}, \text{ ГДж}$$

Длительность отопительного периода взять в приложении 3.

4.2 Годовой расход теплоты на вентиляцию

$$Q_{в}^{г} = Q_{в}^{ср} h_{о} \frac{z}{24}, \text{ ГДж}$$

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

4.3 Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение

$$Q_{г}^{г} = Q_{г}^{ср} h_{о} + Q_{гп}^{ср} (8400 - h_{о}), \text{ ГДж}$$

4.4 Годовой расход теплоты на коммунально-бытовые нужды

$$Q_{к}^{г} = Q_{о}^{г} + Q_{в}^{г} + Q_{г}^{г}, \text{ ГДж.}$$

Таблица 1

Величина	Исходные данные по сумме двух последних цифр шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D^{р}_{п}$, кг/с	30	50	100	150	200	250	300	350	400	450
$\gamma_{ст}$	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	
$D^{р}_{п}$, кг/с	500	550	600	650	700	750	800	850	900	
$\gamma_{ст}$	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

Вели-чина	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
Топли-во	Газ (мазут)	Уголь	Газ (мазут)	Уголь	Газ (мазут)	Уголь	Газ (мазут)	Уголь	Газ (мазут)	Уголь
$Q_н^р$, 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
$p_п$, МПа	-	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	0,95	0,85	0,75
$t_п$, °С	-	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
$t_{ок}$, °С	-	95	95	95	95	95	95	95	95	95
$h^{п}_{тэц}$, 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 $h^{п}_{ТЭЦ}$, 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_o, Вт/м^2

Расчетная температура для отопления t_o, ^{0}C *	-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_o соответствующие значения q_o определяются интерполяцией.

П. 3 Укрупненные показатели среднего теплового потока на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий при температуре воды 55^{0}С $q_г$, 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, ^{0}C			Продолжительность отопительного периода, ho,ч	Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха (и ниже), ^{0}C												
	расчетная для отопления t^p_o	расчетная для вентиляции $t^p_в$	средняя за отопительный период t_o		-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, ^{0}C			Продолжительность отопительного периода, h_o,ч	Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха (и ниже), ^{0}C												
	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			