

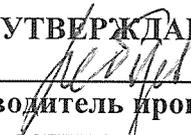
ПЕРВОЕ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ РОССИИ



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

УТВЕРЖДАЮ

  
Руководитель программы  
аспирантуры  
профессор В.А. Лебедев

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ  
ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА**

**Подготовка научных и научно-педагогических кадров в аспирантуре**

<b>Область науки:</b>	2. Технические науки
<b>Группа научных специальностей:</b>	2.4. Энергетика и электротехника
<b>Научная специальность:</b>	2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника
<b>Отрасли науки:</b>	Технические
<b>Форма освоения программы аспирантуры:</b>	Очная
<b>Срок освоения программы аспирантуры:</b>	4 года
<b>Составитель:</b>	к.т.н., проф. В.А. Лебедев
	Санкт-Петербург

УДК 681.5 (62-6)

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА: Методические указания к практическим занятиям. Санкт-Петербургский горный университет. Сост. *проф. Лебедев В.А.*, СПб, 2022 г.

Методические указания составлены на основе рабочей программы дисциплины «Теоретическая и прикладная теплотехника» для подготовки аспирантов.

Методические указания содержат методики выполнения практических занятий по курсу, а также вопросы для самопроверки и задания, направленные на закрепление изученного теоретического материала.

Предназначены для аспирантов по научной специальности 2.4.6 Теоретическая и прикладная теплотехника, профиль «Теплоэнергетические технологии»

Научный редактор доцент Пискунов В.М.

## ВВЕДЕНИЕ

Целью практических занятий является закрепление теоретических знаний, полученных аспирантами при изучении курса, и использовании этих знаний при решении научно-исследовательских и практических задач в области теоретической и прикладной теплотехники.

Задачей практических занятий является ознакомление аспирантов с типовыми вопросами, возникающими при решении задач проектирования, изготовления, эксплуатации и ремонта теплоэнергетического оборудования.

Тематика практических занятий может быть изменена по согласованию с научным руководителем аспиранта в соответствии с темой диссертационного исследования.

Состав типового практикума по дисциплине:

№/№ п/п	Раздел	Тематика практических занятий	Трудоемкость в ак. часах
1	Раздел 2	Методика определения энергетических показателей теплоэлектростанций	2
2	Раздел 3	Методика расчета простых и сложных контуров циркуляции паровых котлов.	2
3	Раздел 4	Методика расчета и подбора стандартного теплообменного оборудования.	2
4	Раздел 5	Анализ потерь энергии в характерных сечениях турбины	2
5	Раздел 8	Расчет экономических показателей теплоэнергетического предприятия.	2
<b>Итого:</b>			<b>10</b>

### Практическое занятие № 1.

**Тема:** Методика определения энергетических показателей теплоэлектростанций  
**Учебная цель:** Изучить методологические основы определения энергетических показателей теплоэлектростанций.

Основное требование, которое предъявляется к энергетическим показателям работы ТЭЦ, состоит в том, чтобы они позволяли оценить экономическую эффективность как работы ТЭЦ в целом, так и производства каждого вида энергии в отдельности.

Обычно расчеты энергетических показателей ведутся для ТЭЦ в целом и отдельно для каждого теплофикационного энергоблока, энергетического котла, теплофикационного турбоагрегата и пикового котла. Такие расчеты осуществляются для различных временных периодов: года, квартала, месяца, суток.

Основные энергетические показатели работы ТЭЦ отличаются тем, что на ТЭЦ необходимо оценивать эффективность производства и отпуска электроэнергии и теплоты.

При расчетах энергетических показателей работы ТЭЦ в отечественной энергетике используют два подхода.

В основу первого подхода положен принцип качественного равенства (равноценности) производимых на ТЭЦ электрической и тепловой энергии. Принимается, что количество теплоты, отданной паром в конденсаторе, и такое же количество теплоты, полученной в энергетическом котле, равноценны. Все расчеты ведутся на основе закона сохранения и превращения энергии или, что одно и то же, первого закона термодинамики. Поскольку расчеты проводятся на основе балансовых уравнений, то и метод обычно называют балансовым. Иногда в литературе он встречается под названием «физический».

В основу второго подхода принято положение о том, что использование закона сохранения и превращения энергии для определения экономической эффективности работы ТЭЦ и энергетических показателей – условие необходимое, но не достаточное. Расчеты ведутся в соответствии с законом сохранения и превращения энергии, но с учетом второго закона термодинамики. В соответствии с этим законом тепловая энергия, имеющая больший энергетический потенциал (температуру, давление), всегда производит большую работу, чем то же количество теплоты с меньшим энергетическим потенциалом. При этом должна быть одинаковая температура пара при конечном расширении. Теплота превращается в работу частично, тогда как работа – в теплоту полностью. В соответствии с ограничениями, вносимыми вторым законом термодинамики, использовать балансовые уравнения, в которых имеются электроэнергия и количество теплоты разного потенциала, для расчета энергетических показателей нельзя, хотя это и не противоречит первому закону термодинамики.

Балансовый метод определения энергетических показателей .

Общий тепловой баланс турбины с регулируемым отбором и конденсацией пара имеет вид

$$Q_{0к.т} = Q'_э + Q_T + Q_k, \quad (1.1)$$

где  $Q'_э$  – часть общей теплоты, подведенной к турбине  $Q_{0к.т}$ , полностью затрачиваемая на совершение внутренней работы (выработку электроэнергии);  $Q_k$  – теплота конденсации пара в конденсаторе;  $Q_T$  – количество теплоты, отпускаемой с паром регулируемых отборов.

При расчете количества теплоты  $Q'_э$ , кВт, затраченной турбиной на производство электроэнергии, к нему относят теплоту, отданную паром в конденсаторе

$$Q'_э = Q_{0к.т} - Q_T. \quad (1.2)$$

Расход топлива, кг/с, в энергетическом котле для производства электроэнергии

$$B'_э = \frac{Q'_э}{Q_n^p \eta_{тр} \eta_k}, \quad (1.3)$$

где  $Q_H^p$  – низшая теплота сгорания топлива;  $\eta_{тр}$  – КПД транспортировки теплоты, который учитывает потери теплоты в окружающую среду на участке паропровода от энергетического котла до регулирующих клапанов турбины;  $\eta_k$  – КПД котла (брутто).

Коэффициент полезного действия турбоустановки по производству электроэнергии

$$\eta_{ту}^э = \frac{N_э}{Q_{0к.т} - Q_т} = \frac{N_э}{Q_э}. \quad (1.4)$$

Удельный расход топлива на единицу выработанной электроэнергии

$$b_э = B_э / N_э. \quad (1.5)$$

Чтобы найти секундный удельный расход топлива, в формулу (3.5) подставим  $B_э$  и  $N_э$  из зависимостей (3.3) и (3.4), тогда после преобразований получим

$$b_э = \frac{1}{Q_H^p \eta_{ту}^э \eta_{тр} \eta_k} = \frac{1}{Q_H^p \eta_{бл}^э}, \quad (1.6)$$

где  $\eta_{бл}^э = \eta_{ту}^э \eta_{тр} \eta_k$  – коэффициент полезного действия теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по производству электроэнергии.

Удельный расход условного топлива, г/(кВт·ч), для часового периода при  $Q_H^p = 29,31$  кДж/г имеет вид

$$b_э = 3600 / (29,31 \eta_{бл}^э). \quad (1.7)$$

Количество теплоты, полученной внешним потребителем из регулируемых отборов, составляет

$$Q_{т.от} = Q_т \eta_т = D_т (h_т - h_{0к}) \eta_т, \quad (1.8)$$

где  $h_{0к}$  – энтальпия конденсата отбираемого пара;  $\eta_т$  – коэффициент полезного действия турбоустановки по отпуску теплоты, равный КПД теплофикационной турбоустановки по отпуску тепловой энергии  $\eta_{ту}^т$ ,

$$\eta_т = \eta_{ту}^т = Q_{т.от} / Q_т. \quad (1.9)$$

Коэффициент полезного действия энергоблока по отпуску тепловой энергии

$$\eta_{бл}^т = \eta_{ту}^т \eta_{тр} \eta_k. \quad (1.10)$$

Расход топлива на производство теплоты, переданной внешнему потребителю, составляет

$$B_т = \frac{Q_{т.от}}{Q_H^p \eta_{ту}^т \eta_{тр} \eta_k} = \frac{Q_{т.от}}{Q_H^p \eta_{бл}^т}. \quad (1.11)$$

Удельный расход топлива, затраченного на производство единицы теплоты, переданной внешнему потребителю

$$b_{т.э} = B_т / Q_{т.от}. \quad (1.12)$$

Здесь  $Q_{т.от} = B_т Q_H^p \eta_{ту}^т \eta_{тр} \eta_k$ , тогда удельный расход, г/кДж, условного топлива

$$b_y = \frac{1}{Q_H^P \eta_{ту}^T \eta_{тр} \eta_K} = \frac{1}{29,31 \eta_{бл}^T} = \frac{0,034}{\eta_{бл}^T}.$$

Общий расход топлива составляет

$$B = B_{\text{э}} + B_T. \quad (1.13)$$

Он также может быть определен по зависимости

$$B = \frac{Q_{0к.т}}{Q_H^P \eta_{тр} \eta_K}. \quad (1.14)$$

Для того чтобы оценить общую тепловую эффективность ТЭЦ или отдельного теплофикационного энергоблока, при расчете балансовым методом используют полный (общий) КПД  $\eta_{ТЭЦ}^{\text{полн}}$ .

Полный КПД ТЭЦ есть отношение суммарной энергии, отпускаемой ТЭЦ, к израсходованной теплоте топлива

$$\eta_{ТЭЦ}^{\text{полн}} = \frac{N_{\text{э}} + Q_{т.от}}{B Q_H^P} = \frac{N_{\text{э}} + Q_T \eta_T}{B Q_H^P}, \quad (1.15)$$

где  $N_{\text{э}}$  – электроэнергия вырабатываемая на клеммах генератора;  $Q_{т.от}$  – количество теплоты, полученной внешним потребителем.

Показателем, характеризующим эффективность производства электроэнергии на теплофикационном турбоагрегате, служит удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении:

$$\varepsilon = N_T / Q_T. \quad (1.16)$$

Здесь  $N_T$  – электроэнергия, производимая отборным паром с расходом  $D_T$  в проточной части до места его отбора. При расчете  $N_T$  необходимо учитывать влияние пара нерегулируемых отборов, если они существуют.

Если не учитывать влияние нерегулируемых отборов и наличие промежуточного перегрева пара, то

$$\varepsilon = \frac{N_T}{Q_T} = \frac{D_T (h_0 - h_T)}{D_T (h_T - h_{0к})} = \frac{h_0 - h_T}{h_T - h_{0к}}. \quad (1.17)$$

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении увеличивается при уменьшении давления и температуры отборного пара, увеличении  $\eta_{oi}$  проточной части и количества отбираемой теплоты.

Энергетические показатели теплоэлектроцентралей, рассчитанные балансовым методом, имеют ряд особенностей. Расход топлива на производство электроэнергии ТЭЦ, определяемый по (3.3), учитывает количественные величины теплоты, но не учитывает их энергетические потенциалы.

Числитель (1.3) представляет собой разность количества теплоты

$Q_{0к.т}$ , переданной энергетическим котлом на вход турбины, и количества теплоты  $Q_T$ , отпущенной с паром регулируемого отбора. Однако энергетический потенциал (температура и давление) пара с количеством теплоты  $Q_{0к.т}$  всегда выше, чем пара с количеством теплоты  $Q_T$ , если последний отбирается из проточной части. Падение энергетического потенциала происходит

за счет предварительной работы потока пара с расходом  $D_T$ , впоследствии направляемого к тепловому потребителю, которому передается количество теплоты  $Q_T$ . Предварительная работа происходит на участке проточной части от входа пара в турбину до места отбора. Затраты топлива на производство этой дополнительной работы в формуле (1.3) не учитываются. Это приводит к тому, что абсолютный и удельный расходы топлива на производство электроэнергии занижаются, а на производство теплоты, отпускаемой внешнему потребителю, – завышаются.

Затраты топлива на отпущенную тепловому потребителю тепловую энергию зависят только от КПД энергетического котла  $\eta_K$  и не зависят от энергетического потенциала отбираемого пара.

В результате удельный расход топлива на единицу теплоты, переданной внешнему потребителю, будет один и тот же независимо от места отбора пара. Например, при  $\eta_K=0,92$ ,  $\eta_{тр}=0,99$  и  $\eta_{ту}^T=\eta_T=0,98$  удельный расход условного топлива на единицу переданной теплоты, рассчитанный по (1.12), будет равен 38,2 кг/ГДж как для пара промышленного отбора, так и для пара, отбираемого из конденсатора при работе установки на ухудшенном вакууме.

Определение полного КПД ТЭЦ по зависимости (1.15) основывается на производственной равноценности теплоты и работы. Если не учитывать потери в окружающую среду, механические, электрические, а также потери в котле, то для теплофикационного энергоблока, работающего по тепловому графику, т.е. без конденсации пара в конденсаторе ( $\alpha_K = 0$ ,  $\alpha_T = 1$ ), полный КПД будет равен единице. Для ТЭЦ с турбинами с противодавлением полный КПД также будет равен единице. Он не будет меняться ни при изменении начальных параметров пара или значения противодавления, ни при увеличении потерь в проточной части. Можно даже произведенный в энергетическом котле пар сразу дросселировать до нужных потребителю параметров, все равно полный КПД ТЭЦ останется равным единице. Он будет изменяться только по мере введения на теплофикационном турбоагрегате конденсационной выработки электроэнергии.

Те же значения будет иметь КПД ТЭЦ по производству электроэнергии. Для ТЭЦ с турбинами с противодавлением и для ТЭЦ с теплофикационными турбинами, работающими в режиме противодавления ( $\alpha_K = 0$ ,  $\alpha_T = 1$ ), он всегда будет равен единице.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении относится только к потоку пара, работающему по теплофикационному циклу, и поэтому не определяет экономичность турбоагрегата в целом.

Определение энергетических показателей с учетом первого и второго законов термодинамики .

Поскольку тепловая и электрическая энергии качественно неравноценны, то для их сопоставления нужна единая мера, позволяющая количественно оценить каждый вид энергии с учетом качественных особенностей. Нужен общий эквивалент для того, чтобы выработанную ТЭЦ энергию – теплоту и электричество – привести к единому по качеству виду. С этой целью можно всю энергию, вырабатываемую на ТЭЦ, перевести в электрическую, определив возможную выработку электроэнергии отборным паром. Другим вариантом может быть использование коэффициента ценности теплоты отборного пара, учитывающего снижение его энергетического потенциала в проточной части от ввода в турбину до места отбора.

Можно использовать общую меру для определения качества энергии. Такой мерой может служить максимальная работоспособность рабочего тела – эксергия. Эксергия – работа, совершаемая рабочим телом, осуществляющим цикл Карно между двумя источниками теплоты, когда в качестве нижнего источника служит окружающая среда с температурой  $T_0$ , К.

В любом случае необходимо учитывать требования второго закона термодинамики, в соответствии с которыми электрическая энергия и теплота, производимые на ТЭЦ, должны быть приведены к единому по качеству виду.

Рассмотрим вариант с пересчетом тепловой энергии отборного пара в электрическую. Отборный пар, имеющий энтальпию  $h_T$ , может выработать электроэнергию, составляющую

$$\Delta N_{\text{э}} = D_{\text{т}}(h_{\text{т}} - h_{\text{к}})\eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}},$$

где  $h_{\text{к}}$  – энтальпия пара в конденсаторе.

В том случае, если имеется несколько регулируемых отборов,

$$\Delta N_{\text{э}} = \sum_1^z D_{\text{т}j}(h_{\text{т}j} - h_{\text{к}})\eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}}, \quad (1.18)$$

где  $z$  – число отборов;  $D_{\text{т}j}$  и  $h_{\text{т}j}$  – расход пара и его энтальпия в соответствующем регулируемом отборе.

Суммарная энергия, произведенная турбоагрегатом и приведенная к электроэнергии, имеет вид

$$N_{\text{эф}} = N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{э}}, \quad (1.19)$$

Тогда удельный расход топлива на единицу суммарной приведенной электроэнергии можно записать в виде

$$b_{\text{эф}} = B/N_{\text{эф}}, \quad (1.20)$$

где  $B$  – общий расход топлива в энергетическом котле [см. (1.14)].

Расход топлива на производство электроэнергии

$$B_{\text{э}} = N_{\text{э}}b_{\text{эф}}, \quad (1.21)$$

а расход топлива на производство отпущенной тепловой энергии

$$B_{\text{т}} = \Delta N_{\text{э}}b_{\text{эф}}. \quad (1.22)$$

Удельный расход топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии

$$b_{\text{э}} = b_{\text{эф}}. \quad (1.23)$$

Удельный расход топлива на производство единицы теплоты, переданной внешнему потребителю, рассчитывается по зависимости (1.12). Полученный по этой формуле удельный расход топлива есть средний удельный расход для всех потоков переданной теплоты. При нескольких отборах в знаменателе (1.12)

$$Q_{\text{т.от}} = \sum_1^z Q_{\text{т.от}j}.$$

Коэффициент полезного действия теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по производству электроэнергии рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{бл}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{B_{\text{э}}Q_{\text{н}}^{\text{п}}}. \quad (1.24)$$

Коэффициент полезного действия теплофикационной турбоустановки по производству электроэнергии определяется в виде

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{B_{\text{э}}Q_{\text{н}}^{\text{п}}\eta_{\text{к}}\eta_{\text{тр}}}. \quad (1.25)$$

Для определения коэффициента полезного действия теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по отпуску тепловой энергии внешнему потребителю можно использовать зависимость

$$\eta_{\text{бл}}^{\text{э}} = \frac{Q_{\text{т.от}}}{B_{\text{т}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \quad (13.26)$$

Для оценки эффективности обоих видов энергии используется КПД, называемый энергетическим, который для теплофикационного энергоблока или ТЭЦ определяется как

$$\eta_{\text{бл}}^{\text{ЭН}} = \frac{N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{э}}}{B Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \quad (1.27)$$

Для теплофикационной установки энергетический КПД имеет вид

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{ЭН}} = \frac{N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{э}}}{B Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{к}} \eta_{\text{тр}}} \quad (1.28)$$

Этот КПД аналогичен электрическому КПД конденсационной турбоустановки.

Вариант с использованием коэффициента ценности теплоты отборного пара .

Коэффициент ценности теплоты отборного пара численно равен относительной величине недовыработанного им теплоперепада в проточной части.

Для турбоустановок с промежуточным перегревом пара с учетом того, что коэффициент ценности теплоты отборного пара  $\zeta_{\text{т}}$  и коэффициент недовыработки  $\mathcal{Y}_{\text{т}}$  равны друг другу, коэффициент  $\zeta_{\text{т}}$  можно определить в соответствии с зависимостью

$$\zeta_{\text{т}} = \mathcal{Y}_{\text{т}} = \frac{h_{\text{т}} - h_{\text{к}}}{h_{\text{о}} + \Delta h_{\text{п.п}} - h_{\text{к}}} \quad (1.29)$$

где  $\Delta h_{\text{п.п}}$  – изменение энтальпии пара в промежуточном перегревателе.

Следовательно, потоки тепловой энергии можно складывать, если каждый будет умножен на свой коэффициент ценности. Противоречия со вторым законом термодинамики здесь нет.

С учетом изложенного расход теплоты для производства электроэнергии теплофикационного турбоагрегата будет иметь вид

$$Q_{\text{э}} = Q_{\text{ок.т}} - Q_{\text{т}} \zeta_{\text{т}},$$

при наличии отборов

$$Q_{\text{э}} = Q_{\text{ок.т}} - \sum_1^Z Q_{\text{т}} \zeta_{\text{т}j} \quad (1.30)$$

Тогда расход топлива на производство электроэнергии

$$B_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{э}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{к}} \eta_{\text{тр}}} \quad (1.31)$$

Расход топлива на производство тепловой энергии для внешнего потребителя

$$B_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{т}} \zeta_{\text{т}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{к}} \eta_{\text{тр}}} \quad (1.32)$$

или при наличии нескольких отборов

$$B_T = \frac{\sum_1^Z Q_T \zeta_{Tj}}{Q_H^p \eta_k \eta_{Tp}} \quad (1.33)$$

Удельные расходы топлива определяются по зависимостям (1.5) и (1.12). Как и в предыдущем варианте, удельный расход топлива на производство единицы переданной внешнему потребителю теплоты, рассчитанный по зависимости (3.12), является средним для всех отборов, если в знаменателе этой зависимости вместо  $Q_{T,от}$  записать  $\sum_1^Z Q_{Tj}$ .

Коэффициенты полезного действия по производству электроэнергии для теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) и для теплофикационной турбоустановки вычисляются по (1.24) и (1.25).

Коэффициент полезного действия для теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по отпуску тепловой энергии внешнему потребителю рассчитывается по зависимости (3.26).

Вариант с использованием эксергии.

Максимальная работоспособность потока тепловой энергии – эксергия – в термодинамике определяется как

$$E = Q \left( 1 - \frac{T_0}{T_1} \right) = Q \tau_e, \quad (1.34)$$

где  $T_0, T_1$  – абсолютные температуры окружающей среды и верхнего источника теплоты;  $\tau_e$  – эксергетическая температурная функция.

Величина  $\left( 1 - \frac{T_0}{T_1} \right)$  есть термический КПД цикла Карно, осуществленного в температурном интервале от  $T_1$  до  $T_0$ . В случае, если передача теплоты в верхнем тепловом источнике проходит при переменной температуре, рассчитывается средняя температура отвода теплоты

$$T_{cp} = (h_0 - h_k) / (s_H - s_K); \quad (1.35)$$

здесь  $h_0, h_k, s_H, s_K$  – энтальпии и энтропии начального и конечного состояний пара.

С учетом этого зависимость (3.34) запишется в виде

$$E = Q \left( 1 - \frac{T_0}{T_{cp}} \right) = Q \tau_{еср}. \quad (1.36)$$

Для определения энергетических показателей с использованием эксергии вначале вычисляются эксергии всех энергетических потоков. Эксергия потока отборного пара

$$E_T = Q_T \tau_{еп}. \quad (1.37)$$

Если имеют место несколько регулируемых отборов, то необходимо суммировать эксергии всех тепловых потоков:

$$E_T = \sum_1^Z Q_{Tj} \tau_{епj}. \quad (1.38)$$

При расчете эксергии теплоты, полученной внешним тепловым потребителем, например с сетевой водой, необходимо эксергию отборного пара умножить на эксергетический КПД сетевого подогревателя  $\eta_{ес.п}$ , который определяется по формуле

$$\eta_{ес.п} = \tau_{ес.в} / \tau_{еп}, \quad (1.39)$$

где  $\tau_{ec.в}$  – эксергетическая температурная функция сетевой воды,

$$\tau_{ec.в} = 1 - \frac{T_0}{T_{c.в}} \quad (1.40)$$

В этой формуле  $T_{c.в}$  – средняя температура сетевой воды, которая вычисляется по формуле

$$T_{c.в} = (T_{в2} - T_{в1}) / \ln (T_{в2} / T_{в1}), \quad (1.41)$$

где  $T_{в1}, T_{в2}$  – температуры сетевой воды на входе в сетевой подогреватель и выходе из него, К.

Количество эксергии, полученное внешним потребителем, или, что одно и то же, повышение работоспособности рабочего тела за счет полученной теплоты

$$E_{от} = E_T \eta_{ec.п}. \quad (1.42)$$

В том случае, если имеют место несколько регулируемых отборов, определяется сумма эксергий потоков:

$$E_{от} = \sum_1^Z E_{Tj} \eta_{ec.пj}. \quad (1.43)$$

Общая эксергия всех энергетических потоков, отпущенных теплофикационным энергоблоком, определяется в виде

$$E_{бл} = E_{э} + E_{от} = E_{э} + \sum_1^Z E_{Tj} \eta_{ec.пj}. \quad (1.44)$$

Здесь  $E_{э} = N_{э}$ . Удельный расход топлива на единицу отпущенной эксергии

$$b_e = B / E_{бл}. \quad (1.45)$$

Удельный расход топлива на 1 кВт·ч отпущенной электроэнергии

$$b_{э} = b_e. \quad (1.46)$$

Удельный расход топлива на единицу отпущенной теплоты

$$b_{Tj} = b_e \tau_{ej}; \quad (1.47)$$

здесь  $\tau_{ej}$  – эксергетическая температурная функция соответствующего потока.

Зная удельные расходы, можно определить абсолютные значения расхода топлива.

Если расчет эксергии проводится по отпущенным потокам энергии, то расход топлива на производство электроэнергии будет иметь вид

$$B_{э} = b_{э} \mathcal{E}_{от} = b_{э} (\mathcal{E}_{э} - \mathcal{E}_{с.н}), \quad (1.48)$$

а расход топлива на производство теплоты для каждого внешнего потребителя будет определяться по формуле

$$B_{Tj} = b_{Tj} Q_{Tj} \eta_{ec.пj}. \quad (1.49)$$

Общий расход топлива на производство теплоты находится простым суммированием абсолютных расходов топлива, затраченных на каждый поток. Коэффициент полезного действия

теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по производству электроэнергии вычисляется по формуле

$$\eta_{\text{бл}}^{\text{э}} = \mathcal{E}_{\text{э}} / (B_{\text{э}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}). \quad (1.50)$$

Коэффициент полезного действия теплофикационного энергоблока (ТЭЦ) по отпуску тепловой энергии внешнему потребителю определяется по зависимости

$$\eta_{\text{бл}}^{\text{т}} = Q_{\text{от}} / (B_{\text{т}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}). \quad (1.51)$$

Для оценки тепловой экономичности ТЭЦ или отдельного теплофикационного энергоблока используется эксергетический КПД

$$\eta_{\text{е бл}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{от}} + E_{\text{от}}}{B Q_{\text{н}}^{\text{р}}}. \quad (1.52)$$

Здесь  $\mathcal{E}_{\text{от}}$  – отпущенная электроэнергия, равная  $\mathcal{E}_{\text{э}} - \mathcal{E}_{\text{с.н.}}$

Особенность энергетических показателей тепловой экономичности ТЭЦ, определенных с учетом работоспособности потоков энергии, состоит в том, что они позволяют оценить тепловую эффективность каждого потока. Чем выше энергетический потенциал отбираемой энергии, тем больше будут затраты топлива на ее производство. Эксергетический КПД ТЭЦ в отличие от полного КПД, рассчитанного по балансовому методу, учитывает влияние начальных параметров и внутрицикловые потери. Однако, позволяя оценивать эффективность совместного отпуска тепловой и электрической энергии ТЭЦ и проводить анализ совершенства самих циклов, эксергетический КПД ТЭЦ не определяет эффективность теплофикации и экономию топлива в системе ТЭЦ. Это объясняется тем, что все рассмотренные показатели, в том числе и эксергетический КПД, относятся к самой электростанции, в то время как эффективность ТЭЦ определяется по сравнению с отдельным производством электрической и тепловой энергии.

## Практическое занятие № 2

**Тема:** Методика расчета простых и сложных контуров циркуляции паровых котлов.

**Учебная цель:** Изучить методику расчета простых и сложных контуров циркуляции паровых котлов.

Простейший контур испарительной системы (рис.2.1) состоит из обогреваемой подъемной трубы 1, необогреваемой опускной трубы 2, соединительного коллектора 3 и барабана 4, в котором происходит разделение пароводяной смеси на пар и воду.

За счет подвода теплоты в какой-то точке (точка закипания) по высоте подъемной трубы происходит закипание воды и выше нее находится пароводяная смесь.

За счет разности плотностей воды в опускных трубах и пароводяной смеси в подъемных трубах возникает движение воды вниз, а пароводяной смеси вверх и устанавливается естественная циркуляция. Создаваемый при этом движущий напор затрачивается на преодоление сопротивления в системе.

Расчет простого циркуляционного контура сводится к определению движущего напора ( $P_{дв}$ ) и гидравлического сопротивления в опускных и подъемных трубах, а также к определению полезного напора контура ( $\Delta P_{пол}$ ).

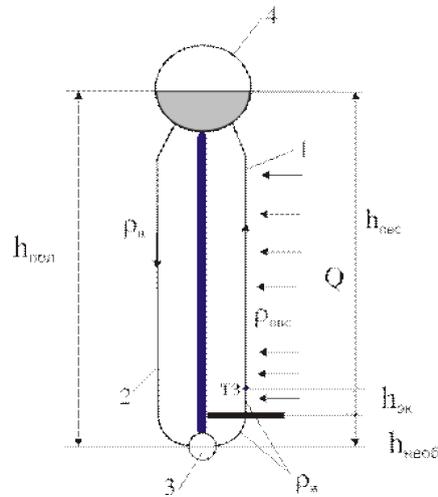


Рис. 2.1. Циркуляционный контур экрана:  
1 - подъемная труба; 2 – необогреваемая опускная труба;  
3 - соединительный коллектор; 4 – барабан

Движущий напор циркуляции составляет

$$P_{дв} = h_{пол} g \rho_в - (h_{необ} g \rho_в + h_{эк} g \rho_в + h_{пвс} g \rho_{пвс}), \text{ Па.}$$

Полная высота контура складывается из высоты необогреваемого участка ( $h_{необ}$ ), экономайзерного участка ( $h_{эк}$ ) и высоты участка, где образуется пароводяная смесь  $h_{пвс}$

$$h_{пол} = h_{необ} + h_{эк} + h_{пвс},$$

следовательно

$$P_{дв} = h_{пвс} g (\rho_в - \rho_{пвс}), \text{ Па.}$$

Таким образом, движущий напор зависит от высоты обогреваемого участка, высоты экономайзерного участка и от разности плотностей воды и пароводяной смеси. При увеличении давления в котле движущийся напор естественной циркуляции снижается, так как уменьшается разность  $(\rho_в - \rho_{пвс})$ . При критическом давлении  $P_{кр}=22,5 \text{ МПа}$   $\rho_в = \rho_{пвс}$  и движущийся напор отсутствует. Поэтому котлоагрегаты с естественной циркуляцией применяются до давлений пара менее 14,0 МПа.

Гидравлический расчет циркуляционного контура сводится к определению сопротивления в опускных и подъемных трубах. В общем случае сопротивление складывается из потерь напора на

местные сопротивления и сопротивление трения.

*Местные сопротивления*

$$\Delta P_m = \zeta h_d, \text{ Па},$$

где  $\zeta$  - коэффициент местных сопротивлений (например: поворот, сужение сечения и т.д.);

$$h_d = \frac{w^2 \rho}{2}$$

- динамический напор, где  $w$  - скорость воды или пароводяной смеси, м/с (скорость воды находится в пределах 1,5-3,5 м/с);  $\rho$  - плотность воды или пароводяной смеси, кг/м<sup>3</sup>.

*Сопротивление трения*

$$\Delta P_{тр} = \lambda \frac{l}{d_э} h_d, \text{ Па},$$

где  $\lambda$  - коэффициент трения;  $l$  - длина (высота) участка, м;  $d_э$  - эквивалентный диаметр ( $d_{вн}$ ), м.

Тогда потери напора в опускных трубах

$$\Delta P_{оп} = \Sigma \Delta P_m + \Delta P_{тр}, \text{ Па},$$

а в подъемных

$$\Delta P_{под} = (\Sigma \Delta P_m + \Delta P_{тр})_в + (\Sigma \Delta P_m + \Delta P_{тр})_{пвс}, \text{ Па},$$

т.е. в подъемных трубах отдельно рассчитывается сопротивление экономайзерного участка и паросодержащего участка.

Движущий напор в циркуляционном контуре затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления в опускных и подъемных трубах

$$P_{дв} = \Delta P_{оп} + \Delta P_{под}, \text{ Па}.$$

Разность движущего напора и сопротивления подъемной части циркуляционного контура составляет полезный напор, расходуемый на преодоление опускной части контура

$$P_{пол} = P_{дв} - \Delta P_{под} = \Delta P_{оп}, \text{ Па}.$$

При гидравлическом расчете предварительно принимается несколько значений скорости циркуляции во входных участках подъемных труб  $w_0 = 0,6-1,5$  м/с и строятся графические характеристики при этих значениях (рис.90). На пересечении кривых находится расчетная точка А, для которой  $P_{пол} = \Delta P_{оп}$ .

По истинному значению скорости  $w$  определяется расход воды, циркулирующей в контуре  $D_v = \rho_v w f_{жс}$  и кратность циркуляции  $K = D_v / D_{п}$ , т.е. отношение количества воды, циркулирующей в контуре, к количеству пара, содержащегося в пароводяной смеси на выходе из контура за 1 ход. Кратность циркуляции можно также представить как  $K = 1/x$ , где  $x$  - паросодержание пароводяной смеси.

Для котлов с давлением  $P_{пе} \leq 4,0$  МПа кратность циркуляции находится в пределах  $K = 20-30$ ;  $P_{пе} = 4,0-10,0$  МПа  $\rightarrow K = 10-18$ ;  $P_{пе} = 14,0$  МПа  $\rightarrow K = 6-8$ .

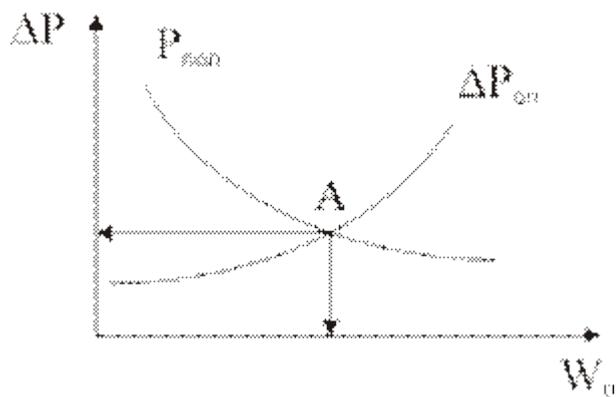


Рис. 2.2. Гидравлическая характеристика простого циркуляционного контура

### Сложный циркуляционный контур

Сложный циркуляционный контур (рис. 2.3) состоит из несложных простых циркуляционных контуров, имеющих одно или более общих звеньев. К сложным контурам относятся также пучки труб, имеющие различную длину и неравномерный обогрев.

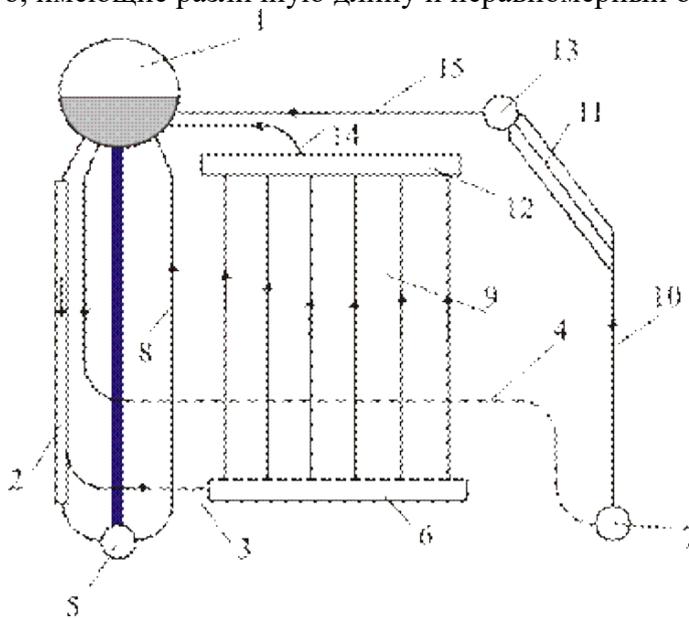


Рис. 2.3. Сложный циркуляционный контур:  
 1 – барабан; 2 – опускной стояк; 3,4 – опускные трубы бокового и заднего экранов; 5,6,7 – нижние коллектора фронтального, бокового и заднего экранов; 8,9,10 – подъемные трубы фронтального, бокового и заднего экранов; 11 – фестон; 12,13 – верхние коллектора бокового и заднего экранов; 14,15 – паропроводящие трубы бокового и заднего экранов

Циркуляционные контуры фронтального и боковых экранов имеют общий элемент - опускной стояк, поэтому этот контур будет сложным.

Расчет сложного циркуляционного контура выполняется аналогично и ведется по отдельным контурам.

### Практическое занятие №3

**Тема:** Методика расчета и подбора стандартного теплообменного оборудования.

**Учебная цель:** Изучить методику расчета и подбора стандартного теплообменного оборудования.

Алгоритм расчета приведен на рис.1 в виде блок-схемы, ориентированной на использование ЭВМ. Поясним представленный алгоритм на примере, когда теплоносители не претерпевают в аппарате фазовых переходов (холодильники и нагреватели).

1. Исходные данные определены заданием из табл. 2.2. Кроме того, принимаются численные значения двух из трех величин: начальная температура обеспечивающего теплоносителя  $t_{2,n}$ ; конечная температура обеспечивающего теплоносителя  $t_{2,k}$ ; расход обеспечивающего теплоносителя  $G_2$ . Вводятся также значения средних теплоемкостей целевого  $c_1$  и обеспечивающего  $c_2$  теплоносителей, определенные, например, по [2, с.369, с.372].

Решается вопрос о распределении теплоносителей по трубному и межтрубному пространствам теплообменника. По [2] (табл. 7 приложений на с.377) или [3] (табл. 2.1 на с.48) находятся величины термических сопротивлений отложений в трубном  $R_{mp}$  и межтрубном  $R_{mmp}$  пространствах, которые также входят в состав вводимых параметров.

2. Из уравнения теплового баланса

$$Q = G_1 (c_{1,n} t_{1,n} - c_{1,k} t_{1,k}) = G_2 (c_{2,k} t_{2,k} - c_{2,n} t_{2,n})$$

находятся передаваемый в теплообменнике тепловой поток  $Q$  и та из величин  $G_2$ ,  $t_{2,n}$  или  $t_{2,k}$ , которая не была ранее принята.

3. Среднелогарифмическая разность температур в теплообменнике при прямотоке и противотоке

$$\Delta t_{cp,a} = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_\delta / \Delta t_m)},$$

где  $\Delta t_\delta$  и  $\Delta t_m$  - соответственно большая и меньшая разности температур между горячим и холодным теплоносителями на концах теплообменника.

4. Для теплоносителя, имеющего меньшее изменение температуры в теплообменнике, средняя температура находится как среднеарифметическая температур входа и выхода

$$t'_{cp} = 0,5 (t'_{ex} + t'_{вых}).$$

Средняя температура другого теплоносителя определяется по формуле

$$t''_{cp} = t'_{cp} \pm \Delta t_{cp}.$$

где знак "+" соответствует случаю, когда  $t_{cp}''$  относится к горячему теплоносителю.

5. При температурах  $t'_{cp}$  и  $t''_{cp}$  находятся плотность,  $\rho$ ; теплоемкость,  $c_p$ ; коэффициенты теплопроводности,  $\lambda$ ; коэффициенты вязкости  $\nu$  или  $\mu$ ; числа Прандтля,  $Pr$ .

6. По литературным данным принимается приближенное значение коэффициента теплопередачи  $K_{np}$ .

7. Находится предварительная величина площади поверхности теплопередачи

$$F_{np} = Q / (\Delta t_{cp,l} \times K_{np}).$$

8. Стандартный теплообменник целесообразно выбирать такой, чтобы в трубах обеспечивался турбулентный режим течения теплоносителя, то есть число Рейнольдса было бы больше 2300. Очевидно, такой режим возможен в теплообменнике, у которого число труб  $n$ , приходящееся на один ход  $Z$ , равно

$$\frac{n}{Z} = \frac{4G_i}{\pi d_{\text{вн}}^2 \text{Re}_i \mu_i},$$

где  $d_{\text{вн}}$  - внутренний диаметр труб;  $G_i$ ,  $\text{Re}_i$ ,  $\mu_i$  - расход, число Рейнольдса и динамический коэффициент вязкости теплоносителя, протекающего в трубах. Причем следует предварительно принять численное значение  $\text{Re}_i$  в интервале от 8000 до 15000.

Определяются значения  $n/z$ , для труб диаметром 20 x 2 мм и 25 x 2 мм и по этим значениям и величине  $F_{\text{нр}}$ , с использованием данных [3] (табл. 2.3 - 2.5 на с 51-53, табл. 2.9 на с 57, табл. 2.10 на с 59) или [2] (табл. 6.7-6.9 на с. 158-160), а также [4] (табл. 4.2 на с. 215), [5] (с. 646-678), [6] (с. 87-95), [33] (каталог), выбирается стандартный теплообменник с наиболее близкой площадью поверхности теплопередачи.

Если выбранный теплообменник имеет  $z > 1$ , то необходимо уточнить величину средней разности температур

$$\Delta t_{\text{н\ddot{o}}} = \Delta t_{\text{н\ddot{o},\ddot{e}}} \times \varepsilon_{\Delta t},$$

где  $\varepsilon_{\Delta t}$  - поправка на сложные схемы тока теплоносителей:

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} \cdot \frac{\ln \left[ \frac{(1-R)}{(1-PR)} \right]}{2-P \left( \frac{R+1-\sqrt{R^2-1}}{R+1+\sqrt{R^2+1}} \right)} \cdot \ddot{i} \ddot{\delta} \quad R \neq 1;$$

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{P}{1-P} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2-P(2-\sqrt{2})} \cdot \ddot{i} \ddot{\delta} \quad R = 1;$$

$$P = \frac{t_{\text{ГК}} - t_{\text{ХН}}}{t_{\text{Г}} - t_{\text{Х}}}$$

После этого уточняется значение

$$P = \frac{t_{\text{ГК}} - t_{\text{ХН}}}{t_{\text{Г}} - t_{\text{Х}}}$$

и вновь выбирается стандартный теплообменник по  $F_{\text{нр}}$  и величине  $n/z$ .

9. Численные значения конструктивных характеристик принятого стандартного теплообменника представлены в названных в предыдущем пункте 8 таблицах в источниках [2,3,4,5,6]. С учетом рекомендаций [7] выбирается материал узлов и элементов теплообменника. Для выбранного материала труб по табл. 2.1 определяется коэффициент теплопроводности  $\lambda_{\text{ст}}$  и вводится вместе с конструктивными параметрами.

10. Расчет коэффициентов теплообмена в трубном  $\alpha_{\text{тр}}$  и межтрубном  $\alpha_{\text{мтр}}$  пространствах выполняется с использованием уравнений теплообмена приведенных, например, в [2] (с. 150-151), в [3] (с. 49-54), в [4] (с. 150-166), а также в других источниках. Здесь важно не ошибиться в выборе расчетных уравнений и в записи чисел подобия, входящих в эти уравнения.

Для оценочных расчетов можно использовать следующие формулы и зависимости.

При турбулентном режиме течения теплоносителя в трубах и каналах ( $\text{Re} > 10^4$ ) коэффициент теплоотдачи можно рассчитать по формуле

$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43},$$

где скорость жидкости, определяющая величину критерия  $\text{Re}$ , рассчитывается по площади проходного сечения трубного пространства с учетом количества ходов; определяющими в числах

подобия являются эквивалентный диаметр канала (для труб – это внутренний диаметр) и средняя температура теплоносителя.

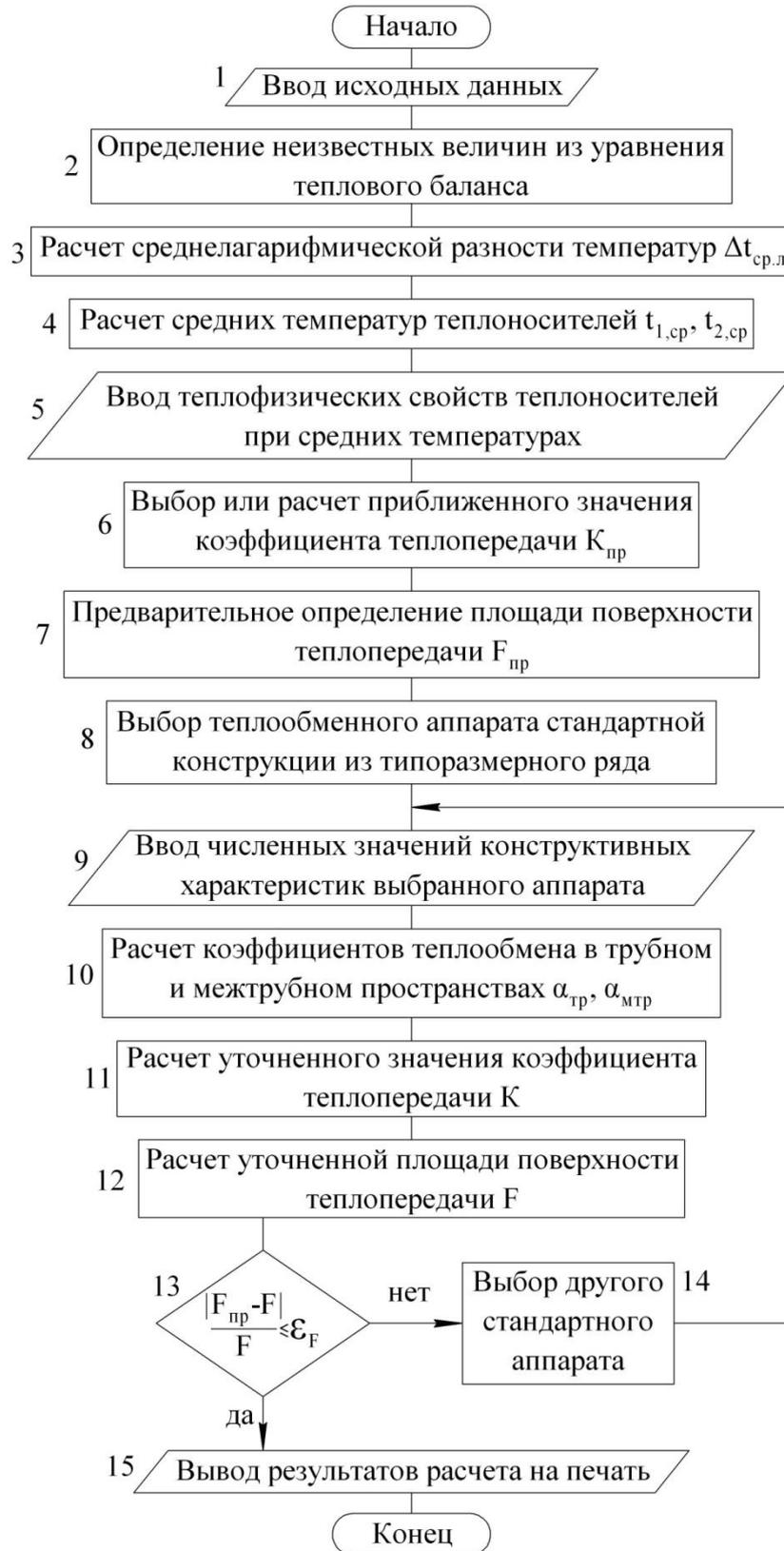


Рис. 3.1. Алгоритм расчета теплообменника

При переходном режиме течения ( $2300 < Re < 10^4$ ) коэффициент теплоотдачи рассчитывается с помощью рис. 2.2. При ламинарном режиме ( $Re < 2300$ ) для расчета коэффициента теплоотдачи следует воспользоваться данными рис. 2.3.

Коэффициент теплопередачи при поперечном омывании пучка труб (при движении теплоносителя в межтрубном пространстве теплообменника с перегородками) рассчитывается по следующим формулам:

при  $Re < 10^3$  в любой компоновке пучка труб

$$Nu = 0,56 Re^{0,5} Pr^{0,36} \varepsilon_{\varphi};$$

при  $Re > 10^3$

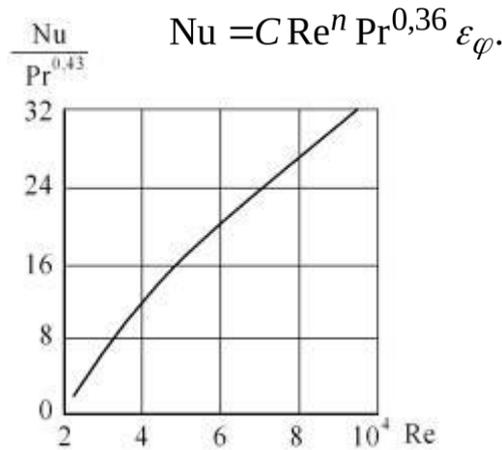


Рис. 3.2. Коэффициент тепло-отдачи при переходном режиме

Здесь  $\varepsilon_{\varphi}$  — коэффициент угла атаки, для стандартизованных теплообменников можно принимать  $\varepsilon_{\varphi} = 0,6$ ;  $C = 0,21$  и  $n = 0,65$  — при размещении труб по вершинам треугольников (в теплообменниках типов Н, К, П и У) и  $C = 0,38$  и  $n = 0,6$  — при размещении труб по вершинам квадратов (только в теплообменниках типов П и У).

Скорость жидкости, определяющая в последних двух формулах величину критерия  $Re$ , рассчитывается по площади проходного сечения межтрубного пространства, ограниченного стенками кожуха и соседними перегородками. В диаметральной плоскости аппарата эта площадь составит

$$f_{i \bar{A}} = D l_n \left( 1 - \frac{d_f}{t} \right),$$

где  $l_n$  — расстояние между перегородками;  $t$  — шаг размещения труб;  $D$  — диаметр кожуха аппарата. В стандартизованных теплообменниках  $l_n = 0,5D$ .

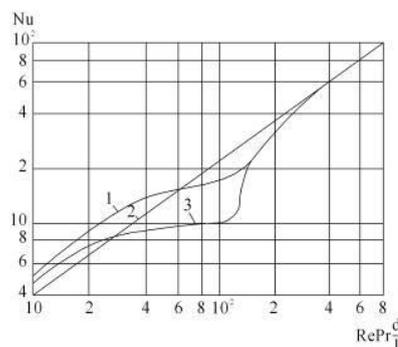


Рис. 3.3. Коэффициент теплоотдачи при ламинарном режиме:

1-горизонтальная труба; 2-вертикальная труба (направления вынужденного и свободного движения противоположны); 3-вертикальная труба (направления вынужденного и свободного движения совпадают)

Коэффициент теплоотдачи при конденсации паров можно рассчитать по формуле

$$\alpha = C \left( \frac{rp_{\text{ж}}^2 \lambda^3 g}{\mu l \Delta t_{\text{ж}}} \right),$$

где при вертикальном исполнении конденсатора коэффициент  $C = 1,15$ , определяющий размер  $l = H$  (высота труб); при горизонтальном исполнении конденсатора, в межтрубное пространство которого подается пар,  $C = 0,72$ ,  $l = \text{дн}$ ;  $r$  - теплота конденсации пара при заданном давлении, Дж/кг;  $\rho_{\text{ж}}$  - плотность конденсата (жидкости), кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda$  - теплопроводность конденсата, Вт/(м·К);  $\mu$  - вязкость конденсата, Па·с;  $\Delta t_{\text{ж}} = t_{\text{кон}} - t_{\text{ст}}$  - перепад температур в пленке конденсата, °С;  $t_{\text{кон}}$  - температура конденсации пара при заданном давлении, °С;  $t_{\text{ст}}$  - температура стенки трубы, °С.

С целью упрощения методики расчета промышленной теплообменной аппаратуры теплофизические свойства конденсата можно принимать при температуре  $t_{\text{кон}}$ , которая обычно незначительно отличается от средней температуры пленки конденсата.

Коэффициент теплоотдачи при кипении жидкости ориентировочно можно оценить по формуле

$$\alpha = 600 \varphi p^{1,33} \Delta t_{\text{кип}}^{2,33},$$

где  $\varphi$  - коэффициент, учитывающий свойства кипящей жидкости;  $p$  - давление в аппарате, МПа;  $\Delta t_{\text{кип}} = t_{\text{ст}} - t_{\text{кип}}$ ;  $t_{\text{ст}}$  - температура стенки трубы, °С;  $t_{\text{кип}}$  - температура кипения жидкости при заданном давлении, °С.

Для ряда жидкостей можно принять следующие значения  $\varphi$ :

Вода.....	1
NaCl (9%-ный водный раствор).....	0,610
NaCl (24%-ный водный раствор).....	0,204
Глицерин (26% -ный водный раствор).....	0,540
Сахар (25%-ный водный раствор).....	0,155
NaSO <sub>4</sub> (10%-ный водный раствор).....	0,735
Керосин.....	0,065
Газолин.....	0,013
Бензол.....	0 020
Толуол.....	0,025
Этанол.....	0,074
Метанол.....	0,033
Гептан.....	0,076

11. Определяется величина коэффициента теплопередачи в выбранном теплообменнике

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{ТР}}} + R_{\text{ТР}} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + R_{\text{МТР}} + \frac{1}{\alpha_{\text{МТР}}}.$$

12. Уточненная площадь поверхности теплопередачи

$$F = \frac{Q}{(K \cdot \Delta t_{\text{ср}})}.$$

13. Если окажется, что  $F \approx F_{\text{нр}}$  или  $F$  меньше  $F_{\text{нр}}$  на 10 – 15 %, то выбранный теплообменник подходит для заданных условий работы. Если  $1,15 F_{\text{нр}} > F > F_{\text{нр}}$ , то необходимо увеличить площадь поверхности теплопередачи на 10 – 15 % путём перехода к теплообменнику с большей длиной труб и теми же прочими конструктивными характеристиками. Если такой переход осуществим,

то тепловой расчёт можно считать законченным. Если же  $F > 1,15F_{np}$ , то нужно снова выбрать другой стандартный вариант теплообменника, руководствуясь полученными результатами расчётов.

14. Для выбранного нового типоразмера аппарата вновь проводится расчет по изложенному алгоритму, начиная с блока 9.

15. При соблюдении условий в блоке 13 выводится на печать характеристика выбранного теплообменника.

Особенности расчета конденсаторов по алгоритму на рис. 2.1 состоят в следующем. Так как конденсирующийся пар преимущественно занимает межтрубное пространство, то рассмотрим именно этот случай. Примем, что подаваемый в теплообменник пар является сухим насыщенным. По величине заданного в табл. 2.1 давления с использованием связи температуры и давления насыщения ([2], с.375-376; [4], с.548-550 и с.565-567) для целевого теплоносителя находится значение температуры конденсации  $t_{1,s}$ . Для условий конденсации находится теплота фазового перехода  $r_1$  целевого теплоносителя. ([2], с.375-377; [4], с.537, 541-542, 548-550; [15], с. 69-84). Выбирается обеспечивающий теплоноситель. Принимаются значения  $t_{2н}$  и  $t_{2к}$ . Если обеспечивающим теплоносителем является вода, то конечную температуру для нее целесообразно принимать не выше 60-70°C с целью исключить интенсивное образование накипи и отложений на стенках труб.

Перечисленные параметры входят в состав вводимых величин в блоке 1.

В блоке 2 находятся  $Q$  и  $G_2$  из теплового баланса

$$Q = G_1 r_1 = G_2 (c_{2,k} t_{2,k} - c_{2,н} t_{2,н}).$$

В блоке 4 средняя температура обеспечивающего теплоносителя определяется выражением

$$t_{x,ср} = t_{1,s} - \Delta t_{ср,л}.$$

Далее особенность появляется в блоке 8. При любом числе ходов в конденсаторе  $\varepsilon_{\Delta t} = 1$ .

Поэтому  $\Delta t_{ch} = \Delta t_{ср,л}$ .

В блоке 10 для расчета  $\alpha_{mnp}$  удобно воспользоваться формулами и рекомендациями, приведенными в [3], с.53.

Рассмотрим далее особенности расчета испарителей. Обеспечивающим (горячим) теплоносителем в испарителях может быть газ или жидкость, но чаще всего используется пар и обычно это водяной сухой насыщенный пар. Первоначально, как и при расчете конденсатора, находится величина температуры насыщения  $t_{1,s}$  и теплоты фазового перехода  $r_1$  целевого теплоносителя при заданном в табл. 2 давлении. Если в качестве обеспечивающего теплоносителя применяется пар, то его температуру конденсации  $t_{2,s}$  можно принимать большей  $t_{1,s}$  на 10-30 °С, то есть  $t_{2,s} = t_{1,s} + (10-30)$ , °С. По принятому значению  $t_{2,s}$  находится с использованием данных [2], с.375-376, [4], с.548-550 и с.565-567 величина давления греющего пара  $P_2$ . Для обоих теплоносителей находятся из литературных источников значения теплофизических свойств жидкой фазы и плотность пара кипящей жидкости при  $t_{1,s}$ ,  $P_1$  и  $t_{2,s}$ ,  $P_2$ . Все эти данные вводятся в блоке 1 (или в блоке 5).

Тепловой баланс испарителя, где обеспечивающий теплоноситель - пар, записывается в виде

$$Q = G_1 [(t_{1,s} - t_{1,н}) c_1 + r_1] = G_2 \cdot r_1$$

Отсюда определяются  $Q$  и  $G_2$ .

На участке нагрева целевого теплоносителя от начальной температуры  $t_{1,н}$  до температуры кипения  $t_{1,s}$  и на участке его испарения при постоянной температуре  $t_{1,s}$  теплопередача осуществляется при различных значениях  $\Delta t$  и коэффициентов теплопередачи  $K$ . Поэтому точный

расчет испарителей предполагает раздельное определение величин площадей поверхностей теплопередачи на участке нагрева  $F_{нагр}$  и на участке кипения  $F_{кип}$  с последующим их суммированием  $F = F_{нагр} + F_{кип}$ . По описанному выше алгоритму по найденной таким образом предварительной величине  $F_{пр} = F_{нагр,пр} + F_{кип,пр}$  (блок 7) выбирается стандартный теплообменник, для него выполняется расчет характеристик теплообмена на участках,  $F_{нагр}$  и  $F_{кип}$  и далее значение  $F = F_{нагр} + F_{кип}$ , которое в блоке 13 сравнивается с  $F_{пр}$ .

В приближенных расчетах испаритель можно не разбивать на участки, а рассматривать целиком, принимая постоянство температур теплоносителей и коэффициентов теплообмена вдоль поверхности теплопередачи. При этом погрешность расчета будет тем меньше, чем ближе друг к другу будут численные значения  $t_{1,н}$  и  $t_{1,с}$  и чем меньше тепловая мощность  $Q_{нагр}$ , затрачиваемая на нагрев, по отношению к тепловой мощности  $Q_{кип} = G_1 \times r_1$ , затрачиваемой на перевод жидкости в пар. В этом случае средняя разность температур  $\Delta t_{ср} = t_{2,с} - t_{1,с}$  будет одинаковой на всей поверхности теплопередачи.

Для выполнения операций, предусмотренных в блоках 10-12, можно предложить следующий алгоритм. Коэффициент теплообмена со стороны конденсирующегося пара  $\alpha_2 = Aq^{-1/3} = f_2(q)$ , а со стороны кипящей жидкости - при кипении в трубах

$$\alpha_1 = \hat{A}' q^{0,6} = f_1(q)$$

и при кипении на поверхностях, погруженных в большой объем жидкости, ,

$$\alpha_1 = \hat{A}'' q^{2/3} = f_1(q)$$

где  $q$  - плотность теплового потока через поверхность теплопередачи;  $A, B', B''$  - комплексы из теплофизических свойств теплоносителей. В полном виде формулы для  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  можно найти, например, в [3], с.53-54. Коэффициент теплопередачи

$$\hat{E} = q / \Delta t_{\tilde{N}D}$$

Кроме того,

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + R_{TP} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + R_{MTP} + \frac{1}{\alpha_2}$$

Объединяя выражения для  $\alpha_1, \alpha_2$  и для  $K$ , можно получить

$$\frac{\Delta t_{ср}}{q} = \frac{1}{f_1(q)} + R_{TP} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + R_{MTP} + \frac{1}{f_2(q)}$$

Из последнего уравнения определяется величина плотности теплового потока  $q$ . Затем находится площадь поверхности теплопередачи  $F = Q/q$ .

## Практическое занятие №4

**Тема:** Анализ потерь энергии в характерных сечениях турбины

**Учебная цель:** Овладеть методикой и привить навыки практических расчетов элементов основного оборудования теплоэнергетических объектов (паровой турбины)

Рабочий процесс в турбинной ступени сопровождается потерями тепловой энергии пара. К основным потерям тепловой энергии пара в ступени турбины относятся потери в соплах, на лопатках, с выходной абсолютной скоростью, на трение и вентиляцию, от утечек через зазоры в уплотнениях.

Потери тепловой энергии в соплах турбины вследствие трения и вихревых движений пара  $h_c$ , кДж/кг

$$h_c = \left( \frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2000}. \quad (4.1)$$

Потери тепловой энергии на лопатках в активной ступени турбины  $h_l$ , кДж/кг

$$h_l = (1 - \psi^2) \frac{w_1^2}{2000}. \quad (4.2)$$

Потери тепловой энергии на лопатках в реактивной ступени турбины  $h_l$ , кДж/кг

$$h_l = \left( \frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2000}. \quad (4.3)$$

Потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью  $h_v$ , кДж/кг

$$h_v = \frac{c_2^2}{2000}. \quad (4.4)$$

Потери тепловой энергии на трение и вентиляцию при вращении диска турбины в паре  $h_{т.в.}$ , кДж/кг определяются по формуле А. Стодола

$$h_{т.в.} = \lambda \left[ 1,07d^2 + 0,61z(1 - \varepsilon)dl_2^{1,5} \right] \left( \frac{1}{v} \right) \left( \frac{u^3}{10^6 m} \right), \quad (4.5)$$

где  $\lambda$  - коэффициент, равный 1,1-1,2 для перегретого пара и 1,3 для насыщенного пара;

$d$  - средний диаметр ступени, м;

$z$  - число ступеней скорости на колесе;

$\varepsilon$  - степень парциальности впуска пара;

$l$  - выходная высота рабочих лопаток, см;

$v$  - удельный объем пара в камере ступени, м<sup>3</sup>/кг;

$m$  - расход пара в ступени, кг/с.

Потери тепловой энергии от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопел и лопаток  $h_{ут}$ , кДж/кг

$$h_{ут} = \frac{m_{ут} h_0}{m}, \quad (4.6)$$

где  $m_{ут}$  - расход пара на утечки, кг/с.

Коэффициенты полезного действия ступеней турбины

Потери тепловой энергии в соплах, лопатках и с выходной абсолютной скоростью в ступени турбины оцениваются относительным коэффициентом полезного действия на лопатках зол, который представляет собой отношение механической работы 1 кг пара на лопатках ступени 1 к располагаемому теплоперепаду в ступени  $h_0$ , т. е.

$$\eta_{ол} = \frac{(H_0 - h_c - h_l - h_s)}{h_0} = \frac{l}{H_0}. \quad (4.7)$$

Так как наивыгоднейшее значение относительного коэффициента полезного действия на лопатках зол зависит от отношения окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл, т.е. от  $u/c$ , то его величина для активной ступени

$$\eta_{ол} = 2\varphi^2 \left( \frac{u}{c_1} \right) \left( \frac{1 + \psi \cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \left( \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right). \quad (4.8)$$

Для реактивной ступени со степенью реактивности  $\sigma=0,5$  величина относительного коэффициента полезного действия на лопатках

$$\eta_{ол} = \frac{\left( \frac{u}{c_1} \right) \left( 2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right)}{\left[ \left( \frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) + \left( \frac{u}{c_1} \right) \left( 2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) \right]}. \quad (4.9)$$

Потери тепла в ступени оцениваются относительным внутренним коэффициентом полезного действия ступени, который представляет собой отношение использованного теплоперепада  $H_i$  к располагаемому теплоперепаду в ступени  $H_0$ , т.е.

$$\eta_{oi}^{cm} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{(H_0 - h_c - h_l - h_s - h_{m.s} - h_{ym})}{H_0}. \quad (4.10)$$

Относительный внутренний коэффициент полезного действия активной ступени

$$\eta_{oi}^{cm} = \eta_{ол} - \xi_{ms} - \xi_{ym} = 2\varphi^2 \left( \frac{u}{c_1} \right) \left( \frac{1 + \psi \cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \left( \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) - \xi_{ms} - \xi_{ym} \quad (1.25)$$

$$\xi_{ms} = \frac{h_{ms}}{H_0}$$

где  $h_{ms}$  - относительные потери тепловой энергии на трение и вентиляцию при вращении диска турбины в паре;

$\xi_{ym} = \frac{h_{ym}}{H_0}$  - относительные потери тепловой энергии от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопл и лопаток.

Относительный внутренний коэффициент полезного действия реактивной ступени со степенью реактивности

$$\eta_{oi}^{cm} = \frac{\frac{u}{c_1} \left( 2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right)}{\left( \frac{1}{\varphi_2} - 1 \right) + \left( \frac{u}{c_1} \right) \left( 2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right)} - \xi_{ms} - \xi_{ym} \quad (1.26)$$

Если в ступени используется энергия выходной скорости предыдущей ступени, то относительный внутренний коэффициент полезного действия ступени

$$\eta_{oi}^{cm} = \frac{\left[ \mu h_s^{np} + H_0 - (h_c + h_{л} + h_s + h_{ms} + h_{ym}) \right]}{\left( \mu h_s^{np} + h_0 \right)}, \quad (1.27)$$

$$h_s^{np} = \frac{c_{np}^2}{2000}$$

где  $h_s$  - тепловая энергия от выходной скорости предыдущей ступени, кДж/кг;

$\mu$  - коэффициент использования энергии выходной скорости с рабочих лопаток ( $=0,8 \dots 1,0$ ).

Размеры рабочих лопаток

Площадь выходного сечения рабочих лопаток  $f_2$ , м<sup>2</sup>

$$f_2 = \frac{m v_2}{\mu_2 w_2}, \quad (4.11)$$

где  $v_2$  - удельный объём пара на выходе из рабочих лопаток, м<sup>3</sup>/кг;  $\mu_2$  - коэффициент расхода для рабочей лопатки ( $\mu_2=0,92-0,97$ ).

Выходная высота рабочих лопаток  $l_2$ , м находится по формуле

$$l_2 = \frac{f_2}{(\pi d \varepsilon \sin \beta_2)}. \quad (4.12)$$

Пример

В активной ступени пар с начальным давлением  $p_0=2,6$  МПа и температурой  $t_0=370^\circ\text{C}$  расширяется до давления  $p_1=1,7$  МПа. Скоростной коэффициент сопла  $=0,93$ , скоростной коэффициент лопаток  $=0,86$ , угол наклона сопла к плоскости диска  $\alpha_1=16^\circ$ , угол выхода пара из рабочей лопатки  $\alpha_2=1$ , средний диаметр ступени  $d=1,0$  м, частота вращения вала турбины  $n=3000$  об/мин., расход пара  $M=1,7$  кг/с, коэффициент расхода сопла  $\mu=0,92$ , потери тепловой энергии на трение и вентиляцию  $h_{т.в.}=1,3$  кДж/кг, расход пара на утечки  $M_{ут}=0,33$  кг/с. Начальную скорость пара перед соплом  $C_0$  считать равной нулю.

Рассчитать и изобразить треугольники входных и выходных скоростей; определить работу 1 кг пара на лопатках ступени,  $l$ , кДж/кг; найти площадь выходного сечения суживающего сопла  $f_1$ , м<sup>2</sup>; определить относительный коэффициент полезного действия на лопатках ступени  $\eta_{oi}$ ; определить относительный внутренний коэффициент полезного действия ступени турбины  $\eta_{oi}$ .

Решение

1. Необходимо найти энтальпию пара до и после адиабатного его расширения в соплах турбины. Из курса Теоретических основ теплотехники известно, что для того чтобы найти энтальпию водяного пара необходимо воспользоваться  $h-s$  диаграммой водяного пара или таблицами термодинамических свойств воды и водяного пара на кривой насыщения.

Находим на диаграмме  $h-s$  (рисунок 1) начальную энтальпию пара  $h_0=3170,61$  кДж/кг, как проекция точки пересечения изобары  $p_0=2,6$  МПа и изотермы  $t_0=370^\circ\text{C}$  на ось ординат, и энтальпию пара в конце адиабатного расширения  $h_1=3055,36$  кДж/кг, как проекцию точки пересечения изобары  $p_1=1,7$  МПа и изоэнтропы  $s=6,894$  кДж/(кг·К) на ту же ось, а также удельный объём пара в точке 1  $v_1=0,152$  м<sup>3</sup>/кг.

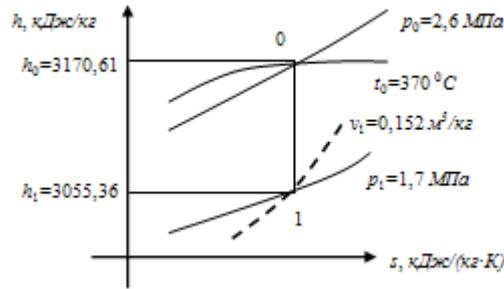


Рисунок 4.1 - Схема нахождения начальной и конечной энтальпии пара по h-s диаграмме

Определяем действительную скорость истечения пара из сопла

$$c_1 = 44,7 \varphi \sqrt{h_0 - h_1} = 44,7 \cdot 0,93 \sqrt{3170,61 - 3055,36} = 446,28 \text{ м/с.}$$

Окружную скорость на середине лопатки находим из соотношения м/с.

Относительную скорость входа пара на лопатки - по формуле

$$u = \frac{\pi d n}{60} = \frac{3,14 \cdot 1 \cdot 3000}{60} = 157$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \sqrt{446,28^2 + 157^2 - 2 \cdot 446,28 \cdot 157 \cdot 0,961} = 298,58 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками находим по формуле -  $w_2 = \psi w_1 = 0,86 \cdot 298,58 = 256,78 \text{ м/с.}$

Угол входа пара на рабочую лопатку - из соотношения

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{(c_1 \cos \alpha_1 - u)} = \frac{446,28 \cdot 0,276}{(446,28 \cdot 0,961 - 157)} = 0,453, \quad \beta_1 = 24^\circ 40'.$$

Угол выхода пара из рабочей лопатки  $w_2 = v_1 =$

Абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками находим из соотношения

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \sqrt{256,78^2 + 157^2 - 2 \cdot 256,78 \cdot 157 \cdot 0,911} = 130,89 \text{ м/с.}$$

Угол наклона абсолютной скорости выхода пара из канала между рабочими лопатками - из соотношения

$$\cos \alpha_2 = \frac{(w_2 \cos \beta_2 - u)}{c_2} = \frac{(256,78 \cdot 0,911 - 157)}{130,89} = 0,588, \quad \alpha_2 = 54^\circ.$$

Треугольники скоростей, построенные на основании проведённых расчётов, приведены на рисунке 4.2 (без масштаба).

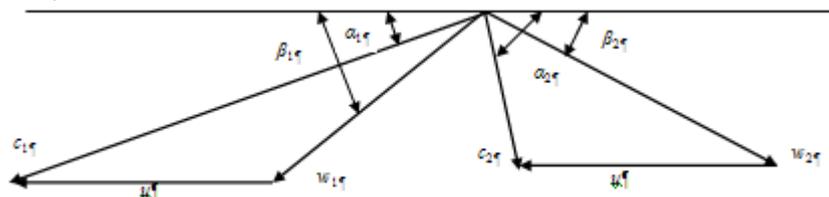


Рисунок 4.2 - Треугольники скоростей

2. Работу 1 кг пара на лопатках определяем по формуле

$$l = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) = \\ = 157(446,28 \cdot 0,961 + 130,89 \cdot 0,588) = 79,417 \text{ кДж/кг.}$$

3. Площадь выходного сечения суживающего сопла до критического режима истечения находим по формуле

$$f_1 = \frac{Mv_1}{\mu_1 c_1} = \frac{1,7 \cdot 0,152}{0,92 \cdot 446,28} = 0,00063 \text{ м}^2.$$

4. Значение относительного коэффициента полезного действия на лопатках з.л. зависит от отношения окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопел и может быть определено, для активной ступени, по формуле

$$\eta_{o.l.} = 2\varphi^2 \left( \frac{u}{c_1} \right) \left( 1 + \frac{\psi \cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \left( \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) = \\ = 2 \cdot 0,93^2 \left( \frac{157}{446,28} \right) \left( 1 + \frac{0,86 \cdot 0,911}{0,911} \right) \left( 0,961 - \frac{157}{446,28} \right) = 0,69.$$

Потери тепловой энергии в соплах, лопатках и с выходной абсолютной скоростью в ступени турбины также оценивается относительным коэффициентом полезного действия на лопатках.

$$\eta_{o.l.} = \frac{(h_0 - h_c - h_{л.} - h_{в.})}{h_0} = \frac{l}{h_0} = \frac{79,417}{115,25} = 0,69$$

5. Относительный внутренний коэффициент полезного действия определяем по формуле

$$\eta_{o.l.} = 2\varphi^2 \left( \frac{u}{c_1} \right) \left( 1 + \frac{\psi \cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \left( \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) - \zeta_{m.c.} - \zeta_{ym} = \eta_{o.l.} - \zeta_{m.c.} - \zeta_{ym}.$$

Относительные потери тепловой энергии на трение и вентиляцию

$$\zeta_{m.c.} = \frac{h_{m.c.}}{h_0} = \frac{1,3}{115,25} = 0,0113$$

Потери тепловой энергии от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопел и лопаток найдем по формуле

$$h_{ym} = \frac{M_{ym} h_0}{M} = \frac{0,33 \cdot 115,25}{1,7} = 22,37 \text{ кДж/кг.}$$

Относительные потери тепловой энергии от утечек

$$\zeta_{ym} = \frac{h_{ym}}{h_0} = \frac{22,37}{115,25} = 0,194$$

## Практическое занятие №5

**Тема:** Расчет технико-экономических показателей теплоэнергетического предприятия.

**Учебная цель:** Овладеть методикой и привить навыки практических расчетов технико-экономических показателей теплоэнергетического предприятия.

Методика определения технико-экономических показателей теплоэнергетического предприятия ориентирована на тепло- и электрогенерирующие предприятия и включает в себя следующие этапы:

### *Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией*

В составе затрат на производство и реализацию продукции, включаемых в себестоимость, учитываются:

- материальные затраты (топливо, покупная электроэнергия, вода на производственные и хозяйственно-бытовые нужды);
- затраты на оплату труда с начислениями и налогами от фонда заработной платы;
- отчисления на социальные нужды;
- амортизация основных производственных фондов;
- прочие расходы (в том числе затраты на все виды ремонтов, плата за выбросы, налоги и др.).

При укрупненных проектных технико-экономических расчетах эксплуатационные расходы складываются из (млн руб./год):

$$U_{\Sigma} = U_T + U_{\text{ЗП}} + U_A + U_{\text{ТР}} + U_{\text{Пр}}, \quad (1)$$

где  $U_T$  – затраты на топливо

$U_{\text{ЗП}}$  – расходы на оплату труда

$U_A$  – амортизация основных производственных фондов

$U_{\text{ТР}}$  – расходы на ремонт основных фондов

$U_{\text{Пр}}$  – прочие расходы

### *Расчёт затрат на топливо*

Проектный расход топлива на одну газовую турбину определяется по формуле:

$$B_{\text{ГТУ}} = \frac{N_{\Sigma}}{Q_{\text{Н}}^{\text{P}} \cdot \eta_{\text{ЭД}}} = \frac{150000}{46916 \cdot 0,331} = 9,659 \text{ кг/с}$$

где  $N_{\Sigma} = 150\,000$  – электрическая мощность газовой турбины, кВт;

$Q_{\text{Н}}^{\text{P}} = 46\,916$  – низшая теплота сгорания топлива (природного газа), кДж/кг;

$\eta_{\text{ЭД}} = 0,331$  – электрический КПД газовой турбины ГТЭ-160 (принят с учетом механического КПД ГТЭ-160 и КПД электрического генератора).

Число часов фактической работы турбоагрегата, т.е. календарное время за вычетом простоя в капитальном и текущем ремонте определяется по формуле, ч/год:

$$T_{\text{P}} = 8760 - T_{\text{РЕМ}}, \quad (3)$$

где  $T_{рем}$  - время простоя в ремонте, ч;  $T_{рем}$  принимается с учетом 3-х выводов агрегатов в течение года на регламентные работы продолжительностью по 482 ч каждый.

Среднее время простоя для газовой турбины за 5 лет эксплуатации (что включает время 4-х текущих и одного капитального ремонта) составляет приблизительно 6-8 дней в год, либо 2,2 % от полного времени.

«Правилами организации технического обслуживания и ремонта оборудования, зданий и сооружений, электростанций и сетей», продолжительность ремонта паровых турбин в зависимости от мощности составляет: капитальный ремонт- 35-90 сут, средний- 18-36 сут, текущий - 8-12 сут.

$$T_p = 8760 - 3 \cdot 482 = 7314 \text{ ч/год} \quad \text{ч/год}$$

Выработка электроэнергии на ТЭС, МВт·ч:

$$W = N_{уст} \cdot T_{уст}, \quad (4)$$

где  $N_{уст}$  установленная мощность станции, МВт;

$T_{уст}$  – число часов использования установленной мощности, ч,

$T_{уст} = 7000$  ч;

$$W = 1800 \cdot 7000 = 12600000 \text{ МВт} \cdot \text{ч}$$

Средняя нагрузка электростанции, МВт:

$$P_{ТЭС} = W / T_p, \quad (5)$$

где  $T_p$  - число часов фактической работы, ч;

Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт:

$$P_{бл} = P_{ТЭС} / n_{бл}, \quad (6)$$

где  $n_{бл}$  - число блоков;

Годовой расход топлива блоками ТЭС на выработку электрической нагрузки в установившемся режиме, т/год:

$$B_{уст} = B_{ГТУ} \cdot n_{ГТУ} \cdot 3,6 \cdot T_p \cdot n_{бл}, \quad (7)$$

где  $B_{ГТУ}$  – расход натурального газообразного топлива на одну газотурбинную установку, кг/с;

$n_{ГТУ}$  - количество ГТУ в одном блоке.

Потери топлива в неустановившемся режиме (для пылеугольных энергоблоков), т.у.т./год:

$$B_{НЕУСТ} = B_{п6-10ч} \cdot n_{п6-10ч} \cdot n_{бл} + B_{пх.с.} \cdot n_{пх.с.} \cdot n_{бл}, \quad (8)$$

где  $B_{п6-10}$  и  $B_{пх.с.}$  - пусковые потери соответственно при останове на 6-10 часов и при пуске из холодного состояния;

$n_{п6-10}$  и  $n_{пх.с.}$  - число пусков и остановов соответственно на 6-10 часов и из холодного состояния

Для парогазовых установок потери топлива в неустановившемся режиме могут быть приняты равными 0.

Нормы потерь топлива для пылеугольных энергоблоков при останове и при пуске из холодного состояния могут быть определены по табл. 1:

Таблица 1  
Нормы потерь топлива при пусках энергоблоков, работающих на угле, (т.у.т)

Энергоблок	Продолжительность простоя, ч				
	6-10	15-20	30-35	50-60	холодное состояние
Моноблок 160 МВт с барабанным котлом	48/50	54,6/56	54,9/59	68/77	80,7/98
Дубль-блок 160 МВт с прямоточным котлом	61,7/65	71,6/77	83,1/88	97/107	111,2/128
Моноблок 200 МВт с барабанным котлом	60,7/63	70,1/75	75,8/82	86,5/95	88,1/104
Дубль-блок 200 МВт с барабанным котлом	65,3/69	81,5/88	93,6/96	109,2/118	110,9/128
Моноблок 200 МВт с прямоточным котлом	69,6/72	87,8/92	86,8/93	97,7/105	104,2/121
Дубль-блок 200 МВт с прямоточным котлом	75,4/80	96,7/103	107,8/115	119/129	124,5/142
Моноблок 300 МВт	100,3/105	136,4/143	141,1/145	158,7/167	173,7/191
Дубль-блок 300 МВт	119,5/125	170,2/177	182,4/187	202,8/212	215,7/236
Моноблок 500 МВт	167,5/178	230/243	231,9/246	264/284	292,4/325
Моноблок 800 МВт	267,2/28	414,2/435	422,2/44	455,2/47	573,4/606

Расход условного топлива на ТЭС, т.у.т./год:

$$B = B_{УСТ} + B_{НЕУСТ}, \quad (9)$$

Расход натурального топлива, тыс. м<sup>3</sup>/год:

$$B_{\text{натур}} = \frac{B \cdot 29310}{Q_n^p \cdot \rho_g},$$

где  $Q_n^p$  - низшая теплота сгорания природного газа, кДж/кг,  $Q_n^p = 46916$ ;

$\rho_g$  - плотность природного газа, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_g = 0,762$ ;

Затраты на топливо, млн руб./год:

$$U_T = C \cdot B_{УСТ} \cdot \left(1 + \frac{\alpha_T}{100}\right) \cdot 10^{-6},$$

где  $C$  - цена природного газа, руб./тыс. м<sup>3</sup>,  $C = 6240$ ; (принята по данным на 2018 г.); при использовании в качестве топлива угля его цена устанавливается в пределах 1150 ÷ 1850 руб./т, при теплотворной способности угля -  $Q^p = 5100$  ккал/кг;  $B_{УСТ}$  - годовой расход топлива, тыс.м<sup>3</sup>;  $\alpha_{\text{Л}}$  - потери топлива в пределах норм естественной убыли (для твердого топлива  $\alpha_{\text{Л}} = 0,5-1,0$  %, для природного газа  $\alpha_{\text{Л}} = 0$ ).

### **Расходы на оплату труда**

Для приближённых расчётов заработной платы работников тепловой электростанции можно использовать формулу, млн руб./год:

$$U_{эл} = N_{у} \cdot n_{у} \cdot \Phi_{эл} \cdot (1 + ECH/100) \cdot 10^{-6},$$

где  $n_{у}$  – штатный коэффициент, представляющий собой численность промышленно-производственного персонала в расчете на единицу установленной мощности, чел/МВт,  $n_{у} = 0,89$ .

Величина  $n_{у}$  может быть определена по табл.2 в зависимости от мощности станции и вида используемого топлива.

Таблица 2

**Штатный коэффициент**

Мощность станции, МВт	300	960	1200	1800	2000
ТЭС на твердом топливе	1,96	1,4	1,3	1,07	
ТЭС на газе и жидком топливе	1,59	1,2	1,1	0,89	0,68

$\Phi_{эл}$  – средняя зарплата одного работника за год (среднемесячная зарплата в энергетической отрасли примерно 53 000 руб. (по состоянию на 2018г);

ECH – налоги в пенсионный фонд, медицинское и социальное страхование, ECH=30 %

**Амортизационные отчисления**

Размер амортизационных отчислений, млн руб/год:

$$U_A = K * H_A, \tag{13}$$

где  $H_A$  – средняя норма амортизации станции в целом (приложение 1);  $K$  – капитальные вложения в ТЭС, млн руб:

Капитальные вложения  $K$  в ТЭС, млн руб, принимаются на основе статистических данных по удельным затратам для аналогичных проектов ПГУ. Для ориентировочных расчетов могут быть приняты данные табл. 3.

Таблица 3

**Удельные капитальные затраты на строительство ПГУ-ТЭС**

Показатель	ПГУ-ТЭС (природный газ)					ТЭС (уголь)		
	Установленная электрическая мощность станции, МВт	226	260	372	424	454	420	300
Удельные капитальные затраты, долл.США/кВт	2209	2330	1739	1850	1751	2688	3312	3745

**Расходы по ремонтному обслуживанию**

Расходы по ремонту, млн руб/год:

$$U_{ТР} = K * H_{ТР}, \tag{14}$$

где  $H_{ТР}$  норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений в ТЭС;

## Прочие расходы

К прочим расходам относятся:

- общецеховые и общестанционные расходы;
- расходы по охране труда и технике безопасности;
- налоги и сборы;
- плата за землю и др.

Их величина принимается 20-30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату с учётом единого социального налога, млн руб./год:

$$U_{\text{ПР}} = 0,25 * (U_{\text{АМ}} + U_{\text{ТР}} + U_{\text{ЗП}}), \quad (15) \text{ млн руб./год}$$

Для оценки достоверности расчётов определим удельный вес топливной составляющей в структуре затрат ТЭС, %:

$$T_{\text{топл}} = U_{\text{T}} / U_{\Sigma}$$

Для оценки полученного результата можно воспользоваться данными табл.4, отражающими реальные значения затрат в структуре себестоимости отпускаемой от ТЭС продукции.

Таблица 4

Структура себестоимости продукции энергопредприятий

Элементы затрат	ТЭС
Топливо	50-70
Амортизация	18-28
Заработная плата	6-10
Прочие	6-12

Таким образом, топливная составляющая себестоимости занимает 22 % от полной производственной себестоимости, что позволяет сделать вывод о приемлемости результатов расчёта издержек производства.

## Расчёт себестоимости единицы электроэнергии

Годовой отпуск электроэнергии с шин станции, МВт·ч;

$$W_{\text{отп}} = W \cdot (1 - \alpha_{\text{сн}}), \quad (17)$$

где  $\alpha_{\text{сн}}$  коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды станции (табл.5).

Себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт·ч:

$$U_{\text{отп}}^{\Sigma} = U_{\Sigma} / W_{\text{отп}}$$

Таблица 5

Максимальная нагрузка собственных нужд ТЭС

Электростанция	Максимальная нагрузка собственных нужд станции*, %	
ТЭЦ	пылеугольная	8-14
	газотурбинная	5-7

КЭС	пылеугольная	6-8
	газодизельная	3-5
АЭС		5-8

\*Большие значения соответствуют меньшим единичным мощностям энергоблоков

Себестоимость выработанной энергии, руб./кВт·ч:

$$U_{\text{вып}}^{\text{э}} = U_{\text{э}} / W, \quad (19)$$

Удельный расход условного топлива на выработанный кВт·ч электроэнергии, кг.у.т/кВт·ч:

$$b_{\text{вып}} = B / W,$$

Удельный расход условного топлива на отпущенный кВт·ч, кг.у.т/кВт·ч:

$$b_{\text{отп}} = B / W_{\text{отп}},$$

Полученные показатели могут быть сопоставлены с технико-экономическими данными электростанций различной единичной мощности и применяемых технологий генерации энергии РФ (табл. 6).

Таблица 6  
Основные технико-экономические показатели ТЭС РФ

Показатели	Электростанции на газе			Электростанции на угле		
	ПГЭС (парогазовая электростанция)	ПГУ- ТЭЦ	ГТ- ТЭЦ	КЭС 24МПа	КЭС 30МПа	ТЭЦ
Мощность блока, МВт	400	450	110	330	660	115
Удельный расход топлива:						
- на эл. энергию, г.у.т/кВт ч	225	124- 234	129- 342	300	267- 280	228- 391
- на тепло, кг.у.т	-	154	154	-	-	174

### Расчёт срока окупаемости капитальных вложений по проекту ТЭС

Срок окупаемости - это период времени (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), необходимый для того, чтобы доходы предприятия покрыли инвестиции (затраты) в данное предприятие. У срока окупаемости есть недостаток. Этот показатель не учитывает факт неравноценности одинаковых сумм поступлений или платежей, относящихся к разным периодам времени. Учет этого фактора имеет большое значение для объективной оценки проектов, связанных с долгосрочным вложением капитала.

Проблема эффективности вложения капитала заключается в определении того, насколько будущие поступления оправдывают сегодняшние затраты.

Методы оценки финансово-экономической эффективности инвестиционного проекта с учетом фактора времени предполагают приведение расходов и доходов, разнесенных во времени, к базовому моменту времени, например к дате начала реализации проекта. Процедура приведения разновременных денежных потоков к базовому периоду называется дисконтированием, а получаемая оценка - дисконтированной стоимостью денежного потока.

Расчет коэффициентов приведения производится на основании ставки или нормы дисконта. Смысл этого показателя заключается в оценке снижения стоимости денежных ресурсов с течением времени.

Сравнение различных инвестиционных проектов и выбор лучшего из них производится с использованием различных показателей, к которым относятся:

- Чистый дисконтированный доход (ЧДД).
- Индекс доходности (ИД).
- Внутренняя норма доходности (ВНД).

Соотношение между доходами и расходами при реализации проекта определяется показателем чистого дисконтированного дохода (ЧДД).

Использование в практике оценки инвестиционных проектов чистого дисконтированного дохода вызвано очевидной неравноценностью для инвестора сегодняшних и будущих доходов. Иными словами, доходы инвестора, полученные в результате реализации проекта, подлежат корректировке на величину упущенной им выгоды в связи с «замораживанием» денежных средств, отказом от их использования в других сферах.

Если ЧДД больше нуля, то все затраты по проекту окупаются доходами, т.е. данный проект инвестиций можно рекомендовать к практической реализации. Отрицательное значение чистого дисконтированного дохода свидетельствует о неэффективности проекта, т.е. при заданной норме прибыли проект приносит убытки предприятию и (или) его инвесторам. Чистый дисконтированный доход, млн руб.:

$$\text{ЧДД} = \left\{ \left[ (T - U_{от}^3) \cdot W_{от} + U_{ам} \right] \cdot \frac{1}{(1 + 0.1)^n} \right\} - K,$$

где  $K$  - стоимость строительства станции, млн руб.;

$U_{от}^3$  - себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч.;

$U_{ам}$  - амортизация основных производственных фондов;

$W_{от}$  - годовой отпуск энергии с шин станции, МВт;

$n$  - текущий год;

$T$  - тариф на отпущенный кВт·ч с учётом планируемой рентабельности, принимаем фиксированный тариф, руб./кВт·ч, на уровне 5,0 руб./кВт ч; (данные взяты на 2018 г.)

Чистый денежный поток по отпущенной электроэнергии, млн руб:

$$\text{ЧД} = (T - U_{от}^3) * W_{от} \quad (24)$$

Расчёт срока окупаемости станции сведём в табл.10.

Как показал расчет, капитальные вложения в проект ТЭС мощностью 1800 МВт с парогазовыми установками ПГУ-450 окупаются на четырнадцатый год эксплуатации при условии, что тариф на электроэнергию принимается равным 5,0 руб./кВт·ч и стоимость топлива 6240 руб./тыс. м<sup>3</sup>.

Если по прогнозам в перспективе цена на топливо будет увеличиваться при сохранении тарифов на отпускаемую электроэнергию, то рентабельность электростанции будет снижаться.

В перспективе к 2025 году цена на топливо будет увеличена до 7500 руб./тыс. м<sup>3</sup>, поэтому произведем перерасчет показателей, а результаты представим в табл.9.

Таблица 9

## Экономические показатели эффективности проекта при новой цене на газ

Цена топлива, руб./тыс м <sup>3</sup>	Процент топливной составляющей, %	Рост цены на топливо, %	Себестоимость отпущенной электроэнергии, руб./кВт·ч	Доход по отпущенной эл.энергии, млн руб./год	Год окупаемости
6240	22	–	3,94	12955	14
7500					

На основании анализа табл.9 необходимо сделать заключение о рентабельности или нерентабельности электростанции при сохранении тарифа на электрическую энергию и повышении цены на топливо, и обосновать вывод о целесообразности повышения тарифов на отпускаемую электроэнергию.

## Результаты расчёта срока окупаемости станции

## Результаты расчета срока окупаемости станции

Показатели	Расчетный период															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Капитальные вложения в проект (К), млн руб/год	208018	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Денежный поток по основной деятельности, млн руб/год:		28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556
-амортизационные отчисления, млн руб/год		15601	15601	15601	15601	15601	15601	15601	15601	15601	15601	15601	15601	15601	15601	15601
- доход от продажи электроэнергии, млн руб/год		12955	12955	12955	12955	12955	12955	12955	12955	12955	12955	12955	12955	12955	12955	12955
Чистый денежный поток, млн руб/год	-208018	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556	28556
Коэффициент дисконтирования $1/(1+0,1)^n$	1	0,909	0,826	0,751	0,683	0,621	0,564	0,513	0,467	0,424	0,386	0,350	0,319	0,290	0,263	0,239
Чистый дисконтированный доход (ЧДД)	-208018	25957,4	23587,3	21445,6	19503,7	17733,3	16105,6	14649,2	13335,7	12107,7	11022,6	9994,6	9109,4	8281,2	7510,2	6824,9
ЧДД нарастающим итогом	-208018	-182060,6	-158473,3	-137027,8	-117524,0	-99790,8	-83685,2	-69035,9	-55700,3	-43592,6	-32569,9	-22575,3	-13466,0	-5184,7	2325,5	9150,4

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теплоэнергетика и теплотехника: справочная серия: в 4 кн. / под общей редакцией А.В. Клименко и В.М. Зорина. – 4-е изд., стереотип. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. Кн. 3: Тепловые и атомные электростанции. – 648 с.
2. Тепловые электрические станции. Схемы и оборудование : учеб. пособие / А.А. Кудинов. — М. : ИНФРА-М, 2018. -325 с.  
<http://znanium.com/bookread2.php?book=935473>
3. Использование энергетического потенциала ТЭЦ в городском хозяйстве / М.М. Замалеев, И.В. Губин, В.И. Шарапов; Ульянов. гос. техн. ун-т. – Ульяновск : УлГТУ, 2019. – 178 с.: ил.
4. Барановский В.В., Короткова Т.Ю. Технико-экономическое обоснование создания тепловых электрических станций: учебное пособие / ВШТЭ СПбГУПТД.- СПб., 2018. Часть 1. - 29 с.

