

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**

Ю.О. ГІЧОВ

**ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ
ТА ПРОБЛЕМИ ПЕРЕТВОРЕННЯ
ЕНЕРГІЇ**

Частина I

Затверджено Вченою радою НМетАУ
як навчальний посібник для студентів спеціальності
144 – Теплоенергетика
Протокол № 3 від 27.03.2017

Дніпро НМетАУ 2017

УДК 621.311.22 (075.8)

Гічов Ю.О. Теплові електростанції і проблеми перетворення енергії. Частина I: Навчальний посібник (російською мовою). – Дніпро: НМетАУ, 2017. – 60 с.

Наведено загальні відомості про теплові електростанції (ТЕС): класифікація, технологічна схема і техніко-економічні показники.

Розглянуті принципи побудови теплових схем ТЕС: вибір початкових та кінцевих параметрів пари, проміжний перегрів пари та системи регенеративного підігріву живильної води. Наведені приклади побудови теплових схем ТЕС на базі основних типів турбін і приклади розрахунку теплових схем.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальності 144 – Теплоенергетика (магістерський рівень).

Іл 23. Бібліогр.: 8 найм.

Відповідальний за випуск М.В. Губинський, д-р техн. наук, проф.

Рецензенти: В.О. Габринець, д-р техн. наук, проф. (ДНУЗТ)

Л.І. Книш, д-р техн. наук, проф. (ДНУ)

© Національна металургійна академія
України, 2017

© Гічов Ю.О., 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ	5
1.1 Определение и классификация электростанций.....	5
1.2 Технологическая схема тепловой электростанции	8
1.3 Техничко-экономические показатели ТЭС	11
1.3.1 Энергетические показатели	11
1.3.2 Экономические показатели.....	13
1.3.3 Эксплуатационные показатели.....	15
1.4 Требования, предъявляемые к ТЭС	16
1.5 Особенности промышленных тепловых электростанций	17
2 ПОСТРОЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЭС	17
2.1 Общие понятия о тепловых схемах	17
2.2 Начальные параметры пара	19
2.2.1 Начальное давление пара	19
2.2.2 Начальная температура пара.....	21
2.3 Промежуточный перегрев пара.....	23
2.3.1 Энергетическая эффективность промежуточного перегрева..	24
2.3.2 Давление промежуточного перегрева.....	27
2.3.3 Техническое осуществление промежуточного перегрева	27
2.4 Конечные параметры пара	29
2.5 Регенеративный подогрев питательной воды.....	30
2.5.1 Энергетическая эффективность регенеративного подогрева..	31
2.5.2 Техническое осуществление регенеративного подогрева	35
2.5.3 Температура регенеративного подогрева питательной воды .	39
2.6 Построение тепловых схем ТЭС на базе основных типов турбин	41
2.6.1 Построение тепловой схемы на базе турбины «К»	41
2.6.2 Построение тепловой схемы на базе турбины «Т»	43
3 ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЭС	45
ЛИТЕРАТУРА	59

ВВЕДЕНИЕ

Данное учебное пособие предназначено для студентов специальности 144 – Теплоэнергетика (образовательно-квалификационный уровень – магистр).

Дисциплина «Тепловые электростанции и проблемы преобразования энергии» по ряду причин занимает особое значение в числе дисциплин, читаемых студентам-теплоэнергетикам.

Во-первых, с теоретической точки зрения, дисциплина аккумулирует в себе знания, полученные студентами, практически по всем основным предшествующим дисциплинам: «Сжигание топлива», «Котельные установки», «Нагнетатели и тепловые двигатели», «Источники теплоснабжения промышленных предприятий», «Очистка газов» и другие.

Во-вторых, с практической точки зрения, тепловые электрические станции (ТЭС) являются комплексными энергетическими предприятиями, включающими все основные элементы энергетического хозяйства: систему подготовки топлива, котельный цех, турбинный цех, систему преобразования и отпуска тепловой энергии внешним потребителям, системы утилизации и нейтрализации вредных выбросов.

В-третьих, с промышленной точки зрения, ТЭС являются доминирующими электрогенерирующими предприятиями в отечественной и зарубежной энергетике. На долю тепловых электростанций приходится около 70% электрогенерирующих установленных мощностей в Украине, а с учетом атомных электростанций, где также реализуются паротурбинные технологии, установленная мощность составляет около 90%.

Учебное пособие разработано в соответствии с рабочей программой и учебным планом дисциплины «Тепловые электростанции и проблемы преобразования энергии» для специальности 144 – Теплоэнергетика и в качестве основных тем включает: общие сведения о тепловых электростанциях, принципы построения тепловых схем электростанций, выбор оборудования и анализ тепловых схем, компоновку оборудования, эксплуатацию тепловых электростанций и проблемы преобразования энергии, связанные с тепловыми электростанциями.

Учебное пособие по дисциплине «Тепловые электростанции и проблемы преобразования энергии» способствует систематизации знаний, полученных студентами, расширению профессионального кругозора и может быть использовано при подготовке выпускных работ.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

1.1 Определение и классификация электростанций

Электростанция – энергетическое предприятие, предназначенное для преобразования различных видов топливно-энергетических ресурсов в электроэнергию.

Основные варианты классификации электростанций:

I. В зависимости от вида преобразуемых топливно-энергетических ресурсов:

- 1) тепловые электростанции (ТЭС), в которых электроэнергию получают путем преобразования углеводородных топлив (уголь, природный газ, мазут, горючие ВЭР и прочие);
- 2) атомные электростанции (АЭС), в которых электроэнергию получают путем преобразования атомной энергии ядерного топлива;
- 3) гидроэлектростанции (ГЭС), в которых электроэнергию получают путем преобразования механической энергии потока природного источника воды, в первую очередь, рек.

К этому варианту классификации можно также отнести электростанции, использующие нетрадиционные и возобновляемые источники энергии:

- солнечные электростанции;
- геотермальные электростанции;
- ветроэлектростанции;
- приливные электростанции и другие.

II. Для данной дисциплины представляет интерес более углубленная классификация тепловых электростанций, которые в зависимости от вида тепловых двигателей разделяются на:

- 1) паротурбинные электростанции (ПТЭС);
- 2) газотурбинные электростанции (ГТЭС);
- 3) парогазовые электростанции (ПГЭС);
- 4) электростанции на двигателях внутреннего сгорания (ЭС-ДВС).

В числе этих электростанций доминирующие значения имеют паротурбинные электростанции, на долю которых приходится свыше 95% суммарной установленной мощности ТЭС.

III. В зависимости от вида энергоносителей, отпускаемых внешнему потребителю, паротурбинные электростанции разделяются на:

- 1) конденсационные электростанции (КЭС), отпускающие внешнему потребителю исключительно электроэнергию;
- 2) теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), отпускающие внешнему потребителю и тепловую, и электрическую энергии.

IV. В зависимости от назначения и ведомственного подчинения электростанции разделяются на:

- 1) районные электростанции, которые предназначены для обеспечения электроэнергией всех потребителей района как коммунально-бытовых, так и промышленных;
- 2) промышленные электростанции, которые входят в состав промышленных предприятий и предназначены для обеспечения электроэнергией в первую очередь потребителей предприятий.

V. В зависимости от продолжительности использования установленной мощности в течении года электростанции разделяются на:

- 1) базисные (Б): 6000÷7500 ч/год, т.е. свыше 70% продолжительности года;
- 2) полубазисные (П/Б): 4000÷6000 ч/год, 50÷70%;
- 3) полупиковые (П/П): 2000÷4000 ч/год, 20÷50%;
- 4) пиковые (П): до 2000 ч/год, до 20% продолжительности года.

Этот вариант классификации можно проиллюстрировать на графике продолжительности электрических нагрузок:



Рисунок 1.1 – График продолжительности электрических нагрузок

VI. В зависимости от давления пара, поступающего в турбины, паротурбинные ТЭС разделяются на:

- 1) низкого давления, до 4 МПа;
- 2) среднего давления, до 9 – 13 МПа;

3) высокого давления, до 25 – 30 МПа, в том числе:

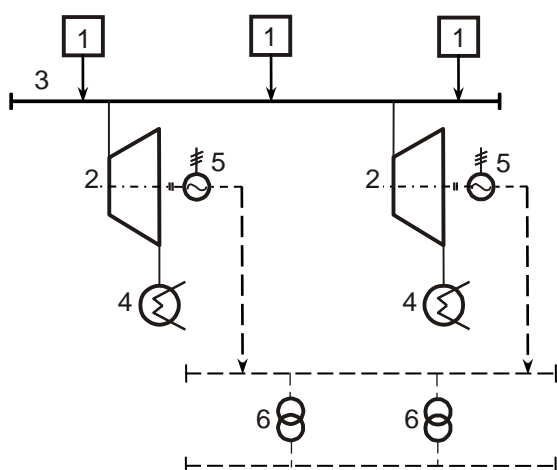
- докритического давления, до 18 – 20 МПа;
- критического и сверхкритического давлений, свыше 22 МПа.

VII. В зависимости от мощности паротурбинные электростанции разделяются на:

- 1) электростанции малой мощности, общая установленная мощность до 100 МВт при единичной мощности установленных турбогенераторов до 25 МВт;
- 2) средней мощности, общая установленная мощность до 1000 МВт при единичной мощности установленных турбогенераторов до 200 МВт;
- 3) большой мощности, общая установленная мощность свыше 1000 МВт при единичной мощности установленных турбогенераторов свыше 200 МВт.

VIII. В зависимости от способа присоединения парогенераторов к турбогенераторам тепловые электростанции разделяются на:

- 1) централизованные (неблочные) ТЭС, в которых пар от всех котлов поступает в один центральный паропровод, а затем распределяется по турбогенераторам (см. рис.1.2);



1 – парогенератор; 2 – паровая турбина; 3 – центральный паропровод; 4 – конденсатор паровой турбины; 5 – электрогенератор; 6 – трансформатор

Рисунок 1.2 – Принципиальная схема централизованной (неблочной) ТЭС

2) блочные ТЭС, в которых каждый из установленных парогенераторов присоединен к вполне определенному турбогенератору

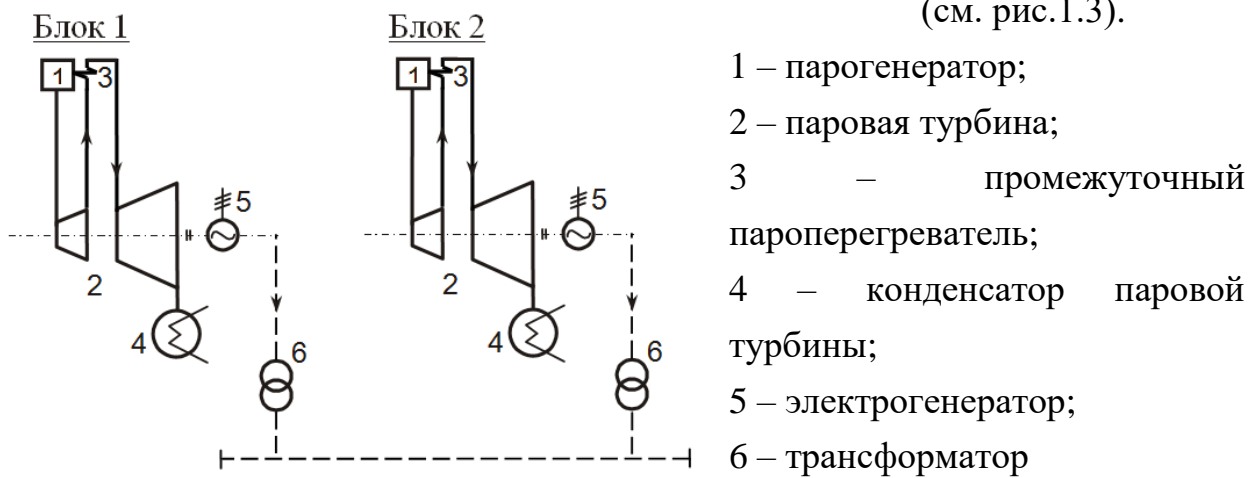


Рисунок 1.3 – Принципиальная схема блочной ТЭС

В отличие от неблочной блочная схема ТЭС требует меньше капитальных затрат, проще в эксплуатации и создает условия для полной автоматизации паротурбинной установки электростанции. В блочной схеме сокращается количество трубопроводов и уменьшаются производственные объемы станции для размещения оборудования из-за отсутствия поперечных связей между оборудованием. При использовании промежуточного перегрева пара применение блочных схем обязательно, т.к. в противном случае не представляется возможным контролировать поток пара, отпускаемого из турбины на промперегрев.

1.2 Технологическая схема тепловой электростанции

Технологическая схема изображает основные части электростанции, их взаимосвязь и, соответственно, показывает последовательность технологических операций от момента доставки топлива на станцию до отпуска электроэнергии потребителю.

В качестве примера на рисунке 1.4 представлена технологическая схема пылеугольной паротурбинной электростанции. Такой тип ТЭС преобладает в числе действующих базисных тепловых электростанций в Украине и за рубежом.

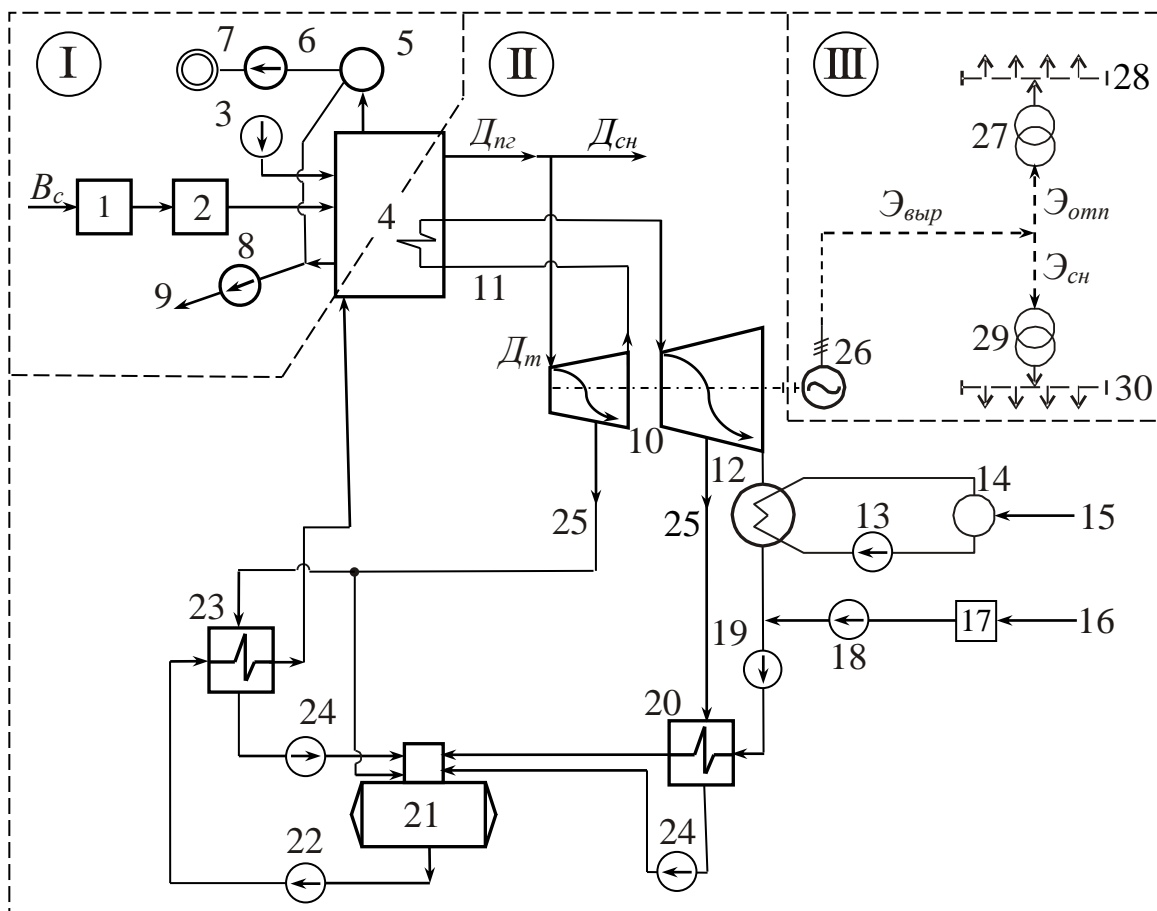


Рисунок 1.4 – Пример технологической схемы паротурбинной пылеугольной электростанции

B_c – расход топлива на станции;

$D_{нг}$ – производительность парогенератора;

$D_{сн}$ – условный расход пара на собственные нужды станции;

D_t – расход пара на турбину;

$\mathcal{E}_{выр}$ – количество выработанной электроэнергии;

$\mathcal{E}_{отп}$ – количество электроэнергии, отпущенной внешнему потребителю.

$\mathcal{E}_{сн}$ – расход электроэнергии на собственные нужды станции.

Технологическую схему ТЭС принято разделять на три части, которые на рисунке 1.4 отмечены пунктирными линиями:

I... Топливо-газовоздушный тракт, который включает:

1 – топливное хозяйство (разгрузочное устройство, склад сырого угля, дробильные установки, бункеры дробленного угля, краны, транспортеры);

- 2 – систему пылеприготовления (угольные мельницы, мелечные вентиляторы, бункеры угольной пыли, питатели);
- 3 – дутьевой вентилятор для подачи воздуха на сжигание топлива;
- 4 – парогенератор;
- 5 – газоочистку;
- 6 – дымосос;
- 7 – дымовую трубу;
- 8 – багерный насос для транспортировки гидрозолошлаковой смеси;
- 9 – подачу гидрозолошлаковой смеси на утилизацию.

В целом, топливно-газовоздушный тракт включает: топливное хозяйство, систему пылеприготовления, тягодутьевые средства, газоходы котла и систему золошлакоудаления.

II... Пароводяной тракт, который включает:

- 10 – паровую турбину;
- 11 – промежуточный пароперегреватель;
- 12 – конденсатор паровой турбины;
- 13 – циркуляционный насос обратной системы водоснабжения для охлаждения конденсатора;
- 14 – охлаждающее устройство обратной системы;
- 15 – подачу добавочной воды, компенсирующей потери воды в обратной системе;
- 16 – подачу сырой воды для подготовки химочищенной воды, компенсирующей потери конденсата на станции;
- 17 – химводоочистку;
- 18 – насос химводоочистки, подающий добавочную химочищенную воду в поток конденсата отработавшего пара;
- 19 – конденсатный насос;
- 20 – регенеративный подогреватель питательной воды низкого давления;
- 21 – деаэратор;
- 22 – питательный насос;
- 23 – регенеративный подогреватель питательной воды высокого давления;
- 24 – дренажные насосы для отвода конденсата греющего пара из теплообменников;
- 25 – регенеративные отборы пара.

В целом, пароводяной тракт включает: пароводяную часть котла, турбину, конденсатную установку, системы подготовки охлаждающей циркуляционной воды и добавочной химочищенной воды, систему регенеративного подогрева питательной воды и деаэрацию питательной воды.

III... Электрическая часть, которая включает:

26 – электрогенератор;

27 – повышающий трансформатор для электроэнергии, отпускаемой внешнему потребителю;

28 – шины открытого распределительного устройства электростанции;

29 – трансформатор для электроэнергии собственных нужд электростанции;

30 – шины распределительного устройства электроэнергии собственных нужд.

Таким образом, электрическая часть включает: электрогенератор, трансформаторы и шины распределительных устройств.

1.3 Техничко-экономические показатели ТЭС

Техничко-экономические показатели ТЭС разделяются на 3 группы: энергетические, экономические и эксплуатационные, которые, соответственно, предназначены для оценки технического уровня, экономичности и качества эксплуатации станции.

1.3.1 Энергетические показатели

Основные энергетические показатели ТЭС включают: к.п.д. электростанции (η_c°), удельный расход теплоты (q_c°) и удельный расход топлива на выработку электроэнергии (b_c°).

Эти показатели называют показателями тепловой экономичности станции.

По результатам фактической работы электростанции, к.п.д. определяется соотношениями:

$$\eta_c^{\text{брутто}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{выр}}}{B_c \cdot Q_n^p}; \quad (1.1)$$

$$\eta_c^{нетто} = \frac{\mathcal{E}_{омп}}{B_c \cdot Q_n^p} \quad (1.2)$$

При проектировании электростанции и для анализа ее работы, к.п.д. определяют произведениями, учитывающими к.п.д. отдельных элементов станции:

$$\eta_c^{брутто} = \eta_{кот} \cdot \eta_{турб} \cdot \eta_{т.п.}; \quad (1.3)$$

$$\eta_c^{нетто} = \eta_{кот} \cdot \eta_{турб} \cdot \eta_{т.п.} \cdot (1 - e_{сн}) \cdot (1 - q_{сн}), \quad (1.4)$$

где $\eta_{кот}$, $\eta_{турб}$ – к.п.д. котельного и турбинного цехов;

$\eta_{т.п.}$ – к.п.д. теплового потока, который учитывает потери теплоты теплоносителями внутри станции вследствие передачи теплоты в окружающую среду через стенки трубопроводов и утечек теплоносителя, $\eta_{т.п.} = 0,98 \div 0,99$ (ср. 0,985);

$e_{сн}$ – доля электроэнергии, затраченная на собственные нужды электростанции (электропривод в системе подготовки топлива, привод тягодутьевых средств котельного цеха, привод насосов и прочее), $e_{сн} = \mathcal{E}_{сн} / \mathcal{E}_{выр} = 0,05 \div 0,10$ (ср. 0,075);

$q_{сн}$ – доля расхода теплоты на собственные нужды (химводоочистка, работа паровых эжекторов, обеспечивающих вакуум в конденсаторе, паротурбинный привод насосов и прочее), $q_{сн} = 0,01 \div 0,02$ (ср. 0,015).

К.п.д. котельного цеха можно представить как к.п.д. парогенератора: $\eta_{кот} = \eta_{п.г.} = 0,88 \div 0,96$ (ср. 0,92).

К.п.д. турбинного цеха можно представить как абсолютный электрический к.п.д. турбогенератора:

$$\eta_{турб} = \eta_{м.г.} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{эм} \quad (1.5)$$

где η_t – термический к.п.д. цикла паротурбинной установки (отношение использованной теплоты к подведенной), $\eta_t = 0,42 \div 0,46$ (ср. 0,44);

η_{oi} – внутренний относительный к.п.д. турбины (учитывает потери внутри турбины вследствие трения пара, перетоков, вентиляции), $\eta_{oi} = 0,76 \div 0,92$ (ср. 0,84);

$\eta_{эм}$ – электромеханический к.п.д., который учитывает потери при передаче механической энергии от турбины к генератору и потери в самом электрогенераторе, $\eta_{эм} = 0,98 \div 0,99$ (ср. 0,985).

С учетом произведения (1.5) выражение (1.4) для к.п.д. электростанции нетто принимает вид:

$$\eta_c^{\text{нетто}} = \eta_{н2} \cdot \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{эм} \cdot \eta_{м.н.} \cdot (1 - e_{сн}) \cdot (1 - q_{сн}) \quad (1.6)$$

и после подстановки средних значений составит

$$\eta_c^{\text{нетто}} = 0,92 \cdot 0,44 \cdot 0,84 \cdot 0,985 \cdot 0,985 \cdot (1 - 0,075) \cdot (1 - 0,015) = 0,3.$$

В целом, для электростанции к.п.д. нетто изменяется в пределах:
 $\eta_c^{\text{нетто}} = 0,28 \div 0,38$.

Удельный расход теплоты на выработку электроэнергии определяется отношением:

$$q_c = Q_{\text{топл}} / \mathcal{E}_{\text{омн}}, \quad (1.7)$$

где $Q_{\text{топл}}$ – теплота, полученная от сжигания топлива $Q_{\text{топл}} = B_c \cdot Q_n^p$, т.е.

$$q_c = B_c \cdot Q_n^p / \mathcal{E}_{\text{омн}}; \quad (1.8)$$

или с учетом (1.2) q_c представляет собой величину обратную к.п.д. станции нетто

$$q_c = 1 / \eta_c^{\text{нетто}}. \quad (1.9)$$

На 1 кВт·ч удельный расход теплоты составит:

$$q_c = \frac{3600}{\eta_c^{\text{нетто}}}, \text{ кДж/кВт}\cdot\text{ч}.$$

Удельный расход топлива определяется отношением:

$$b_c = \frac{B_c}{Q_{\text{омн}}}, \quad (1.10)$$

а с учетом перерасчета на условное топливо

$$b_c = \frac{B_c \cdot Q_n^p}{Q_{\text{у.т.}} \cdot \mathcal{E}_{\text{омн}}} = \frac{3600}{29310 \cdot \eta_c^{\text{нетто}}} = \frac{0,123}{\eta_c^{\text{нетто}}}, \quad (1.11)$$

где $Q_{\text{у.т.}} = 29310 \text{ кДж/кг}$ – теплота сгорания условного топлива.

При $\eta_c^{\text{нетто}} = 0,28 \div 0,38$ удельный расход топлива, соответственно, составит $b_c = 0,324 \div 0,439 \text{ кг у.т./кВт}\cdot\text{ч}$.

1.3.2 Экономические показатели

В качестве основных экономические показатели включают:

1. **Капитальные затраты** ($K_{\text{тэс}}$) – сумма затрат, связанных с сооружением новой или реконструкцией существующей электростанции.

Структура капитальных затрат:

- строительная часть – $(20\div 30\%)K_{мэс}$;
- котельное оборудование – $(30\div 40\%)K_{мэс}$;
- турбинное оборудование – $(25\div 35\%)K_{мэс}$;
- электрооборудование – $(7\div 9\%)K_{мэс}$;
- прочие затраты – $(3\div 5\%)K_{мэс}$.

Величина капитальных затрат ($K_{мэс}$) зависит от мощности электростанции, вида сжигаемого топлива, параметров пара, типа основного и вспомогательного оборудования и особенностей расположения электростанции.

2. **Удельные капитальные затраты** – капитальные затраты, отнесенные к единице установленной мощности станции:

$$k_{yд} = \frac{K_{ТЭС}}{N_{уст}}. \quad (1.12)$$

По удельным капитальным затратам ($k_{yд}$) можно оценить стоимость вновь проектируемой станции, используя аналоги:

$$K_{ТЭС}^{np} = k_{yд}^{ан} \cdot N_{уст}^{np}. \quad (1.13)$$

3. **Себестоимость электроэнергии** – отношение ежегодных затрат, связанных с выработкой электроэнергии, к количеству электроэнергии отпущенной потребителю в течение года:

$$C_3 = \frac{(\sum Z_i)_{год}}{\mathcal{E}_{отп}}. \quad (1.14)$$

Ежегодные затраты, связанные с выработкой электроэнергии, разделяют на постоянные $(\sum Z_i)_{год}^{пост}$ и переменные затраты $(\sum Z_i)_{год}^{перем}$:

$$C_3 = \frac{(\sum Z_i)_{год}^{перем}}{\mathcal{E}_{отп}} + \frac{(\sum Z_i)_{год}^{пост}}{\mathcal{E}_{отп}}. \quad (1.15)$$

К числу переменных затрат относятся затраты на топливо, воду и вспомогательные материалы. Эти затраты зависят от количества выработанной электроэнергии и поэтому являются переменными.

К числу постоянных затрат относятся: заработная плата и соответствующие отчисления, амортизационные отчисления, текущий ремонт, общестанционные расходы. Эти затраты практически не зависят от количества выработанной электроэнергии и поэтому являются постоянными.

Разделение затрат на постоянные и переменные позволяет сделать следующие выводы:

- для получения минимальной себестоимости электроэнергии необходимо полнее использовать установленную мощность электростанции;
- для пиковых электростанций целесообразно применять оборудование с минимальной стоимостью;
- применение дорогостоящего оборудования с высокой тепловой экономичностью целесообразно для базисных электростанций.

4. **Приведенные затраты** – сумма ежегодных затрат, связанных с выработкой электроэнергии, и части капитальных затрат, определяемой нормативным коэффициентом эффективности капиталовложений:

$$\text{Пр.затраты} = (\sum Z_i)_{\text{год}} + p_n \cdot K_{\text{ТЭС}}, \quad (1.16)$$

где p_n – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, год^{-1} .

Величина обратная p_n дает срок окупаемости капиталовложений, например, при $p_n=0,12 \text{ год}^{-1}$ срок окупаемости составит:

$$\text{Ср.окуп.} = 1 / p_n = 1 / 0,12 = 8,33 \text{ года.}$$

Приведенные затраты используют для выбора наиболее экономичного варианта сооружения новой или реконструкции существующей электростанции.

1.3.3 Эксплуатационные показатели

Эксплуатационные показатели оценивают качество эксплуатации электростанции и в частности включают:

- 1) штатный коэффициент (число обслуживающего персонала на 1 МВт установленной мощности станции), Ш (чел./МВт);
- 2) коэффициент использования установленной мощности электростанции (отношение фактической выработки электроэнергии к максимально возможной выработке)

$$k_{\text{уст}} = \frac{\text{Э}_{\text{выр}}^{\text{ф.год}}}{8760 \cdot N_{\text{уст}}}; \quad (1.17)$$

3) число часов использования установленной мощности

$$\tau_{уст} = \frac{\mathcal{E}_{выр}^{ф.год}}{N_{уст}}; \quad (1.18)$$

4) коэффициент готовности оборудования и коэффициент технического использования оборудования

$$k_{гот} = \tau_p / (\tau_p + \tau_{ав}); \quad (1.19)$$

$$k_{исп} = \tau_p / (\tau_p + \tau_{ав} + \tau_{рем}), \quad (1.20)$$

где τ_p – время рабочего состояния оборудования; $\tau_{ав}$ – время нерабочего состояния (аварийного); $\tau_{рем}$ – время ремонта оборудования.

Коэффициенты готовности оборудования для котельного и турбинного цехов составляют: $k_{гот}^{кот} = 0,96 \div 0,97$, $k_{гот}^{турб} = 0,97 \div 0,98$.

Коэффициент использования оборудования для ТЭС составляет: $k_{исп}^{ТЭС} = 0,85 \div 0,90$.

1.4 Требования, предъявляемые к ТЭС

Требования, предъявляемые к ТЭС, разделяются на 2 группы:

технические и экономические.

К техническим требованиям относятся:

- надежность (бесперебойная подача электроэнергии в соответствии с требованиями потребителей и диспетчерским графиком электрических нагрузок);
- маневренность (возможность быстрого увеличения или снятия нагрузки, а также пуска или остановки агрегатов);
- качество электроэнергии (частота $50 \pm 0,1$ Гц);
- тепловая экономичность (максимальный к.п.д. и минимальный удельный расход топлива при различных режимах работы станции);
- экологичность (минимальные вредные выбросы в окружающую среду и не превышение допустимых выбросов при различных режимах работы станции).

Экономические требования сводятся к минимальной себестоимости электроэнергии при условии соблюдения всех технических требований.

1.5 Особенности промышленных тепловых электростанций

В числе основных особенностей промышленных тепловых электростанций следует выделить:

- 1) двустороннюю связь электростанции с основными технологическими цехами: электростанция обеспечивает электрическую нагрузку технологических цехов и в соответствии с потребностью изменяет отпуск электроэнергии, а цеха в ряде случаев являются источниками тепловых и горючих ВЭР, которые используются на электростанциях;
- 2) общность ряда систем электростанции и технологических цехов предприятия (топливное хозяйство, водоснабжение, транспортное хозяйство, ремонтная база), что сокращает затраты на сооружение станции;
- 3) наличие на промышленных электростанциях помимо турбогенераторов турбокомпрессоров и турбовоздуходувок для подачи технологических газов в цеха предприятия;
- 4) преобладание в числе промышленных электростанций теплоэлектроцентралей (ТЭЦ);
- 5) сравнительно небольшая мощность промышленных ТЭС:
70...80%, ≤ 100 МВт.
Промышленные ТЭС дают 15...20% от общей выработки электроэнергии.

2 ПОСТРОЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЭС

2.1 Общие понятия о тепловых схемах

Тепловые схемы относятся к пароводяным трактам электростанций и показывают:

- 1) взаимное расположение основного и вспомогательного оборудования станции;
- 2) технологическую связь оборудования через линии трубопроводов теплоносителей.

Тепловые схемы можно разделить на 2 вида:

- 1) принципиальные;
- 2) развернутые.

На принципиальных схемах оборудование показано в объеме, необходимом для расчета тепловой схемы и анализа результатов расчета.

На основе принципиальных схем решают следующие задачи:

- 1) определяют расходы и параметры теплоносителей в различных элементах схемы;
- 2) выбирают оборудование;
- 3) разрабатывают развернутые тепловые схемы.

Развернутые тепловые схемы включают все оборудование станции, в том числе и резервное, все трубопроводы станции с запорно-регулирующей арматурой.

На основе развернутых схем решают следующие задачи:

- 1) взаимное размещение оборудования при проектировании электростанций;
- 2) выполнение рабочих чертежей при проектировании;
- 3) эксплуатация станций.

Построению тепловых схем предшествует решение следующих вопросов:

- 1) выбор типа станции, который осуществляется на основе вида и количества ожидаемых энергетических нагрузок, т.е. КЭС или ТЭЦ;
- 2) определяют электрические и тепловые мощности станции в целом и мощности отдельных ее блоков (агрегатов);
- 3) выбирают начальные и конечные параметры пара;
- 4) определяют необходимость промежуточного перегрева пара;
- 5) выбирают типы парогенераторов и турбин;
- 6) разрабатывают схему регенеративного подогрева питательной воды;
- 7) komponуют основные технические решения по тепловой схеме (мощности агрегатов, параметры пара, тип турбин) с рядом вспомогательных вопросов: подготовка добавочной химочищенной воды, деаэрация питательной воды, утилизация продувочной воды парогенераторов, привод питательных насосов и прочих.

На развитие тепловых схем основное влияние оказывают 3 фактора:

- 1) величина начальных и конечных параметров пара в паротурбинной установке;
- 2) промежуточный перегрев пара;
- 3) регенеративный подогрев питательной воды.

2.2 Начальные параметры пара

Начальные параметры пара представляют собой давление (p_1) и температуру (t_1) пара перед стопорным клапаном турбины.

2.2.1 Начальное давление пара

Начальное давление пара влияет на к.п.д. электростанции и, в первую очередь, через термический к.п.д. цикла паротурбинной установки, который при определении к.п.д. электростанции имеет минимальное значение ($\eta_t = 0,42 \dots 0,46$):

$$\eta_c^{нетто} = \eta_{nc} \cdot \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{эм} \cdot \eta_{м.п.} \cdot (1 - e_{сн}) \cdot (1 - q_{сн}). \quad (2.1)$$

Для определения термического к.п.д. можно использовать is -диаграмму водяного пара (см. рис.2.1):

$$\eta_t = \frac{H_{ад}}{q_{подв}} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}, \quad (2.2)$$

где $H_{ад}$ – адиабатное теплопадение пара (для идеального цикла);

$q_{подв}$ – количество теплоты, подведенной к циклу;

i_1, i_2 – энтальпии пара до и после турбины;

i_2' – энтальпия конденсата отработавшего в турбине пара ($i_2' = c_p t_2$).

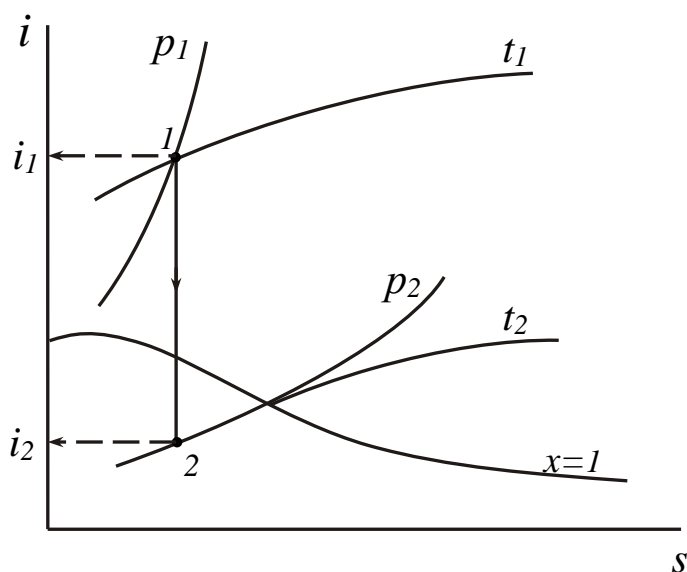


Рисунок 2.1 – К определению термического к.п.д.

Результаты расчета по формуле (2.2) дают следующие значения к.п.д.:

$p_1, \text{МПа}$	3,4	8,8	12,75	23,5	30	40	50
$\eta, \text{доли ед.}$	0,39	0,42	0,44	0,45	0,46	0,47	0,46

Здесь 3,4...23,5 МПа стандартные давления пара, принятые для паротурбинных электростанций в энергетике Украины.

Из результатов расчета следует, что с увеличением начального давления пара значение к.п.д. возрастает. Вместе с этим, увеличение давления имеет ряд негативных последствий:

- 1) с увеличением давления уменьшается объем пара, уменьшается проходное сечение проточной части турбины и длина лопаток, а, следовательно, увеличиваются перетоки пара, что приводит к уменьшению внутреннего относительного к.п.д. турбины (η_{oi});
- 2) увеличение давления приводит к увеличению потерь пара через торцевые уплотнения турбины;
- 3) возрастает расход металла на оборудование и стоимость паротурбинной установки.

Для исключения негативного влияния следует вместе с увеличением давления увеличивать мощность турбины, что обеспечивает:

- 1) увеличение расхода пара (исключает уменьшение проходного сечения в турбине и длины лопаток);
- 2) уменьшает относительное выбивание пара через торцевые уплотнения;
- 3) увеличение давления совместно с увеличением мощности позволяет сделать трубопроводы более компактными и снизить расход металла.

Оптимальное соотношение между начальным давлением пара и мощностью турбины, полученное на основе анализа работы действующих электростанций за рубежом, представлено на рисунке 2.2 (оптимальное соотношение отмечено штриховкой).

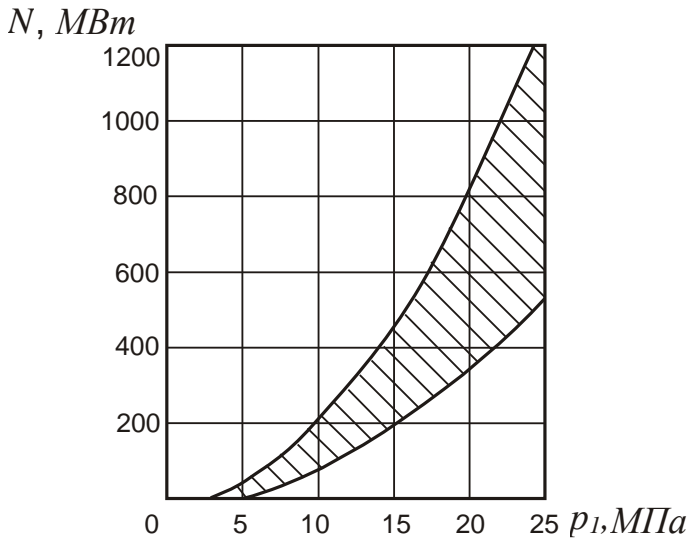
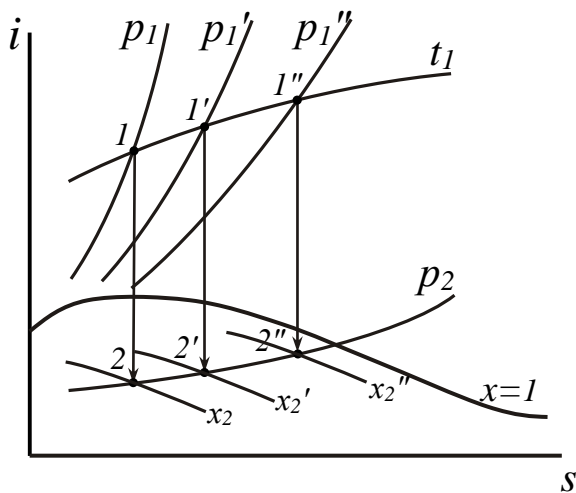


Рисунок 2.2 – Соотношение между мощностью турбогенератора (N) и начальным давлением пара (p_1)

2.2.2 Начальная температура пара

При повышении начального давления пара возрастает влажность пара на выходе из турбины, что иллюстрируется графиками на i - s -диаграмме (см. рис. 2.3).



$$p_1 > p_1' > p_1'' \quad (t_1 = \text{const}, p_2 = \text{const})$$

$$x_2 < x_2' < x_2'' \quad (y = 1 - x)$$

$$y_2 > y_2' > y_2''$$

Рисунок 2.3 – Характер изменения конечной влажности пара при увеличении начального давления пара

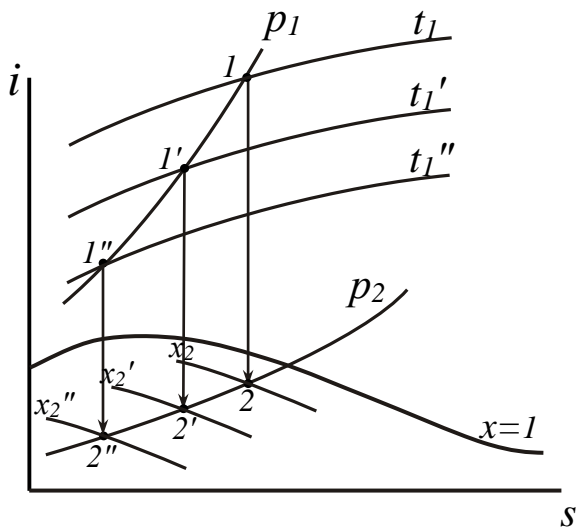
Наличие влажности пара увеличивает потери от трения, снижает внутренний относительный к.п.д. и вызывает капельную эрозию лопаток и других элементов проточной части турбины, что приводит к их разрушению.

Предельно допустимая влажность пара (y_2^{don}) зависит от длины лопаток (l_l), например:

$$l_l \leq 750 \dots 1000 \text{ мм} \quad y_2^{\text{don}} \leq 8 \dots 10\%;$$

$$l_l \leq 600 \text{ мм} \quad y_2^{\text{don}} \leq 13\%.$$

Для снижения влажности пара следует вместе с увеличением давления пара увеличить его температуру, что иллюстрируется рисунком 2.4.



$$t_1 > t_1' > t_1'' \quad (p_1 = \text{const}, p_2 = \text{const})$$

$$x_2 > x_2' > x_2'' \quad (y = 1 - x)$$

$$y_2 < y_2' < y_2''$$

Рисунок 2.4 – Характер изменения конечной влажности пара при увеличении начальной температуры пара

Температура пара ограничивается термостойкостью стали, из которой изготавливаются пароперегреватель, трубопроводы и другие элементы паротурбинной установки.

Возможно применение сталей 4-х классов:

- 1) углеродистые и марганцовистые стали (с предельной температурой $t_{np} \leq 450 \dots 500^\circ\text{C}$);
- 2) хромомолибденовые и хромомолибденованадиевые стали перлитного класса ($t_{np} \leq 570 \dots 585^\circ\text{C}$);
- 3) высокохромистые стали мартенсито-ферритного класса ($t_{np} \leq 600 \dots 630^\circ\text{C}$);
- 4) нержавеющие хромоникелевые стали аустенитного класса ($t_{np} \leq 650 \dots 700^\circ\text{C}$).

При переходе от одного класса стали к другому, резко возрастает стоимость оборудования:

Класс стали	1	2	3	4
Относительная стоимость	1	3	7	15

На данном этапе с экономической точки зрения целесообразно применение сталей перлитного класса с рабочей температурой $t_p \leq 540 \dots 565^\circ\text{C}$. Стали мартенсито-ферритного и аустенитного классов приводят к резкому увеличению стоимости оборудования.

Следует также отметить влияние начальной температуры пара на термический к.п.д. цикла паротурбинной установки. Увеличение температуры пара приводит к увеличению термического к.п.д.:

При $p_1 = 12,75 \text{ МПа}$
 $p_2 = 3,5 \text{ кПа}$

$t_1, \text{ }^\circ\text{C}$	450	500	540
$\eta_b, \text{ доли ед.}$	0,42	0,43	0,44

Таким образом, увеличение температуры пара приводит к снижению влажности пара на выходе из турбины и увеличению термического к.п.д. При этом значение начальной температуры ограничивается по экономическим соображениям применением перлитных марок стали.

2.3 Промежуточный перегрев пара

Начальная температура пара $t_1 = 540^\circ\text{C}$ не обеспечивает допустимую влажность при высоких давлениях пара (p_1). На это указывают результаты расчета конечной влажности пара для идеального (y_2^{ad}) и реального (y_2^o) циклов при $p_2 = 3,5 \text{ кПа}$:

$p_1, \text{ МПа}$	8,8	12,75	23,5
$y_2', \text{ доли ед.}$	0,21	0,23	0,29
$y_2'', \text{ доли ед.}$	0,11	0,14	0,19

Расчет выполнен по формуле (2.2) и иллюстрируется рисунком 2.5.

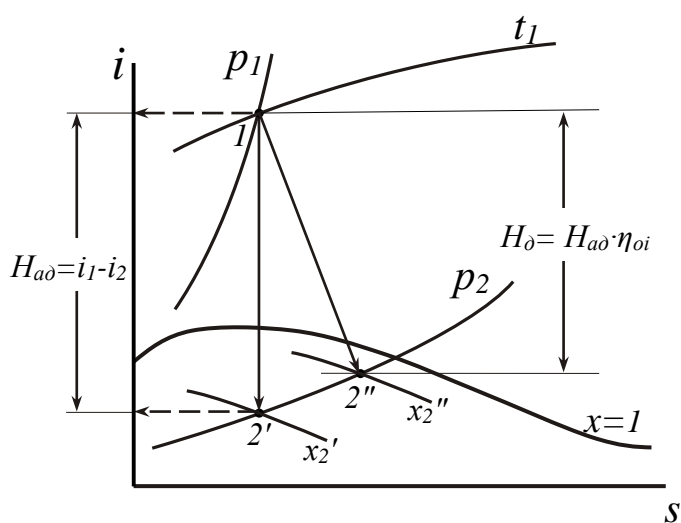
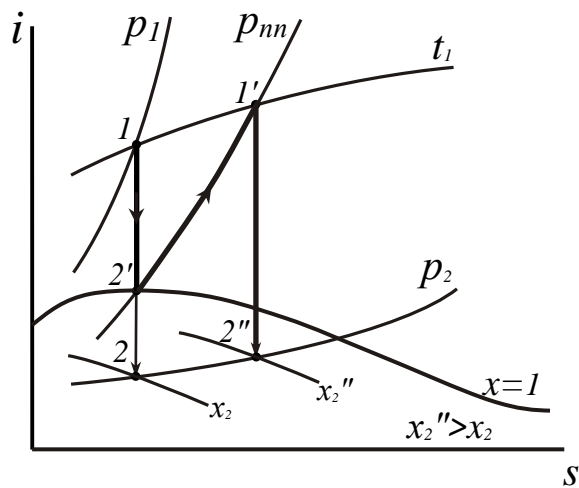


Рисунок 2.5 – К расчету конечной влажности пара ($\eta_{oi}=0,85$)

Для уменьшения конечной влажности пара применяют **промежуточный перегрев**, который заключается в том, что пар после частичной его работы в турбине (в ступени высокого давления) направляется в промежуточный пароперегреватель, где нагревается (обычно до начальной температуры), и возвращается в турбину.

На рисунке 2.6 промежуточный перегрев иллюстрируется графиками на i - s -диаграмме для идеального цикла.



1-2 – обычный процесс без промежуточного перегрева;
 1-2'-1'-2'' – процесс с промежуточным перегревом;
 p_{nn} – давление промежуточного перегрева.

Рисунок 2.6 – Иллюстрация промежуточного перегрева на i - s -диаграмме для идеального цикла

В применении промежуточного перегрева представляют интерес 3 вопроса:

- 1) энергетическая эффективность промежуточного перегрева, т.к. промежуточный перегрев требует подвода дополнительной теплоты, что может сказаться на к.п.д.;
- 2) давление промежуточного перегрева, т.е. давление, при котором следует отводить пар на промежуточный перегрев;
- 3) техническое осуществление промежуточного перегрева.

2.3.1 Энергетическая эффективность промежуточного перегрева

Для оценки энергетической эффективности промежуточного перегрева, цикл с промежуточным перегревом разделяют на две части: основной цикл (без промперегрева) и дополнительный, который включает промперегрев.

Разделение цикла показано на рисунке 2.7 в TS -координатах.

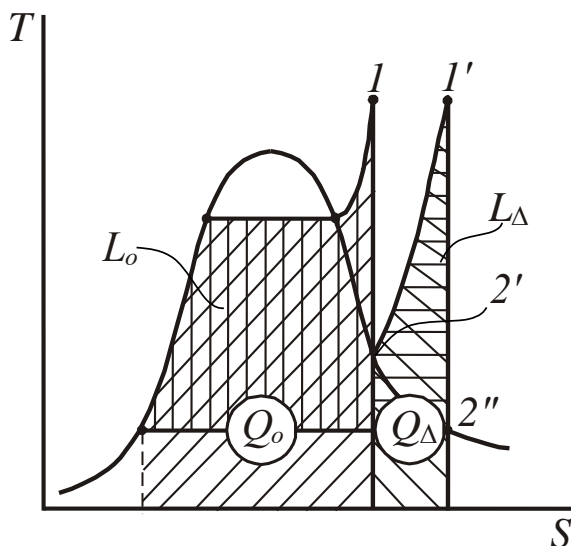


Рисунок 2.7 – К энергетической эффективности промежуточного перегрева (обозначения соответствуют рисунку 2.6)

Термические к.п.д. основного (η_0), дополнительного (η_Δ) и суммарного цикла с промежуточным перегревом (η_{nn}) определяются соотношениями:

$$\eta_0 = \frac{L_0}{Q_0}; \quad \eta_\Delta = \frac{L_\Delta}{Q_\Delta}; \quad \eta_{nn} = \frac{L_0 + L_\Delta}{Q_0 + Q_\Delta}, \quad (2.3-2.5)$$

где L_0, L_Δ – работа, выполненная в основном и дополнительном циклах;
 Q_0, Q_Δ – теплота, подведенная в основном и дополнительном циклах.

Преобразуем уравнение (2.5) в вид, удобный для анализа:

$$\eta_{nn} = \frac{L_0}{Q_0} \cdot \frac{1 + \frac{L_\Delta}{L_0}}{1 + \frac{Q_\Delta}{Q_0}}. \quad (2.6)$$

В уравнении (2.6) отношение

$$l_\Delta = \frac{L_\Delta}{L_0} \quad (2.7)$$

представляет собой относительную работу в дополнительном цикле.

В соответствии с (3) и (4):

$$Q_\Delta = \frac{L_\Delta}{\eta_\Delta}; \quad (2.8)$$

$$Q_0 = \frac{L_0}{\eta_0}. \quad (2.9)$$

С учетом (2.3), (2.7), (2.8) и (2.9), уравнение (2.6) принимает следующий вид:

$$\eta_{nn} = \eta_0 \cdot \frac{1+l_{\Delta}}{1+\frac{L_{\Delta} \cdot \eta_0}{\eta_{\Delta} L_0}} = \eta_0 \cdot \frac{1+l_{\Delta}}{1+l_{\Delta} \frac{\eta_0}{\eta_{\Delta}}} \quad (2.10)$$

Изменение к.п.д. цикла с промежуточным перегревом по сравнению с к.п.д. основного цикла без промперегрева составит:

$$\Delta\eta = \frac{\eta_{nn} - \eta_0}{\eta_0}, \quad (2.11)$$

а с учетом выражения (2.10) принимает вид

$$\Delta\eta = \frac{\eta_0 \cdot \frac{1+l_{\Delta}}{1+l_{\Delta} \frac{\eta_0}{\eta_{\Delta}}} - \eta_0}{\eta_0}.$$

После преобразования получаем выражение (2.12):

$$\Delta\eta = \frac{1+l_{\Delta}}{1+l_{\Delta} \frac{\eta_0}{\eta_{\Delta}}} - 1 = \frac{1+l_{\Delta} - 1 - l_{\Delta} \frac{\eta_0}{\eta_{\Delta}}}{1+l_{\Delta} \frac{\eta_0}{\eta_{\Delta}}} = \frac{1 - \frac{\eta_0}{\eta_{\Delta}}}{\frac{1}{l_{\Delta}} + \frac{\eta_0}{\eta_{\Delta}}};$$

$$\Delta\eta = \frac{1 - \frac{\eta_0}{\eta_{\Delta}}}{\frac{1}{l_{\Delta}} + \frac{\eta_0}{\eta_{\Delta}}}, \quad (2.12)$$

которое позволяет однозначно судить об эффективности промежуточного перегрева, а именно:

- 1) если $\eta_{\Delta} < \eta_0$, то $\frac{\eta_0}{\eta_{\Delta}} > 1$ и $\Delta\eta_{nn} < 0$;
- 2) если $\eta_{\Delta} = \eta_0$, то $\frac{\eta_0}{\eta_{\Delta}} = 1$ и $\Delta\eta_{nn} = 0$;
- 3) если $\eta_{\Delta} > \eta_0$, то $\frac{\eta_0}{\eta_{\Delta}} < 1$ и $\Delta\eta_{nn} > 0$.

Таким образом, для увеличения к.п.д. цикла с промежуточным перегревом необходимо, чтобы к.п.д. дополнительного цикла (η_{Δ}), включающего промперегрев, был больше, чем к.п.д. основного цикла (η_0) без промперегрева. Это зависит от температуры подвода теплоты в промежуточном перегреве, а, следовательно, от давления промежуточного перегрева.

2.3.2 Давление промежуточного перегрева

На рисунке 2.8 показана зависимость между к.п.д. цикла с промежуточным перегревом (η_{nn}) и давлением промежуточного перегрева (p_{nn}), полученная термодинамическим расчетом для идеальных условий.

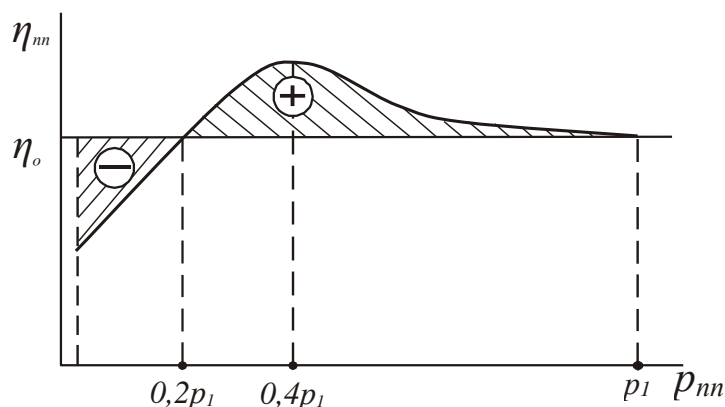


Рисунок 2.8 – Зависимость к.п.д. цикла с промежуточным перегревом η_{nn} от давления промежуточного перегрева p_{nn}

Из расчета следует:

- при $p_{nn} < 0,2p_1$ $\eta_{nn} < \eta_o$, т.е. к.п.д. цикла с промежуточным перегревом снижается по сравнению с циклом без промперегрева;
- при $p_{nn} > 0,2p_1$ $\eta_{nn} > \eta_o$, т.е. к.п.д. цикла с промперегревом увеличивается, по сравнению с циклом без промперегрева, причем оптимальное значение η_{nn}^{max} соответствует $p_{nn} = 0,4p_1$.

В реальных условиях с учетом типов и мощностей турбин, изменения их внутреннего относительного к.п.д., влияния отборов пара и других факторов оптимальное значение p_{nn} изменяется в следующих пределах:

- для одноступенчатого промперегрева $p_{nn} = (0,15 \div 0,20)p_1$;
- для двухступенчатого промперегрева
 $p_{nn}^I = (0,25 \div 0,30)p_1$ (верхняя ступень),
 $p_{nn}^{II} = (0,25 \div 0,30)p_{nn}^I$ (нижняя ступень).

2.3.3 Техническое осуществление промежуточного перегрева

Возможно применение трех схем (см. рис.2.9):

- 1) газовый промежуточный перегрев, при котором промежуточный пароперегреватель располагают в конвективной шахте котла рядом с обычным пароперегревателем в зоне температур $600 \dots 700^\circ\text{C}$;

- 2) промежуточный перегрев свежим паром или паром, частично отработавшим в турбине;
- 3) перегрев с использованием промежуточного теплоносителя, в качестве которого применяют расплавы щелочных металлов или органические соединения (дифенил, дифенилоксид, доутерм и другие).

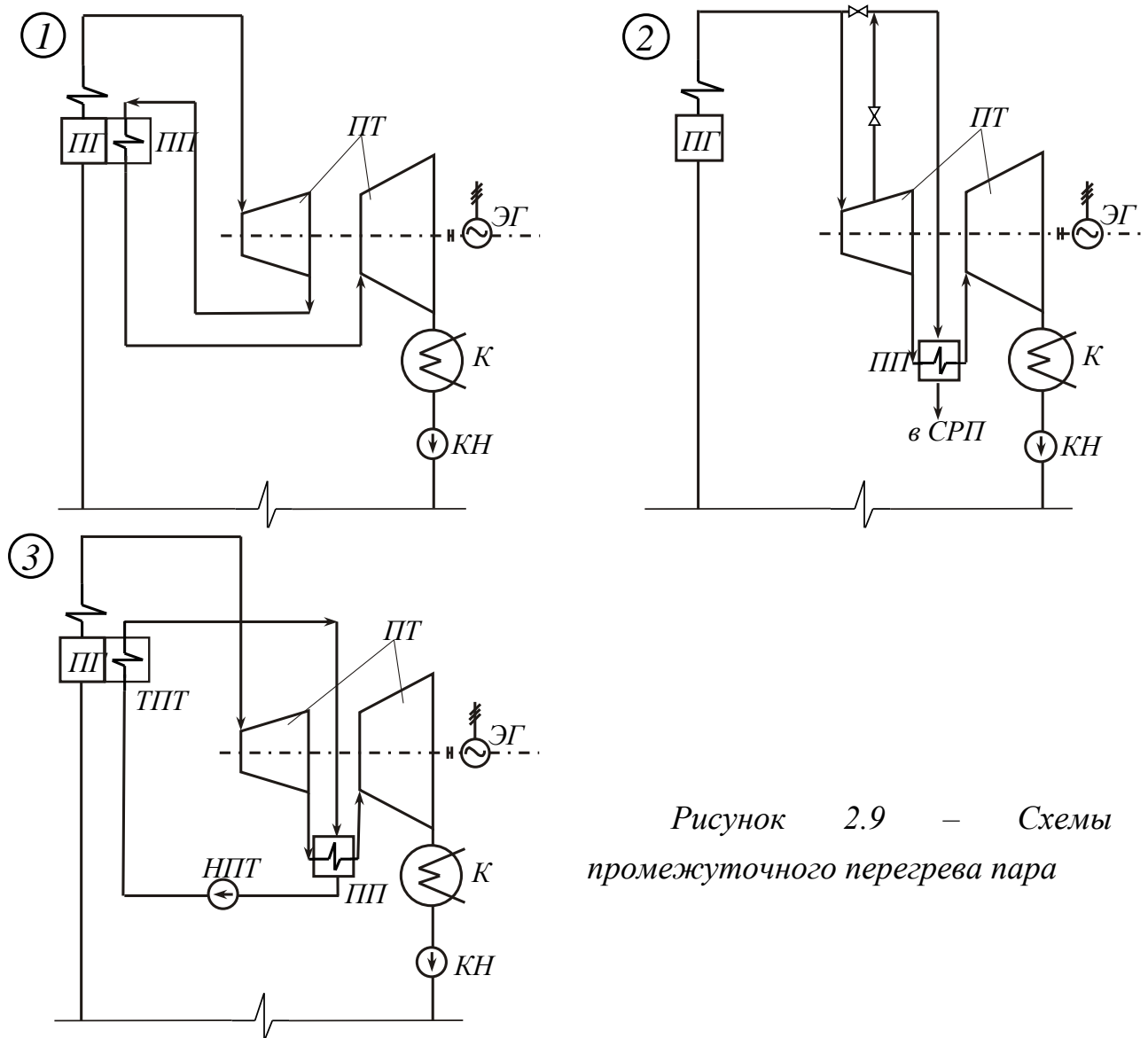


Рисунок 2.9 – Схемы промежуточного перегрева пара

Обозначения, принятые на рисунке 2.9:

- ПГ – парогенератор;
- ПП – промежуточный пароперегреватель;
- ПТ – паровая турбина;
- КН – конденсатный насос;
- К – конденсатор;
- ЭГ – электрогенератор;
- СРП – система регенеративного подогрева питательной воды;

ТПТ – теплообменник для промежуточного теплоносителя (размещается в конвективной шахте котла);

НПТ – насос промежуточного теплоносителя.

Температуру промежуточного перегрева (t_{mn}) обычно принимают равной начальной температуре пара (t_1).

На практике наиболее применяемым является газовый перегрев, который не требует затрат свежего пара (схема 2) и дополнительного промежуточного теплоносителя (схема 3).

Вместе с этим, газовый перегрев имеет ряд недостатков:

- 1) усложняется конструкция котла и его эксплуатация за счет необходимости регулирования вторичного перегрева пара;
- 2) возрастает стоимость котлотурбинной установки за счет увеличения протяженности трубопроводов, работающих при высоких температурах пара;
- 3) вследствие увеличения протяженности трубопроводов возрастают потери энергии пара (температуры и давления);
- 4) вследствие большого объема трубопроводов и промежуточного пароперегревателя создается опасность разгона турбины при снятии нагрузки.

Особенностями промежуточного перегрева на зарубежных электростанциях являются:

- 1) перегрев пара осуществляют на 30...40°С выше начальной температуры пара, что допускается вследствие снижения давления пара;
- 2) промежуточный пароперегреватель выполняют комбинированным и размещают как в конвективной, так и в радиационной части котла;
- 3) применяют двухступенчатый промежуточный перегрев.

2.4 Конечные параметры пара

Конечные параметры пара представляют собой: давление (p_2), температуру (t_2) и степень сухости пара (x_2) на выходе пара из турбины или на входе в конденсатор.

Допустимая степень сухости пара изменяется в пределах $x_2^{don} \geq 87...92\%$, а допустимая влажность, соответственно, $y_2^{don} \leq 8...13\%$ (см. 2.2.2).

Для увеличения к.п.д. следует добиваться минимальных значений давлений пара на выходе из турбины. Например, снижение давления в конденсаторе на 1кПа обеспечивает увеличение к.п.д. для турбин высокого давления на 0,5%, а среднего – на 1%.

Вместе с этим, снижение давления дает следующие негативные результаты:

- 1) при снижении конечного давления резко увеличиваются объемы пара, например, при снижении давления от 4 до 2 кПа объем пара возрастает в 2 раза, что приводит к увеличению хвостовой части турбины, конденсатной установки, увеличиваются потери энергии на выходе пара из турбины, т.е. в целом приводит к росту капитальных затрат и снижению к.п.д. турбины;
- 2) для создания вакуума при низких давлениях пара необходимо использовать воду, охлаждающую конденсатор, с температурой, не соответствующей техническим и климатическим условиям;
- 3) увеличивается удельный расход воды на охлаждение конденсатора, что приводит к дополнительному расходу электроэнергии на привод циркуляционных насосов.

Оптимальные характеристики, связанные с конечными параметрами пара:

- 1) давление пара $p_2 = 3,5 \dots 5$ кПа;
- 2) температура пара $t_2 = 27 \dots 33^\circ\text{C}$;
- 3) среднегодовая температура охлаждающего воздуха $t_e^{ср} = 15 \dots 17^\circ\text{C}$;
- 4) кратность охлаждения W/D_k , [кг/кг] (W – расход воды на охлаждение, D_k – расход пара, поступающего в конденсатор):
80...120 кг/кг – при одноходовом;
60...70 кг/кг – при двухходовом;
40...50 кг/кг – при четырехходовом конденсаторе.

2.5 Регенеративный подогрев питательной воды

Регенеративный подогрев заключается в нагреве смеси конденсата отработавшего в турбине пара и добавочной химочищенной воды, компенсирующей потери конденсата, частично отработавшим в турбине паром.

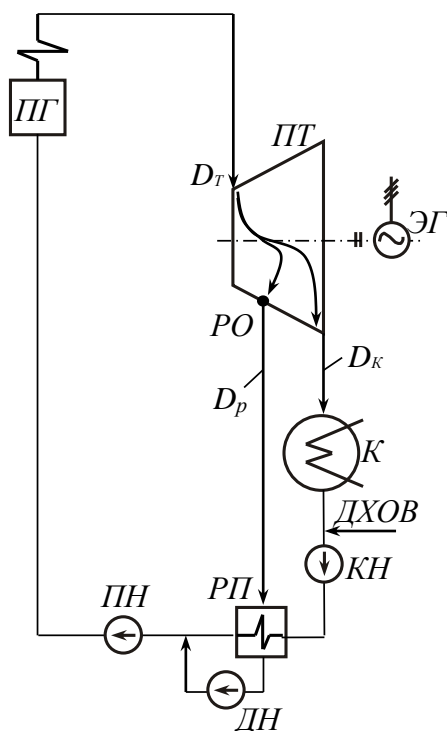
В применении регенеративного подогрева представляют интерес 3 вопроса:

- 1) энергетическая эффективность регенеративного подогрева, т.к. пар, отводимый на регенеративный подогрев, в полной мере не реализует энергетический потенциал в турбине;
- 2) техническое осуществление регенеративного подогрева;
- 3) температура регенеративного подогрева питательной воды.

2.5.1 Энергетическая эффективность регенеративного подогрева

Энергетическая эффективность регенеративного подогрева заключается в том, что пар, отработавший в турбине, остаточную теплоту полностью возвращает в котел с питательной водой, а не выбрасывает в окружающую среду через конденсатор.

Принципиальная схема регенеративного подогрева представлена на рисунке 2.10.



D_T – расход пара в турбину;

D_p – расход пара через регенеративный отбор;

D_K – расход пара в конденсатор.

Рисунок 2.10 – Принципиальная схема регенеративного подогрева питательной воды

Обозначения, принятые на рисунке 2.10

ПГ – парогенератор;

ПТ – паровая турбина;

ЭГ – электрогенератор;

К – конденсатор;

КН – конденсатный насос;

ПН – питательный насос;

РО – регенеративный отбор;

РП – регенеративный подогреватель;

ДН – дренажный насос для отвода конденсата греющего пара;

ДХОВ – добавочная химочищенная вода.

Относительные доли пара, поступающего в регенеративный отбор и конденсатор, составят:

- в регенеративный отбор

$$\alpha_p = \frac{D_p}{D_T}; \quad (2.13)$$

- в конденсатор

$$\alpha_k = \frac{D_k}{D_T}; \quad (2.14)$$

- соответственно

$$\alpha_p + \alpha_k = 1. \quad (2.15)$$

Для оценки энергетической эффективности регенеративного подогрева питательной воды определяются:

- 1) термический к.п.д. при работе конденсатного потока пара

$$\eta_{тк} = \frac{i_1 - i_k}{i_1 - i'_k}, \quad (2.16)$$

где i_1 – энтальпия пара на входе в турбину;

i_k – энтальпия пара на выходе из турбины или на входе в конденсатор;

i'_k – энтальпия конденсата отработавшего пара;

- 2) термический к.п.д. при работе регенеративного отбора пара

$$\eta_{т.отб} = \frac{i_1 - i_p}{i_1 - i_p}, \quad (2.17)$$

где i_p – энтальпия пара регенеративного отбора;

- 3) термический к.п.д. цикла с регенеративным подогревом при работе обоих потоков

$$\eta_{тп} = \alpha_k \cdot \eta_{тк} + \alpha_p \cdot \eta_{т.отб} = (1 - \alpha_p) \cdot \eta_{тк} + \alpha_p \cdot \eta_{т.отб} = \eta_{тк} + \alpha_p \cdot (1 - \eta_{тк}). \quad (2.18)$$

Из уравнения (2.18) следует, что к.п.д. цикла с регенеративным подогревом питательной воды всегда выше к.п.д. чисто конденсационного цикла, причем величина к.п.д. цикла с регенеративным подогревом тем выше, чем ниже к.п.д. конденсационного цикла.

Увеличение к.п.д. от регенеративного подогрева составит:

$$\Delta\eta_{ip} = \eta_{ip} - \eta_{ик} = \alpha_p \cdot (1 - \eta_t) . \quad (2.19)$$

Регенеративный отбор пара снижает мощность турбины, т.к. пар не в полной мере отрабатывает в турбине.

Для компенсации снижения мощности необходимо подавать дополнительный пар с теплотой ΔQ_T , которая определяется выражением:

$$\Delta Q_T = \zeta \cdot Q_p , \quad (2.20)$$

где Q_p – теплота пара в регенеративных отборах;

ζ – коэффициент ценности теплоты пара.

Коэффициент ценности теплоты пара связан с коэффициентом недовыработки мощности

$$y_N = \frac{i_p - i_{\kappa}}{i_1 - i_{\kappa}} , \quad (2.21)$$

который показывает, какую долю теплоты не успел сработать пар регенеративного отбора по сравнению с конденсатным потоком пара.

Коэффициенты ζ и y_N связаны уравнением:

$$\zeta = y_N \cdot [1 + k_c \cdot (1 - y_N)] , \quad (2.22)$$

где k_c – коэффициент схемы, который зависит от начального давления пара:

$$k_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{i'_1 - i'_{\kappa}}{i_1 - i'_1} , \quad (2.23)$$

здесь i'_{κ} , i'_1 – энтальпии кипящей воды, соответственно при давлениях p_{κ} и p_1 .

$p_1, \text{ МПа}$		k_c
3,4		0,2...0,25
8,8		0,30
12,75 и 23,5	без п/п	0,30...0,35
	с п/п	0,40...0,45

п/п – промежуточный перегрев

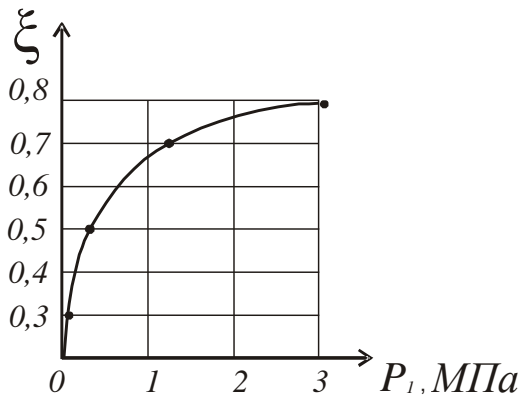
Коэффициенты ценности теплоты пара нечетных отборов турбины *K-60-130/565*, вычисленные по формуле (2.22), представлены на рисунке 2.11:

K – конденсационная турбина;

60 – номинальная мощность, МВт;

130 – начальное давление пара, атм.;

565 – температура пара на входе в турбину, °С.



№отбора	1	3	5	7
$p_p, \text{МПа}$	3,06	1,25	0,3	0,04
ζ	0,8	0,7	0,5	0,3

Рисунок 2.11 – Значение коэффициентов ценности теплоты пара регенеративных отборов турбины К-60-130/565

Количество топлива, которое необходимо затратить для подачи дополнительного пара в турбину с целью компенсации недовыработки мощности составит:

$$B' = \frac{\Delta Q_T}{\eta_{\text{кот}}} = \frac{\zeta \cdot Q_p}{\eta_{\text{кот}}}. \quad (2.24)$$

Экономия топлива от регенеративного подогрева питательной воды:

$$B'' = \frac{Q_p}{\eta_{\text{кот}}}. \quad (2.25)$$

Экономия топлива с учетом компенсации недовыработки мощности:

$$B_{\text{эк}} = B'' - B' = \frac{Q_p}{\eta_{\text{кот}}} - \frac{\zeta \cdot Q_p}{\eta_{\text{кот}}} = \frac{Q_p}{\eta_{\text{кот}}} \cdot (1 - \zeta). \quad (2.26)$$

Из уравнения (2.26) следует, что регенеративный подогрев питательной воды обеспечивает экономию топлива даже с учетом компенсации мощности турбины путем выработки дополнительного пара в котле. При этом экономия топлива тем выше, чем ниже коэффициент ценности теплоты пара. Вместе с этим, низкие параметры пара не обеспечивают необходимую температуру подогрева питательной воды. В связи с этим применяют многоступенчатый подогрев, который заключается в том, что вначале воду нагревают паром низких давлений, а затем давление пара увеличивают.

Экономия топлива при многоступенчатом подогреве питательной воды составит:

$$B_{\text{эк}} = \frac{1}{\eta_{\text{кот}}} \cdot \sum_{i=1}^n Q_{pi} \cdot (1 - \zeta_i), \quad (2.27)$$

где Q_{pi} , ζ_i – относятся к соответствующей ступени подогрева.

Турбины ТЭС включают от 7 до 11 регенеративных отборов, что обеспечивает в зависимости от начальных давлений пара от 7 до 18 % экономии топлива:

$p_1, \text{МПа}$	$B_{\text{эк}}, \%$
3,4	7-8
8,8	11-13
12,75	15-16
23,5	17-18

Общее количество пара, отводимого через регенеративные отборы, составляет до 20...30%, а через один отбор отводится до 3...8% пара, поступающего в турбину.

2.5.2 Техническое осуществление регенеративного подогрева

В качестве регенеративных подогревателей применяют поверхностные, смешивающие и комбинированные теплообменники.

Наиболее распространенными являются поверхностные теплообменники, т.к. обеспечивают стабильную работу при изменении нагрузки (расхода пара) на турбину.

Разнообразие в системы регенеративного подогрева питательной воды вносят способы отвода дренажа из подогревателей.

Возможны следующие варианты (см. рис. 2.12 – 2.15):

1. Отвод дренажа подъемными насосами

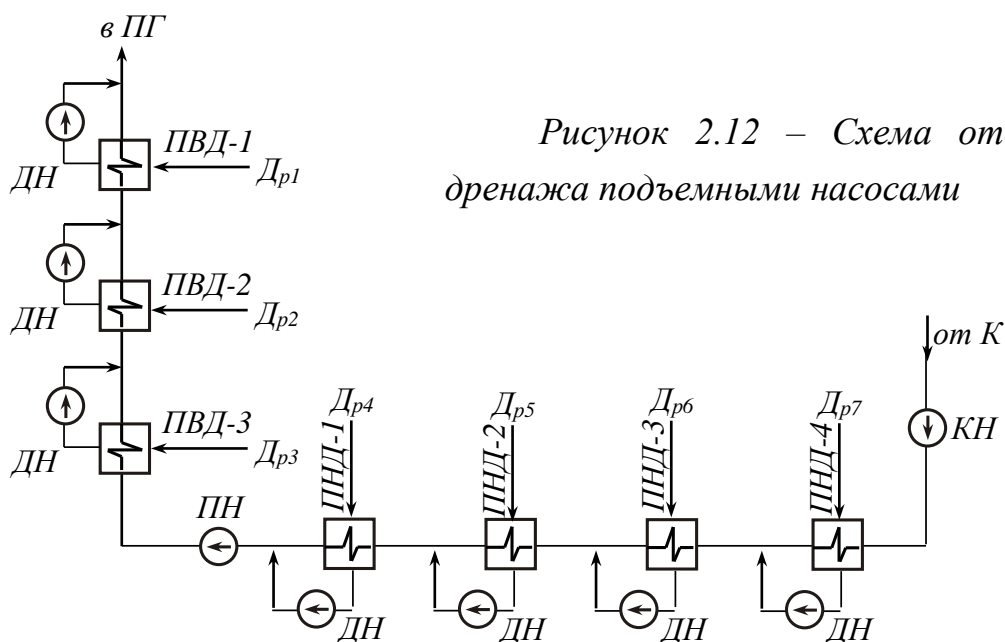


Рисунок 2.12 – Схема отвода дренажа подъемными насосами

Обозначения, принятые на рисунках 2.12-2.15:

ПГ – парогенератор;

ДН – дренажный насос;

ПН – питательный насос;

К – конденсатор;

КН – конденсатный насос;

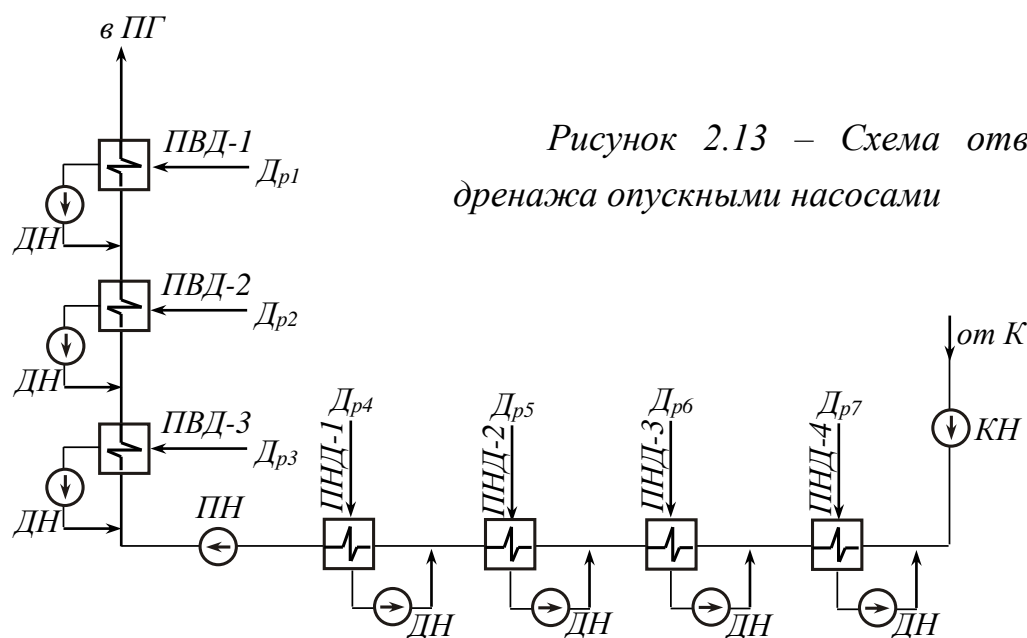
ПВД – подогреватель высокого давления;

ПНД – подогреватель низкого давления;

Др – расход пара из регенеративного отбора.

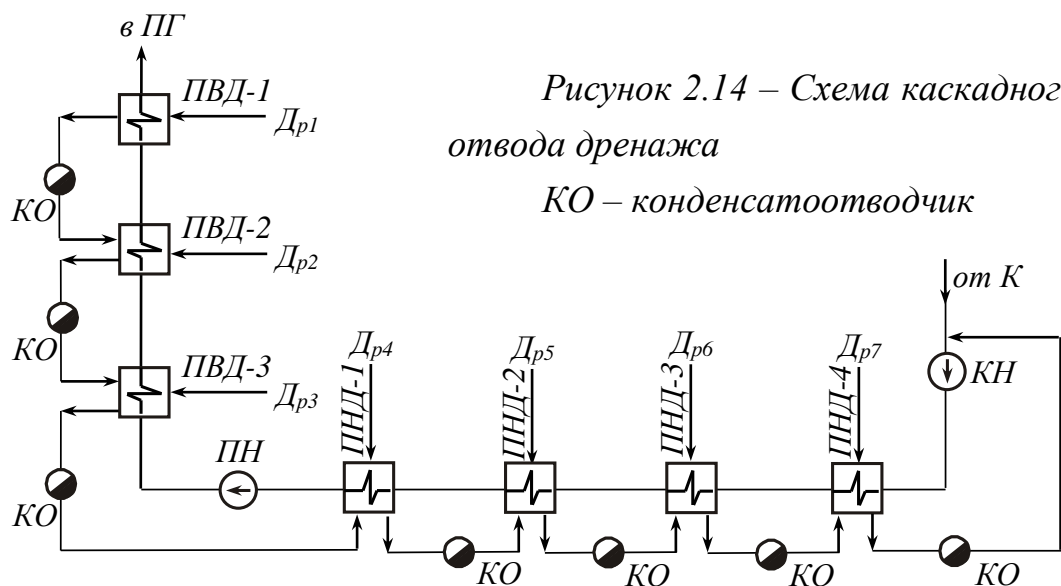
При отводе подъемными насосами дренаж, образующийся в подогревателе, подается в линию конденсата после подогревателя и этим увеличивает температуру питательной воды перед следующим подогревателем, работающим при более высоких параметрах пара. Это вытесняет пар более высоких параметров из схемы регенеративного подогрева, следовательно, позволяет использовать больше пара низких параметров, что повышает энергетическую эффективность схемы.

2. Отвод дренажа опускными насосами:



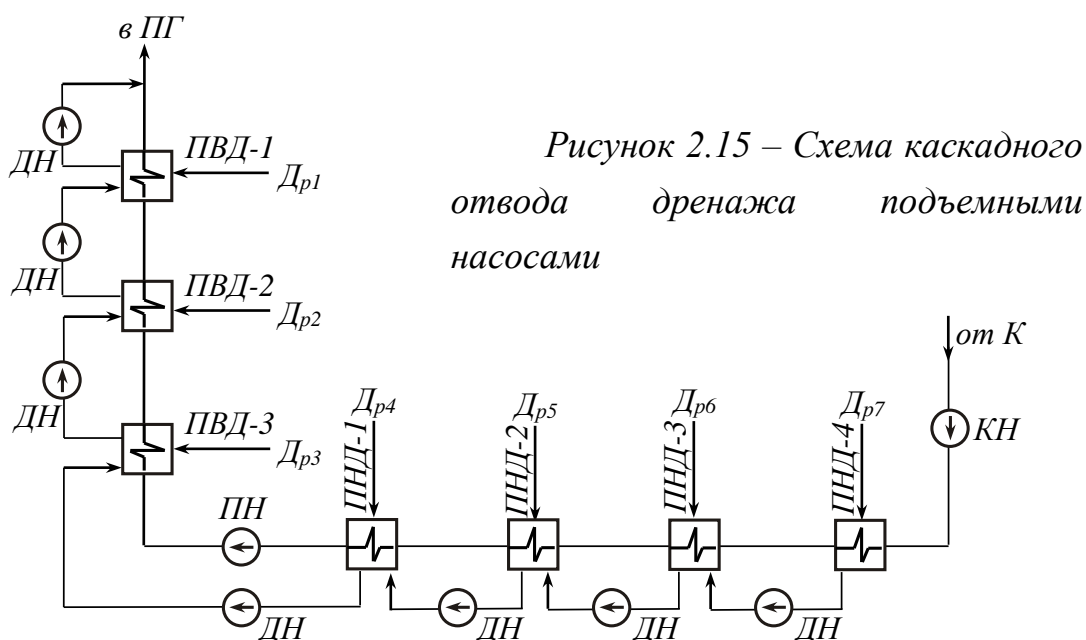
В этой схеме дренаж подается перед подогревателем и этим, по сравнению с предыдущей схемой, вытесняет пар менее высоких параметров, что снижает энергетическую эффективность схемы.

3. Каскадный отвод дренажа:



В этой схеме дренаж отводится самотеком из одного подогревателя в другой, что исключает дренажные насосы, а, следовательно, снижает капитальные затраты и исключает расход электроэнергии на перекачку дренажа.

4. Каскадный отвод дренажа подъемными насосами



По этой схеме дренаж, собранный со всех подогревателей, подается в линию конденсата непосредственно перед котлом, что резко увеличивает температуру питательной воды на входе в котел, и повышает эффективность регенеративного подогрева.

Традиционная схема построения регенеративного подогрева питательной воды (см. рис. 2.16) имеет следующие особенности:

- 1) между подогревателями низкого и высокого давлений устанавливается деаэратор, который выполняет функцию дополнительной ступени подогрева (смешивающего типа);
- 2) бак деаэратора выполняет функцию аккумулятора питательной воды, обеспечивая необходимый запас воды;
- 3) применяют различные варианты отвода дренажа, но преобладающим способом отвода является каскадный слив.

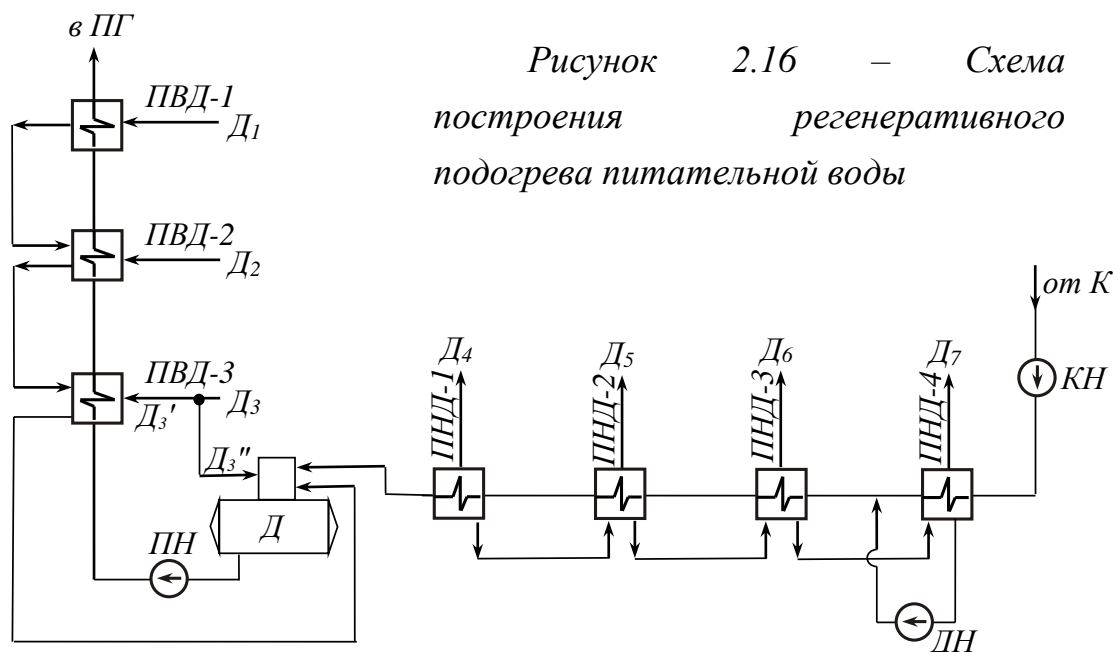


Рисунок 2.16 – Схема построения регенеративного подогрева питательной воды

В схеме на рисунке 2.16 деаэратор (Д) подключен на одном отборе с вышестоящим подогревателем, что обеспечивает запас давления пара необходимый в деаэраторе при снижении нагрузки (уменьшении количества пара) в турбогенераторе.

Температура подогрева питательной воды в подогревателях близка к температуре насыщения при давлении пара из отборов с некоторым недогревом. Температура недогрева для подогревателей низкого и высокого давлений, соответственно:

$$\Delta t_{нд} = 2 \div 4 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{нд} = 4 \div 8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2.5.3 Температура регенеративного подогрева питательной воды

Температура регенеративного подогрева питательной воды в значительной степени определяет эффективность регенеративного подогрева и теоретически может находиться между двумя крайними значениями:

- между температурой конденсата (t_k) на выходе из конденсатора, соответствующая температуре насыщения при давлении в конденсаторе (p_k), и
- температурой насыщения ($t_{1н}$) при давлении свежего пара (p_1), поступающего в турбину.

В обоих случаях регенеративный подогрев отсутствует, т.к. при t_k подогрев питательной воды не осуществляется, а при температуре $t_{1н}$ возможно использование только свежего пара, что не является регенеративным подогревом (регенеративный подогрев реализуется частично отработавшим паром в турбине). Следовательно, в обоих крайних случаях изменение термического к.п.д. от регенеративного подогрева $\Delta\eta_{тр} = 0$. Вместе с этим регенеративный подогрев всегда дает положительный результат $\Delta\eta_{тр} > 0$ (см. 2.5.1.), а совокупность положительных значений между двумя нулевыми значениями (t_k и $t_{1н}$) имеет максимум ($\Delta\eta_{тр} = \max$), соответствующий оптимальной температуре регенеративного подогрева питательной воды, обеспечивающей максимальную энергетическую эффективность подогрева. Это иллюстрируется графиками на рисунке 2.17, полученными в результате термодинамического расчета для идеальных условий при ступенчатом подогреве питательной воды.

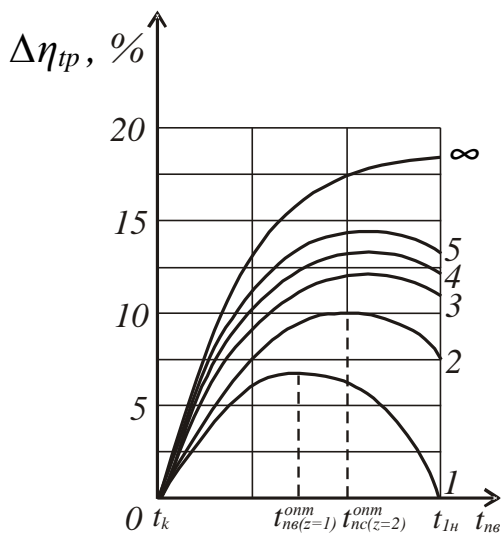


Рисунок 2.17 – Изменение термического к.п.д. при регенеративном подогреве питательной воды от температуры подогрева

$1 \dots \infty$ – число ступеней подогрева (n)

В соответствии с термодинамическими расчетами оптимальная температура питательной воды в зависимости от количества ступеней регенеративного подогрева определяется следующим образом:

$$n = 1: \quad t_{не}^{opt} = \frac{1}{2}(t_k + t_{1н});$$

$$n = 2: \quad t_{не}^{opt} = \frac{2}{3}(t_k + t_{1н});$$

$$n = 3: \quad t_{не}^{opt} = \frac{3}{4}(t_k + t_{1н});$$

.....

$$т.е. \quad t_{не}^{opt} = \frac{n}{n+1}(t_k + t_{1н}).$$

На практике оптимальная температура регенеративного подогрева питательной воды зависит от ряда факторов, в том числе, от стоимости топлива, затрат на систему регенеративного подогрева, затрат на подогрев воды в экономайзере котла и прочих условий. Рекомендуется выбирать температуру питательной воды в интервале $(0,65 \div 0,75) \cdot t_{1н}$.

В серийных котлах оптимальная температура питательной воды в зависимости от давления пара составляет:

$p_1, \text{МПа}$	$t_{не}^{opt}, \text{°C}$
3,5	170
9	215
13	230
24	260

При распределении степени подогрева между отдельными подогревателями применяется закон равной степени подогрева:

$$\Delta t_{неi}^{opt} = \frac{t_{не}^{opt} - t_k}{n}, \quad (2.28)$$

где n – количество ступеней подогрева.

Для высоких давлений пара рекомендуется равная степень приращения энтропии питательной воды:

$$\Delta S_{неi} = \frac{S_{не}^{opt} - S_k}{n}. \quad (2.29)$$

Оптимальное распределение степени подогрева зависит от ряда факторов, в том числе, и от способа отвода дренажа из подогревателей, например, для

каскадного слива конденсата из подогревателей, рекомендуется применять следующие соотношения:

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{\Delta t_3}{\Delta t_2} = \dots = \frac{\Delta t_n}{\Delta t_{n-1}} = \sqrt[n]{\frac{T_{n6}^{onm}}{T_k}} = idem \quad ; \quad (2.30)$$

$$\frac{\Delta S_2}{\Delta S_1} = \frac{\Delta S_3}{\Delta S_2} = \dots = \frac{\Delta S_n}{\Delta S_{n-1}} = \sqrt[n]{\frac{S_{n6}^{onm}}{S_k}} = idem \quad . \quad (2.31)$$

2.6 Построение тепловых схем ТЭС на базе основных типов турбин

2.6.1 Построение тепловой схемы на базе турбины «К»

Принципиальная тепловая схема ТЭС на базе турбины К-300-240 представлена на рисунке 2.18.

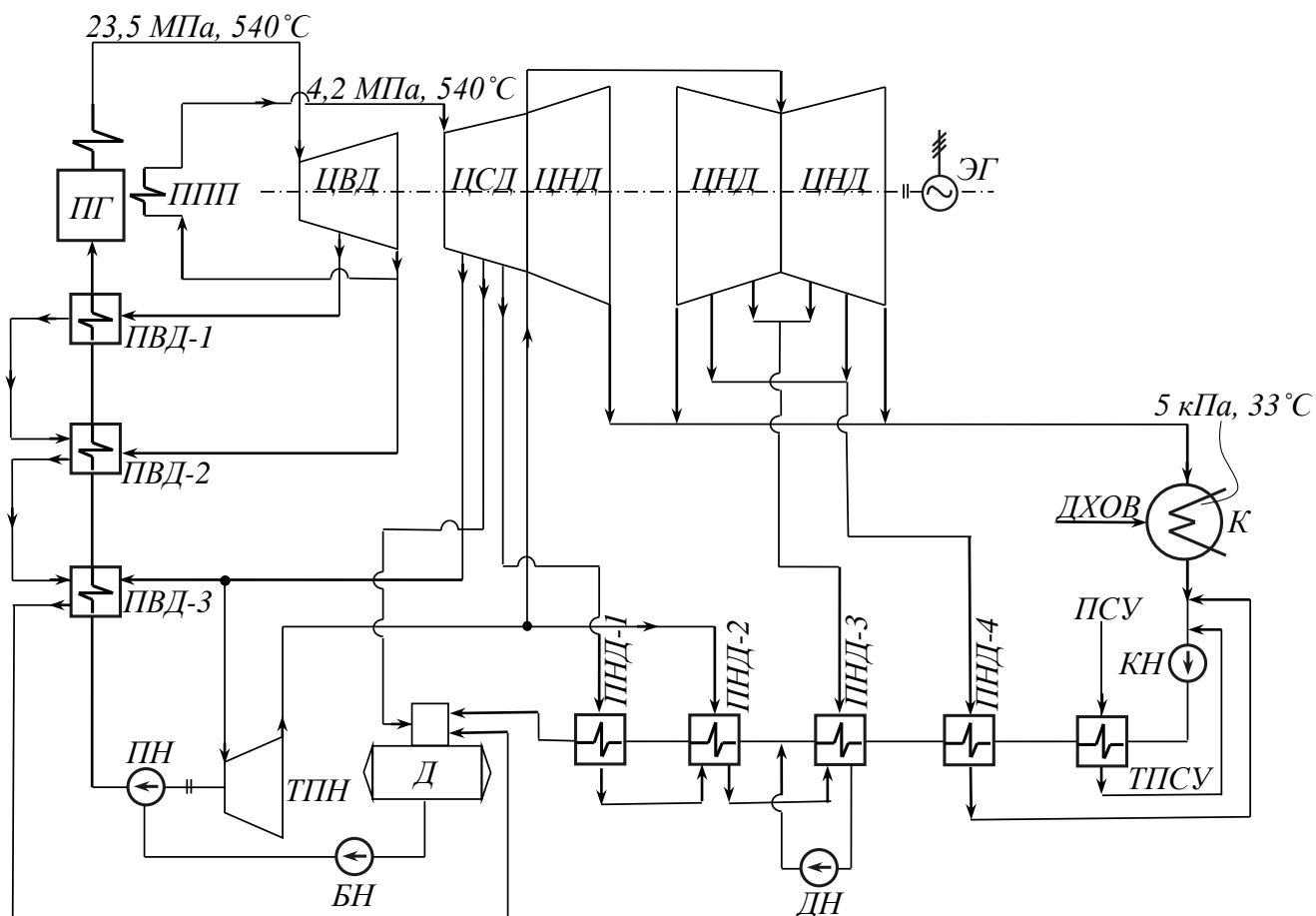


Рисунок 2.18 – Принципиальная тепловая схема ТЭС на базе турбины К-300-240

К-300-240:

К – конденсационная турбина;

300 – номинальная мощность турбины, МВт;

240 – давление пара, поступающего в турбину, атм. (23,5 МПа).

Обозначения на рисунке 2.18:

ЦВД, ЦСД, ЦНД – цилиндры высокого, среднего и низкого давлений;

ДХОВ – добавка химочищенной воды;

ТПН – турбина питательного насоса;

БН – бустерный насос (для создания подпора в питательном насосе);

ПСУ – пар сальниковых уплотнений;

ТПСУ – теплообменник пара сальниковых уплотнений.

Остальные обозначения такие же, как и на предыдущих рисунках.

Особенности тепловой схемы на базе турбины К-300-240:

1. Турбина включает три цилиндра давления (ЦВД, ЦСД, ЦНД):

- ЦВД выполнен в отдельном корпусе и имеет 2 отбора пара на регенеративные подогреватели питательной воды высокого давления (ПВД-1, ПВД-2);
- ЦСД выполнен в одном корпусе с 1/3 частью ЦНД и имеет 3 отбора: на нижний подогреватель высокого давления (ПВД-3), на деаэратор (Д) и на верхний подогреватель низкого давления (ПНД-1);
- ЦНД (2/3 части) выполнен двухпоточным в виде двух симметричных частей (1/3 ЦНД и 1/3 ЦНД), каждая из частей включает 2 отбора на регенеративные подогреватели низкого давления (ПНД-3 и ПНД-4).

2. Привод питательного насоса (ПН) паротурбинный (ТПН). Отбор пара на ТПН совмещен с отбором пара на нижний подогреватель высокого давления (ПВД-3). Пар, отработавший в ТПН, возвращается в тепловую схему двумя потоками: в турбину (ЦНД) и в подогреватель низкого давления (ПНД-2). Предусмотрен также пускорезервный электропривод питательного насоса, обеспечивающий 50% номинального расхода питательной воды (на схеме не показан).

T-100-130:

T – конденсационная турбина с теплофикационным отбором пара;

100 – номинальная мощность турбины, МВт;

130 – давление пара, поступающего в турбину, атм. (12,8 МПа).

Обозначения на рисунке 2.19:

ПЭ – пар эжекторов, обеспечивающих вакуум в конденсаторе;

ТПЭ – теплообменник пара эжекторов;

ТП – встроенный в конденсатор теплофикационный пучок труб;

ПСВ-1, ПСВ-2 – подогреватели сетевой воды (первая и вторая ступени);

БН – бустерный насос (для повышения давления обратной сетевой воды с целью преодоления сопротивления подогревателей);

СН – сетевой насос;

ПВК – пиковый водогрейный котел (для дополнительного подогрева воды, если подогрев воды в сетевых подогревателях недостаточный);

ОМТС, ПМТС – обратная и подающая магистрали тепловой сети.

Особенности тепловой схемы на базе турбины T-100-130:

1. Турбина включает три цилиндра давления (ЦВД, ЦСД, ЦНД), выполненных в отдельных корпусах:
 - ЦВД имеет 1 отбор пара на ПВД-1 в конце расширения пара в цилиндре и, соответственно, спарен с отводом пара на ЦСД;
 - ЦСД имеет 6 отборов пара: на ПВД-2, ПВД-3, ПНД-1, ПНД-2, ПНД-3 и ПНД-4. Отбор пара на ПВД-3 спарен с отбором на деаэратор (Д);
 - ЦНД выполнен двухпоточным без отборов пара.
2. Система регенеративного подогрева питательной воды включает 10 ступеней: три подогревателя высокого давления (ПВД-1,2,3), деаэратор (Д), четыре подогревателя низкого давления (ПНД-1,2,3,4), теплообменник пара сальниковых уплотнений (ТПСУ) и теплообменник пара эжекторов (ТПЭ), утилизирующий теплоту отработавшего в эжекторах пара на подогрев питательной воды.
3. Отвод дренажа от подогревателей высокого давления каскадный с окончательным сливом дренажа в деаэратор. Отвод дренажа из подогревателей низкого давления комбинированный: каскадный с

подъемным насосом в главную линию конденсата. Дренаж из теплообменника сальниковых уплотнений (ТПСУ) и теплообменника пара эжекторов (ТПЭ) отводится на всас конденсатного насоса (КН).

4. Подогрев сетевой воды осуществляется паром регулируемых теплофикационных отборов, спаренных с нижними регенеративными отборами пара цилиндра среднего давления (ЦСД). Отвод дренажа из подогревателей сетевой воды (ПСВ-1,2) осуществляется в соответствующие точки главной линии конденсата.

В целом предусмотрены четыре ступени подогрева сетевой воды:

- 1) во встроенном в конденсатор теплофикационном пучке труб (ТП), до 50...60 °С (с учетом ухудшения вакуума в конденсаторе);
- 2) в подогревателе сетевой воды первой ступени (ПСВ-1), до 70...80 °С;
- 3) в подогревателе сетевой воды второй ступени (ПСВ-2), до 130...140 °С;
- 4) в пиковом водогрейном котле (ПВК), до 180...200 °С.

3 ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЭС

Пример 1

На ТЭС необходимо реконструировать устаревшую систему регенеративного подогрева питательной воды. С целью обоснования энергетической целесообразности реконструкции следует определить основные показатели работы электростанции до и после реконструкции, пользуясь данными таблицы при условии, что давление в конденсаторе турбин $p_k = 5 \text{ кПа}$; внутренний относительный к.п.д. турбин $\eta_{oi} = 0,82$; электромеханический к.п.д. турбогенераторов $\eta_{эм} = 0,98$; к.п.д. котельной ТЭС $\eta_{кот} = 0,88$; к.п.д. теплового потока $\eta_{т.п.} = 0,98$; доли затрат электрической и тепловой энергии на собственные нужды $e_{сн} = 0,07$ и $q_{сн} = 0,02$.

Исходные данные:

Наименование показателей	Варианты		
	1	2	3
Электрическая мощность электростанции, $N_э$, МВт	12	18	24
Начальные параметры пара:			
- давление, p_0 , МПа	3,5	3,6	3,7
- температура, t_0 , °С	435	440	445
Давление в регенеративных отборах пара; $p_{отб}$, МПа	0,10	0,11	0,12

Решение примера 1

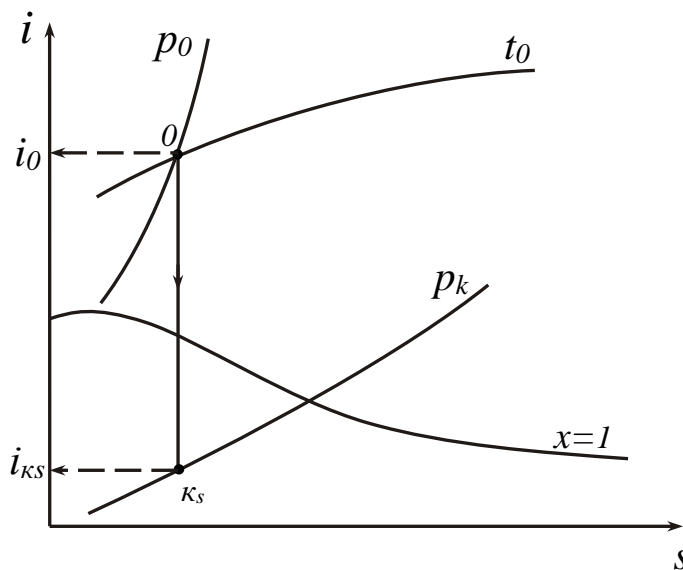
Определяется расход пара в турбины, к.п.д. электростанции и удельный расход топлива на выработку электроэнергии до и после реконструкции системы регенеративного подогрева питательной воды. Принимается во внимание, что устаревшая система регенеративного подогрева практически не давала позитивного эффекта.

Расход пара в турбины до реконструкции определяется электрической мощностью станции без учета работы отборов системы регенеративного подогрева питательной воды:

$$D_T = \frac{N_{э}}{(i_0 - i_{ks}) \eta_{oi} \cdot \eta_{эм}}, \quad (1)$$

где i_0 ; i_{ks} – энтальпии пара, соответственно, перед турбинами и в конце изоэнтропного расширения до давления в конденсаторах турбин, $кДж/кг$.

Значение i_0 и i_{ks} определяются по i - s -диаграммам водяного пара:



К.п.д. электростанции (нетто) определяются произведением:

$$\eta_c^u = \eta_{ком} \cdot \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{эм} \cdot \eta_{м.п.} \cdot (1 - e_{сн}) \cdot (1 - q_{сн}), \quad (2)$$

где $\eta_{ком} = 0,88$; $\eta_{oi} = 0,82$; $\eta_{эм} = 0,98$; $\eta_{м.п.} = 0,98$; $e_{сн} = 0,07$; $q_{сн} = 0,02$; (даны в задании).

Термический к.п.д. цикла электростанции η_t без учета работы питательных насосов определяется выражением:

$$\eta_t = \frac{i_0 - i_{ks}}{i_0 - i'_k}, \quad (3)$$

где i'_k – энтальпии конденсата на выходе из конденсатора паровой турбины.

Значение i'_k при условии, что конденсат в конденсаторе не переохлаждается, определяется давлением в конденсаторе $p_k = 5 \text{ кПа}$ по таблице свойств воды и водяного пара, $i'_k = 137,8 \text{ кДж/кг}$:

Результаты расчета:

Показатели	Формулы для расчета	Варианты		
		1	2	3
$i_0, \text{ кДж/кг}$	Задание	3350	3328	3320
$i_{ks}, \text{ кДж/кг}$	По i_s -диаграмме	2140	2122	2112
$D_T, \text{ кг/с}$	1	12,34	18,57	24,72
$\eta_b, \text{ доли ед}$	3	0,377	0,378	0,380
$\eta_{с^H}, \text{ доли ед}$	2	0,238	0,239	0,240

Расход пара на турбины после реконструкции с учетом работы регенеративных отборов пара при сохранении неизменной электрической мощности станции $N_s = idem$ определяется формулой:

$$D'_T = D_T + y \cdot D_{отб}, \quad (4)$$

где y_N – коэффициент недовыработки мощности паром регенеративных отборов

$$y_N = \frac{i_{отб} - i'_k}{i_0 - i'_k}, \quad (5)$$

здесь $i_{отб}$ – энтальпия пара поступающего в отборы;

$D_{отб}$ – расход пара из отборов турбин на регенеративный подогрев питательной воды.

Значение $D_{отб}$ обычно выражается в долях расхода пара на турбину:

$$D_{отб} = \alpha \cdot D'_T. \quad (6)$$

Доля отбора пара α по тепловому балансу смешивающего подогревателя $(D'_T - D_{отб}) \cdot i'_k + D_{отб} \cdot i_{отб} = D'_T \cdot i_{нс}$, (без учета потерь теплоты в окружающую среду) составит:

$$\alpha = \frac{D_{отб}}{D'_T} = \frac{i_{нс} - i'_k}{i_{отб} - i'_k}. \quad (7)$$

После подстановки в формулу (4) выражения (6) формула для определения расхода пара на турбины с учетом регенеративных отборов принимает вид:

$$D'_T = \frac{D_T}{1 - y\alpha}. \quad (8)$$

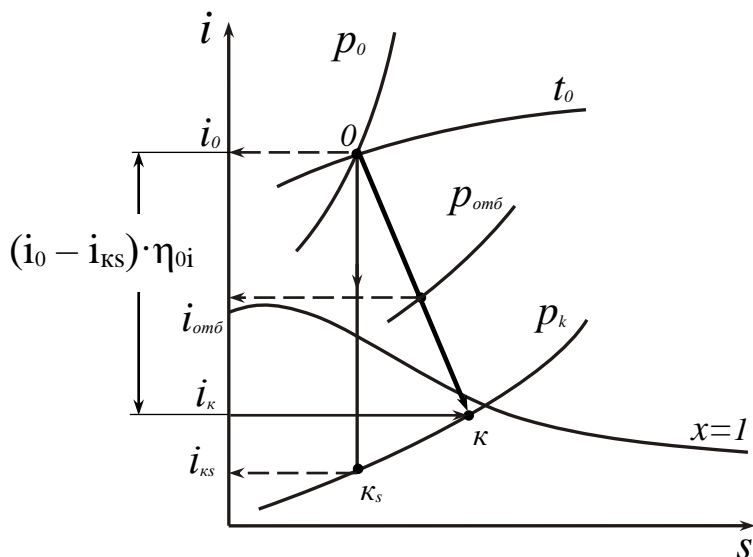
По формуле (8) расход пара на турбины D'_T с учетом отборов определяется через ранее известное значение расхода пара D_T (без отборов) и значения α и y_N .

Для определения y_N по формуле (5) вычисляется конечная энтальпия пара, поступающего в конденсатор

$$i_k = i_0 - (i_0 - i_{ks}) \cdot \eta_{oi}, \quad (9)$$

и методом построения процесса расширения пара в i - s -диаграмме определяется энтальпия пара в отборах.

Энтальпия питательной воды $i_{нв}$ после регенеративного подогрева определяется по таблицам воды и водяного пара. При этом температура питательной воды принимается равной температуре насыщения при давлении пара в отборах $t_{нв} = t_{н\text{ отб}}$.



Результаты расчета:

Показатели	Формула для расчета	Варианты		
		1	2	3
i_k , кДж/кг	9	2358	2339	2329
$i_{отб}$, кДж/кг	По i - s -диаграмме	2719	2721	2725
y , доли ед	5	0,364	0,376	0,399
$t_{нв}$, °C	По таблицам воды и водяного пара	100	103	105
$i_{нв}$, кДж/кг		419	427	440
α , доли ед	7	0,109	0,113	0,117
D'_T , кг/с	8	12,85	19,40	25,93
$D_{отб}$, кг/с	6	1,40	2,18	3,03

К.п.д. электростанции с введением регенеративного подогрева определяется выражением (2), в котором термический к.п.д. регенеративного цикла определяется соотношением:

$$\eta_{t(p)} = \frac{(i_0 - i_{кс}) \cdot (1 - \alpha \cdot y)}{i_0 - i_{нс}} \quad (10)$$

Относительное увеличение к.п.д. электростанции определяется соотношением:

$$\Delta\eta_c^H = \frac{\eta_{c(p)}^H - \eta_c^H}{\eta_c^H} \cdot 100 \% \quad (11)$$

Результаты расчета:

Показатели	Формула для расчета	Варианты		
		1	2	3
$\eta_{t(p)}$, доли ед	10	0,396	0,398	0,400
$\eta_{c(p)}^H$, доли ед	2	0,250	0,251	0,253
$\Delta\eta_c^H$, %	11	5,25	5,33	5,34

Удельный расход условного топлива на 1 кВт·ч отпущенный со станции электроэнергии определяется выражениями:

$$e_{омн}^э = \frac{123}{\eta_c^H}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}; \quad (12)$$

$$e_{омн(p)}^э = \frac{123}{\eta_{c(p)}^H}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч} \quad (13)$$

Относительные снижения удельного расхода топлива определяется соотношениями:

$$\Delta e_{омн}^э = \frac{e_{омн}^э - e_{омн(p)}^э}{e_{омн}^э} \cdot 100 \% \quad (14)$$

или

$$\Delta e_{омн}^э = \frac{\eta_{c(p)}^H - \eta_c^H}{\eta_{c(p)}^H} \quad (15)$$

Результаты расчета:

Показатели	Формула для расчета	Варианты		
		1	2	3
$e_{омн}^э$, г/кВт·ч	12	517	515	513
$e_{омн(p)}^э$, г/кВт·ч	13	491	489	487
$\Delta e_{омн}^э$, %	14, 15	4,99	5,06	5,07

Пример 2

В промышленной зоне возникла дополнительная потребность в паре. Для покрытия этой нагрузки решено использовать ранее не полностью загруженный производственный отбор пара турбины типа «ПТ», установленной на действующей промышленной ТЭЦ. Для оценки энергетической целесообразности следует определить основные показатели работы турбины, отпускающей внешним потребителям пар из промышленного отбора (теплофикационные отопительные отборы выключены), и экономию топлива по сравнению с отпуском пара из котельной ТЭЦ, пользуясь данными таблицы при условии, что начальные параметры пара (давление, температура) $p_0 = 12,7$ МПа, $t_0 = 540$ °С; давление в конденсаторе $p_k = 4$ кПа; коэффициент регенерации $\beta_p = 1,15$; внутренний относительный к.п.д. турбины $\eta_{oi} = 0,85$; электромеханический к.п.д. турбогенератора $\eta_{эм} = 0,98$; к.п.д. котельной установки $\eta_{кот} = 0,89$; энтальпия питательной воды $i_{пв} = 950$ кДж/кг; энтальпия возвращаемого на станцию конденсата $i_{вк} = 500$ кДж/кг; доля возвращаемого конденсата $\varphi_{вк} = 1$.

Исходные данные:

<i>Наименование показателей</i>	<i>Варианты</i>		
	1	2	3
Электрическая мощность турбины, N_s , МВт	60	80	135
Давление пара в производственном отборе, p_{np} , МПа	1,0	1,2	1,4
Количество пара, отпускаемого из производственного отбора, D_{np} , т/ч	120	160	270

Решение примера 2

Расход пара на турбину определяется по формуле:

$$D_t = \beta_p \cdot \left(\frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot N_s}{H_i \cdot \eta_{эм}} + y_{np} \cdot D_{np} \right), \quad (1)$$

где H_i – использованный в турбине перепад конденсационного потока пара;
 y_{np} – коэффициент недовыработки мощности паром производственного отбора.

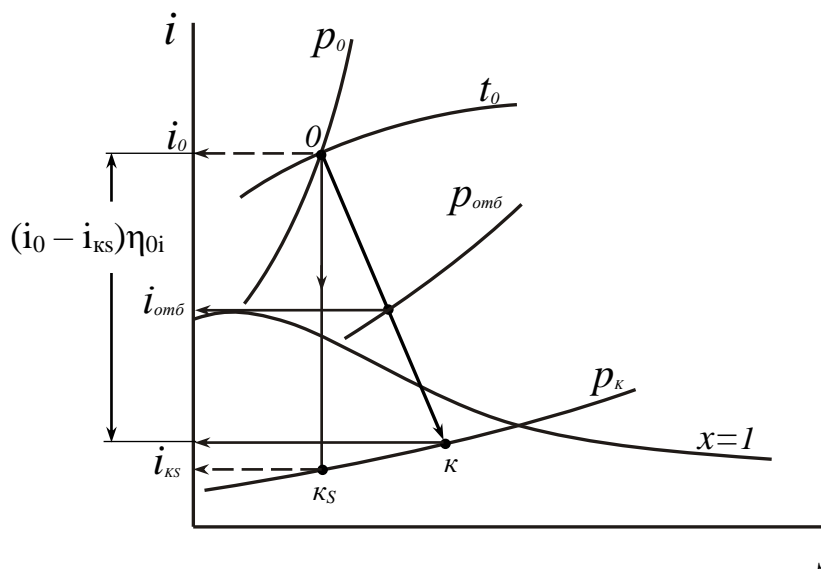
Коэффициент регенерации β_p учитывает увеличение расхода пара на турбину для сохранения мощности турбины при открытом производственном отборе пара.

Использованный в турбине теплоперепад H_i определяется методом построения процесса расширения пара на i s-диаграмме по формуле:

$$H_i = (i_0 - i_{KS}) \cdot \eta_{oi}, \quad (2)$$

где i_0 – энтальпия пара перед турбиной (в начале расширения), по i s-диаграмме $i_0 = 3460$ кДж/кг;

i_{KS} – энтальпия пара в конце изоэнтропного расширения до давления в конденсаторе турбины, по i s-диаграмме $i_{KS} = 1900$ кДж/кг.



Использованный в турбине теплоперепад составил $H_i = 1526$ кДж/кг.

Коэффициент недовыработки мощности паром промышленного отбора y_{np} определяется выражением:

$$y_{np} = \frac{i_{np} - i_k}{i_0 - i_k}, \quad (3)$$

где i_{np} , i_k – энтальпии пара, соответственно, в промышленном отборе и пара поступающего в конденсатор.

Энтальпия пара в промышленном отборе i_{np} определяется пересечением линии расширения пара в турбине ОК на i s-диаграмме с изобарой промышленного отбора пара p_{np} . Результаты расчета:

Показатели	Формулы для расчета	Варианты		
		1	2	3
i_{np} , кДж/кг	По i s-диаграмме	3018	3045	3070
y_{np} , доли ед	3	0,576	0,597	0,615
D_r , т/ч	1	270,66	364,63	621,17

Удельная выработка электроэнергии на внешнем тепловом потреблении определяется отношением:

$$\bar{\varepsilon}_m = \frac{\varepsilon_m^{np}}{Q_m^{np}}, \quad (4)$$

где ε_m^{np} – количество электроэнергии, вырабатываемой паром из промышленного отбора турбины: $\varepsilon_m^{np} = D_{np} \cdot (i_0 - i_{np}) \cdot \eta_{эм}$;

Q_m^{np} – количество теплоты, отданной внешним потребителям через промышленный отбор пара: $Q_m^{np} = D_{np}(i_{np} - \phi_{вк} i_{вк})$.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, представленная как отношение разности энтальпий, получается в безразмерном виде:

$$\bar{\varepsilon}_m = \frac{i_0 - i_{np}}{i_{np} - \phi_{вк} \cdot i_{вк}} \cdot \eta_{эм}. \quad (5)$$

Для получения размерности следует использовать коэффициент $10^6/3600 = 278 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{ГДж}$:

$$\bar{\varepsilon}_m = 278 \frac{i_0 - i_{np}}{i_{np} - \phi_{вк} \cdot i_{вк}} \cdot \eta_{эм}. \quad (6)$$

Результат расчета:

Показатель	Формула для расчета	Варианты		
		1	2	3
$\bar{\varepsilon}_m, \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{ГДж}$	6	60,8	57,3	54,1

Увеличение доли выработки электроэнергии на тепловом потреблении от общей ее выработки сокращает конденсационную выработку электроэнергии и, соответственно, повышает экономичность электростанции за счет уменьшения потерь теплоты в конденсаторе. Численные значения $\bar{\varepsilon}_m$ обычно находятся в пределах $50 \div 180 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{ГДж}$, возрастая с повышением начальных параметров пара и понижением параметров пара в отборах (6).

При раздельном отпуске тепловой и электрической энергии пар внешним потребителям отпускается непосредственно из котельной ТЭЦ. Это потребует увеличения расхода пара с котельной ($\Delta D'_k$) в количестве эквивалентном по теплоте расходу пара через производственный отбор:

$$\Delta D'_{кот} \cdot (i_0 - i_{вк}) = D_{np} (i_{np} - i_{вк}),$$

$$\Delta D'_{кот} = \frac{i_{np} - i_{вк}}{i_0 - i_{вк}} D_{np}. \quad (7)$$

Отношение разности энтальпий в выражении (7) показывает, во сколько раз увеличение расхода пара из котельной меньше расхода пара из отбора

турбины для получения одного и того же количества отпускаемой внешним потребителям теплоты (пар из котельной имеет более высокий потенциал, чем отборный пар из турбины).

Вместе с этим, при раздельном отпуске тепловой и электрической энергий и сохранении турбогенератором прежней выработки электроэнергии уменьшается расход пара из котельной $\Delta D_{\kappa}''$ на турбину, т.к. в турбине отключается промышленный отбор и ранее отбираемый пар в полной мере срабатывает свой потенциал в конденсационном потоке:

$$\Delta D_{\text{кот}}'' \cdot (i_0 - i_{\kappa}) = D_{\text{тр}} (i_{\text{тр}} - i_{\kappa}),$$

$$\Delta D_{\text{кот}}'' = \frac{i_{\text{тр}} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}} D_{\text{тр}}. \quad (8)$$

В целом увеличение выработки пара в котельной ТЭЦ вследствие раздельного отпуска тепловой и электрической энергий определяется разностью:

$$\Delta D_{\text{кот}} = \Delta D_{\kappa}' - \Delta D_{\kappa}'',$$

$$\Delta D_{\text{кот}} = \frac{i_{\text{тр}} - i_{\text{вк}}}{i_0 - i_{\text{вк}}} D_{\text{тр}} - \frac{i_{\text{тр}} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}} D_{\text{тр}},$$

$$\Delta D_{\text{кот}} = \left(\frac{i_{\text{тр}} - i_{\text{вк}}}{i_0 - i_{\text{вк}}} - y_{\text{тр}} \right) D_{\text{тр}}. \quad (9)$$

Результат расчета:

Показатель	Формула для расчета	Варианты		
		1	2	3
$\Delta D_{\text{кот}}, \text{ т/ч}$	9	28,96	36,76	59,14

Комбинированный отпуск тепловой и электрической энергий внешним потребителям по сравнению с раздельным исключает перерасход пара с котельной $\Delta D_{\text{кот}}$, что приводит к соответствующей экономии условного топлива:

$$\Delta B_{\text{у.т.}} = \frac{\Delta D_{\kappa} (i_0 - i_{\text{нг}})}{29,31 \cdot 10^3 \cdot \eta_{\text{кот}}}, \quad (10)$$

где $29,31$ – теплота сгорания условного топлива, Мдж/кг .

Результат расчета:

Показатель	Формула для расчета	Варианты		
		1	2	3
$\Delta B_{\text{у.т.}}, \text{ т/ч}$	10	2,92	3,71	5,96

Пример 3

Аварийная ситуация на ТЭЦ металлургического предприятия, связанная с нарушением герметизации группы подогревателей высокого давления (ПВД), привела к снижению температуры питательной воды перед котлом. Определить перерасход топлива вследствие аварийного отключения ПВД и разработать мероприятия по компенсации потерь топлива за счет использования вторичных энергоресурсов. Расчеты выполнить, используя данные таблицы с учетом того, что начальные параметры пара (давление, температура) $p_0 = 12,7 \text{ МПа}$, $t_0 = 540^\circ\text{C}$; температура питательной воды до и после отключения ПВД $t'_{нв} = 230^\circ\text{C}$ и $t''_{нв} = 165^\circ\text{C}$; давление пара в отопительном отборе $p_{от} = 0,2 \text{ МПа}$; давление и энтальпия пара в конденсаторе турбины $p_k = 5 \text{ кПа}$, $i_k = 2230 \text{ кДж/кг}$; давление и расходы сухого насыщенного пара КУ и СИО соответствуют параметрам пара в отборах; к.п.д. котельной установки $\eta_{кот} = 0,90$; к.п.д. теплового потока $\eta_{т.п.} = 0,98$; энтальпия добавочной воды $i_{дон} = 100 \text{ кДж/кг}$, время работы технологических печей в течение года $\tau_n = 4500 \text{ ч}$.

Исходные данные:

Наименование показателей	Варианты		
	1	2	3
Электрическая мощность турбины, $N_{Э}$, МВт	50	60	135
Расход питательной воды через ПВД, $D_{ПВ}$, кг/с	95	125	205
Давление пара в промышленном отборе, $P_{ПР}$, МПа	1,2	1,4	1,6
Расход пара в промышленном отборе, $D_{ПР}$, кг/с	35	50	90
Расход пара в отопительном отборе, $D_{ОТ}$, кг/с	25	30	60

Решение примера 3

Перерасход топлива из-за отключения ПВД определяется при условии, что мощность турбоустановки остается неизменной.

Компенсация перерасхода осуществляется за счет использования пара котлов-утилизаторов (КУ) и пара систем испарительного охлаждения (СИО) технологических печей. Пар КУ и СИО подают внешним потребителям вместо теплофикационного отбора пара. Это позволяет уменьшить поток пара через регулируемые теплофикационные отборы турбины, увеличить в ней конденсационный поток пара и сохранить мощность турбины на прежнем уровне без перерасхода топлива, сжигаемого в котле.

Вычисление перерасхода топлива

Количество теплоты, передаваемое питательной воде в ПВД, определяется выражением:

$$Q_{ПВД} = D_{ПВ} \cdot c_p \cdot (t'_{нс} - t''_{нс}) \cdot 10^{-3}, \text{ МВт}, \quad (1)$$

где c_p – средняя изобарная теплоемкость в интервале температур $t'_{нс} \div t''_{нс}$,
 $c_p = 4,51 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$.

Параметры пара в отборах на ПВД и деаэратор принимается для турбины типа «ПТ» по данным, приведенным в [5]: $p_{ПВД} = 3,30 \text{ МПа}$, $i_{ПВД} = 3190 \text{ кДж/кг}$, $p_{ДА} = 1,47 \text{ МПа}$, $i_{ДА} = 3010 \text{ кДж/кг}$. Расчеты выполняются для параметров пара верхнего ПВД, определяющего температуру питательной воды на входе в котел.

Коэффициент недовыработки мощности y_N и ценности теплоты ζ для отборов пара на ПВД и деаэратор определяются выражениями:

$$y_{ПВД} = \frac{i_{ПВД} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}}; \quad (2)$$

$$y_{ДА} = \frac{i_{ДА} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}}; \quad (3)$$

$$\zeta_{ПВД} = y_{ПВД} \cdot [1 + k_c \cdot (1 - y_{ПВД})]; \quad (4)$$

$$\zeta_{ДА} = y_{ДА} \cdot [1 + k_c \cdot (1 - y_{ДА})], \quad (5)$$

где i_0 – энтальпия свежего пара, определяемая по is-диаграмме или по таблицам свойств водяного пара;

k_c – коэффициент тепловой схемы, определяемый выражением:

$$k_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{i'_0 - i'_{\kappa}}{i_0 - i'_0}, \quad (6)$$

здесь i'_0, i'_{κ} – энтальпия кипящей воды при начальном давлении пара p_0 и энтальпия конденсата при давлении в конденсаторе p_{κ} , определяемые по таблицам свойств водяного пара.

Расход пара на ПВД определяется выражением:

$$D_{ПВД} = \frac{10^3 \cdot Q_{ПВД}}{i_{ПВД} - i'_{ПВД}}, \quad (7)$$

где $i'_{ПВД}$ – энтальпия конденсата пара регенеративного отбора на ПВД при давлении $p_{ПВД}$, определяемая по таблицам свойств водяного пара (потерей давления пара при его транспортировке от отбора до ПВД пренебрегаем).

Количество теплоты, которое вносит сливаемый из ПВД конденсат в деаэратор, определяется уравнением:

$$Q_{\text{конд}} = D_{\text{ПВД}} \cdot (i'_{\text{ПВД}} - i'_{\text{ДА}}), \quad (8)$$

где $i'_{\text{ДА}}$ – энтальпия питательной воды в деаэраторе в соответствии с давлением в деаэраторе $P_{\text{ДА}}$, определяемая по таблицам свойств водяного пара для деаэратора повышенного давления $p_{\text{ДА}} = 0,7 \text{ МПа}$.

При отключении ПВД соответствующий подогрев питательной воды будет производиться в экономайзере котла за счет теплоты сжигаемого в котле топлива. Коэффициент ценности теплоты котельного топлива $\xi_{\text{кот}} = 1$, что больше, чем коэффициент ценности теплоты пара из отбора на ПВД: $\xi_{\text{ПВД}} < 1$. Использование для подогрева питательной воды более ценной теплоты вызовет перерасход топлива.

Вместе с тем поток конденсата из ПВД не будет поступать в деаэратор, что потребует увеличения отбора менее ценного пара на деаэратор взамен отбора пара на ПВД ($\xi_{\text{ДА}} < \xi_{\text{пвод}}$) и даст небольшую экономию теплоты.

В целом перерасход теплоты при отключении ПВД составит:

$$\Delta Q_{\text{к}} = [(\xi_{\text{кот}} - \xi_{\text{ПВД}}) \cdot Q_{\text{ПВД}} - (\xi_{\text{ПВД}} - \xi_{\text{ДА}}) \cdot Q_{\text{ПВД}}] \cdot 10^{-3}. \quad (9)$$

Перерасход топлива в результате отключения ПВД составит:

$$\Delta B_{\text{кот}} = \frac{\Delta Q_{\text{к}}}{Q_{\text{у.т.}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{мп}}}, \quad (10)$$

где $Q_{\text{у.т.}}$ – теплота сгорания условного топлива, $Q_{\text{у.т.}} = 29,31 \text{ МДж/кг}$.

Результаты расчета:

Показатели	Формулы для расчета	Варианты		
		1	2	3
1	2	3	4	5
$D_{\text{ПВД}}, \text{ кг/с}$	Из задания	95	125	205
$Q_{\text{ПВД}}, \text{ МВт}$	1	27,85	36,64	60,10
$p_{\text{ПВД}}, \text{ МПа}$	Л.[5]	3,30	3,30	3,30
$i_{\text{пвод}}, \text{ кДж/кг}$	Л.[5]	3190	3190	3190
$i_{\text{к}}, \text{ кДж/кг}$	Из задания	2230	2230	2230
$i_{\text{о}}, \text{ кДж/кг}$	По is-диаграмме	3580	3580	3580
$u_{\text{ПВД}}$	2	0,711	0,711	0,711
$i_{\text{ДА}}, \text{ кДж/кг}$	Л.[5]	3010	3010	3010

Продолжение результатов расчета

1	2	3	4	5
уДА	3	0,578	0,578	0,578
$i'_{\text{о}}, \text{кДж/кг}$	По таблицам водяного пара	1521	1521	1521
$i'_{\text{к}}, \text{кДж/кг}$	По таблицам водяного пара	137,8	137,8	137,8
k_c	6	0,336	0,336	0,336
$\xi_{\text{ПВД}}$	4	0,78	0,78	0,78
$\xi_{\text{ДА}}$	5	0,66	0,66	0,66
$i'_{\text{ПВД}}, \text{кДж/кг}$	По таблицам водяного пара	1034	1034	1034
$D_{\text{ПВД}}, \text{кг/с}$	7	12,92	16,99	27,87
$i'_{\text{ДА}}, \text{кДж/кг}$	По таблицам водяного пара	697	697	697
$Q_{\text{конд}}, \text{кВт}$	8	4353	5728	9393
$\Delta Q_{\text{к}}, \text{МВт}$	9	6,120	8,053	13,207
$\Delta B_{\text{кот}}, \text{кг.у.т./с}$	10	0,2368	0,3116	0,5111

Компенсация перерасхода топлива на ТЭЦ вследствие отключения ПВД возможна за счет использования пара вторичных энергоресурсов, который ранее использовался недостаточно эффективно. Мероприятия, компенсирующие перерасход топлива, заключаются в сооружении паропроводов пара КУ и СИО от производственных цехов, где технологические печи оборудованы КУ и СИО, до ТЭЦ. Причем 60% перерасхода топлива предполагается компенсировать подачей пара КУ в систему промышленного отбора турбины, а 40% подачей пара СИО в систему отопительных отборов, что соответствует соотношению расходов пара в регулируемых теплофикационных отборах для турбин типа «ПТ» [6], а также соответствует соотношению расходов пара отборов по заданию.

Компенсация перерасхода пара составит:

- от использования пара КУ

$$\Delta B_{\text{КУ}} = 0.6 \cdot \Delta B_{\text{кот}} ; \quad (11)$$

- от использования пара СИО:

$$\Delta B_{\text{СИО}} = 0.4 \cdot \Delta B_{\text{кот}} . \quad (12)$$

Экономия теплоты от подачи утилизационного пара в системы теплофикационных отборов турбины в соответствии с распределением компенсации перерасхода топлива составит:

$$\Delta Q_{\text{КУ}} = \Delta B_{\text{КУ}} \cdot Q_{\text{у.т.}} \cdot \eta_{\text{кот}} \cdot \eta_{\text{м.п.}} ; \quad (13)$$

$$\Delta Q_{СИО} = \Delta B_{СИО} \cdot Q_{y.m.} \cdot \eta_{кот} \cdot \eta_{m.n.} \cdot \quad (14)$$

Расход теплоты и массы утилизационного пара составит:

$$\Delta Q_{KV} = \frac{\Delta Q_{KV}}{\xi_{ПП}}; \quad \Delta Q_{СИО} = \frac{\Delta Q_{СИО}}{\xi_{ПП}}; \quad (15, 16)$$

$$D_{KV} = 10^3 \cdot Q_{KV} / (i_{np} - i'_{об}); \quad (17)$$

$$D_{СИО} = 10^3 \cdot Q_{СИО} / (i_{om} - i'_{об}). \quad (18)$$

В соответствии с заданием параметры пара КУ и СИО совпадают с параметрами пара промышленного и отопительного отборов, соответственно. Причем утилизационный пар и пар отборов в расчетах принимается как сухой насыщенный.

Коэффициенты недовыработки мощности и ценности пара отборов определяются выражениями:

$$y_{np} = \frac{i_{np} - i_k}{i_0 - i_k}; \quad (19)$$

$$y_{om} = \frac{i_{om} - i_k}{i_0 - i_k}; \quad (20)$$

$$\xi_{np} = y_{np} [1 + k_c \cdot (1 - y_{np})]; \quad (21)$$

$$\xi_{om} = y_{om} [1 + k_c \cdot (1 - y_{om})], \quad (22)$$

где i_{np} , i_{om} – энтальпии пара промышленного и отопительного отборов, определяется давлением пара в отборах по таблицам свойств водяного пара для сухого насыщенного пара.

В результате подачи утилизационного пара в систему промышленных и отопительных отборов в количестве D_{KV} и $D_{СИО}$ расходы пара через отборы уменьшаются и составят:

$$D'_{np} = D_{np} - D_{KV}; \quad (23)$$

$$D'_{om} = D_{om} - D_{СИО}. \quad (24)$$

Результаты расчета:

Показатели	Формулы для расчета	Варианты		
		1	2	3
1	2	3	4	5
ΔB_{KV} , кг.у.т./с	(11)	0,1421	0,1870	0,3066
$\Delta B_{СИО}$, кг.у.т./с	(12)	0,0947	0,1247	0,2044
Q_{KV} , МВт	(13)	3,672	4,812	7,924

Продолжение результатов расчета

1	2	3	4	5
$Q_{сн0}, МВт$	(14)	2,448	3,221	5,283
$i_{пр}, кДж/кг$	По таблицам водяного пара	2783	2788	2792
$у_{пр}$	(19)	0,410	0,413	0,416
$\xi_{пр}$	(21)	0,491	0,495	0,498
$i_{от}, кДж/кг$	По таблицам водяного пара	2707	2707	2707
$у_{от}$	(20)	0,353	0,353	0,353
$\xi_{от}$	(22)	0,43	0,43	0,43
$Q_{кв}, МВт$	(15)	7,481	9,766	15,915
$Q_{сн0}, МВт$	(16)	4,987	6,510	10,700
$D_{кв}, кг/с$	(17)	2,788	3,633	5,912
$D_{сн0}, кг/с$	(18)	1,913	2,497	4,070
$D'_{пр}, кг/с$	(23)	32,212	46,367	84,088
$D'_{от}, кг/с$	(24)	23,087	27,502	55,930

ЛИТЕРАТУРА

1. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
2. Гиршфельд В.Я., Морозов Г.Н. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 224 с.
3. Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров Д.П. Тепловые электрические станции. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 446 с.
4. Промышленные тепловые электростанции: Учебник для вузов / М.И. Баженов, А.С. Богородский, Б.В. Сазанов, В.Н. Юренев; под. ред. Е.Я. Соколова – 2-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1979. – 296 с.: ил.
5. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов – 7-е изд., стереот. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472 с.: ил.
6. Сборник задач по курсу «Промышленные тепловые электростанции». Учебное пособие для вузов / М.И. Баженов, А.С. Богородский. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 128 с.: ил.

Навчальне видання

Гічов Юрій Олександрович

**ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ
ТА ПРОБЛЕМИ ПЕРЕТВОРЕННЯ
ЕНЕРГІЇ
Частина I**

Навчальний посібник

Тем. план. 2017, поз. 299

Підписано до друку 19.04.2017 р. Формат 60×84 1/16. Папір друк. Друк плоский.
Облік.-вид. арк. 3,52. Умов. друк. арк. 3,48. Тираж 100 пр. Замовлення № 63

Національна металургійна академія України
49600, м. Дніпро-5, пр. Гагаріна, 4

Редакційно-видавничий відділ НМетАУ