

621.3
К30

2737



Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Тепловые электрические станции»

А.Д. Качан
С.А. Качан

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ НА ТЭС

Учебное пособие

Минск 2005

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Тепловые электрические станции»

А.Д. Качан

С.А. Качан

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ
НА ТЭС

Учебное пособие

Рекомендовано редакционно-издательским советом для студентов
специальности 1–43 01 04 «Тепловые электрические станции»
Белорусского национального технического университета

Минск 2005

УДК 621.311.22.002.5:621.165.003.13(075.8)

~~ББК 31.37я7~~

К 30

Рецензенты:

В.К. Судиловский, П.Н. Кнотько

Качан А.Д.

К 30 Анализ эффективности топливоиспользования на ТЭС.:
Учебное пособие / А.Д. Качан, С.А. Качан. – Мн.: БНТУ, 2005. – 158 с.

ISBN 985-479-203-X

В пособии освещены основные положения действующей системы анализа эффективности топливоиспользования на ТЭС, потребляющих органическое топливо. В нем описаны энергетические характеристики основного оборудования: паровых турбин и котлоагрегатов, изложен порядок расчета удельных расходов топлива на отпуск электроэнергии и теплоты и анализа перерасходов топлива на ТЭС. В пособии также даются особенности расчета и анализа показателей газотурбинных и парогазовых установок.

Пособие предназначено для студентов дневного и вечернего отделений, обучающихся по специальности 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции».

УДК 621.311.22.002.5:621.165.003.13(075.8)

ББК 31.37я7

ISBN 985-479-203-X

© Качан А.Д., Качан С.А., 2005

© БНТУ, 2005

Введение

Действующая система определения эффективности топливоиспользования на ТЭС основана на нормировании и анализе удельных расходов топлива (УРТ) на отпуск электроэнергии и теплоты.

Она была введена около 20 лет назад. До этого времени удельный расход топлива на отпуск электроэнергии от ТЭС был плановым показателем и являлся основным из факторов для стимулирования (премирования) персонала станций. Однако при этом, исходя из необходимости минимизации удельного расхода топлива на отпуск электроэнергии, ТЭЦ не были заинтересованы в работе по электрическому графику нагрузок, даже если это было выгодно или необходимо для энергосистемы. В результате в энергосистеме создавался искусственный дефицит мощности, оцениваемый в масштабах бывшего СССР на уровне 20 млн. кВт, что приводило в ряде случаев к существенному снижению частоты, как основного показателя качества отпускаемой электроэнергии.

При переходе к ныне действующей системе анализа показателей топливоиспользования УРТ на отпуск электроэнергии и теплоты стали расчетными показателями, а в качестве главного стимулирующего показателя для оценки эффективности работы ТЭС была введена рабочая мощность, т. е. выполнение станциями заданного графика выдачи электрической мощности.

Нормируемые величины УРТ на отпуск электроэнергии и теплоты в настоящее время находятся с использованием нормативных энергетических характеристик (НЭХ) оборудования ТЭС. Сопоставление их с фактическими значениями УРТ служит для оценки технического уровня и качества эксплуатации станции. При этом расчет нормативных УРТ производится за различные периоды эксплуатации энергоисточников (в первую очередь за прошедший месяц) при фактически сложившемся составе работающего оборудования и режимах его загрузки.

В основу расчета нормативных УРТ в действующей в настоящее время системе анализа показателей топливоиспользования положен физический метод разделения топливных затрат на ТЭЦ. Применительно к нему и построены НЭХ теплофикационных турбоустановок.

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДЕЙСТВУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ АНАЛИЗА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ

1.1. Задачи анализа эффективности топливоиспользования на ТЭС и требования, предъявляемые к нему

Расчет и анализ удельных расходов топлива на ТЭС решает следующие задачи.

1. Основным является определение реальной тепловой экономичности и технического уровня эксплуатации ТЭС при существующих режимах работы.

С этой целью фактические величины удельных расходов топлива на отпуск электроэнергии и теплоты сопоставляются с нормативными их значениями. Нормативные УРТ определяются с использованием разработанных нормативных энергетических характеристик оборудования по действующей методике расчета и анализа УРТ на ТЭС [1 – 6].

2. Не менее важным является также выявление резервов тепловой экономичности, т.е. причин, вызывающих перерасходы топлива, и их анализ для своевременного устранения факторов, снижающих экономичность работы станций.

С этой целью могут приниматься решения по изменению режима работы оборудования, проведению профилактических работ, изменению структуры технологической схемы и другие мероприятия.

Для решения указанных задач расчет и анализ нормативных и фактических показателей должен удовлетворять следующим требованиям.

1. Оперативность анализа показателей топливоиспользования.

В настоящее время станции выдают результаты анализа за месячный период. Для своевременного устранения причин, снижающих экономичность ТЭС и котельных, это большой срок. Кроме того, расчет нормативных показателей по среднемесячным параметрам работы станций не может быть точным, потому что между нагрузкой и экономичностью оборудования зависимость не линейная. С учетом сказанного следует переходить к более оперативному, в

пределе к посменному, расчету удельных расходов топлива. Это возможно только с использованием ЭВМ.

2. Глубина анализа влияющих факторов, т.е. учет максимально большего их числа.

В существующих методических указаниях объем анализируемых факторов определен. Однако эти факторы не всегда анализируются в полной мере.

Например, зачастую не рассматривается влияние технического состояния сетевых подогревателей, которое может существенно сказаться на величине удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении при отпуске теплоты с горячей водой от ТЭЦ.

Как правило, отсутствует также анализ состояния градирен, которое является внутренним фактором и влияет на температуру охлаждающей воды, а значит, давление пара в конденсаторах турбин.

3. Достоверность анализа показателя топливоиспользования определяется точностью используемых энергетических характеристик (ЭХ) и физической строгостью применяемых методик расчета показателей тепловой экономичности ТЭС.

4. Расчет нормативных показателей должен производиться для оптимальных режимов работы оборудования.

Это требование, как правило, в настоящее время не выполняется, так как расчеты производятся для фактических нагрузок агрегатов и режимов работы ТЭС, которые могут быть не оптимальными.

При введении новой методики анализа показателей топливоиспользования задача оптимизации режимов предусматривалась. На электрических станциях, в первую очередь на ТЭЦ, должны были быть построены графики УРТ для наиболее характерных режимов и нагрузок оборудования в различные, наиболее характерные, периоды работы станций. К этим графикам должны были прилагаться диаграммы загрузок (режимные карты) основного оборудования, на основании которых следовало выбирать текущие режимы работы агрегатов. Однако в связи с распадом СССР эта задача не была выполнена.

В настоящее время в Беларуси, в связи с увеличением внимания к экономии топливно-энергетических ресурсов, проводятся работы по внутростанционной оптимизации режимов ТЭС и распределению нагрузок между станциями в энергосистеме. Однако в любом случае заранее (без учета конкретных условий работы) оптимизировать режимы работы ТЭЦ можно только с большим приближением.

1.2. Порядок разработки, согласования и пересмотра нормативно-технической документации

В соответствии с существующим Положением [1] нормативно-технические документы должны быть разработаны для всех ТЭС и котельных.

При этом используются следующие **термины и определения** [1].

1. *Энергетическая характеристика оборудования* – это комплекс зависимостей технико-экономических показателей его работы (в абсолютном или относительном исчислении) от нагрузки при оптимальных режимах работы, принятой тепловой схеме, фиксированных значениях внешних факторов, а также состояния оборудования и уровня его эксплуатации.

ЭХ включает в себя расчеты показателей (или алгоритм) и систему поправок к отдельным показателям на изменение значений внешних факторов, отражает реально достижимую экономичность работы оборудования при названных условиях и является технической базой нормирования.

2. *Внешние факторы* – это объективные факторы, влияющие на экономичность работы оборудования, значения которых не зависят от персонала энергопредприятия:

- качество и вид используемого топлива;
- температура наружного воздуха $t_{нв}$;
- расход $G_{св}$ и температура обратной сетевой воды $t_{ос}$;

- давление пара в производственных отборах p_n или противодействие $p_{пр}$ турбин;
- температура и количество возвращаемого с производства конденсата;
- температура охлаждающей воды для ТЭС, работающих без градирен (для случая систем технического водоснабжения с градирнями температура охлаждающей воды зависит от состояния градирен и поэтому является внутренним фактором) и др.

3. **Внутренние факторы** – это факторы и параметры, величина которых и степень влияния на экономичность зависят от деятельности персонала станции:

- начальные параметры пара: давление p_0 и температура t_0 ;
- параметры промперегрева: $p_{пр}$, $t_{пр}$;
- конечное давление в конденсаторе p_k ;
- температурные напоры в конденсаторах, сетевых подогревателях и других теплообменниках;
- присосы воздуха в конденсатор;
- температура уходящих газов $t_{ух}$;
- избыток воздуха в уходящих газах $\alpha_{ух}$;
- присосы воздуха в тракте котлоагрегата;
- расход электроэнергии на собственные нужды и др.

Некоторые внутренние факторы для ТЭС в целом являются внешними для отдельного оборудования. Например, температура питательной воды является внешним фактором для энергетических котлов, но внутренним для турбин, поскольку зависит от состояния ПВД (в первую очередь верхнего).

4. **Фиксированные условия** – номинальные значения ряда параметров и наиболее вероятные величины внешних факторов, принятые при расчете и построении энергетических характеристик оборудования.

5. **Исходно-номинальное значение технико-экономического показателя** – значение показателя, определенное по действующим нормативным

энергетическим характеристикам при фиксированных значениях внешних факторов.

6. *Номинальное значение технико-экономического показателя* – значение показателя, полученное путем введения к его исходно-номинальной величине поправок на отклонение фактических значений внешних факторов от фиксированных.

7. *Номинальный удельный расход топлива* на отпуск электроэнергии и (или) теплоты – это реально достижимый УРТ при фактических условиях работы станции.

8. *Нормативный удельный расход топлива* – максимально допустимая технически обоснованная мера потребления топлива на единицу отпущенной тепловой или электрической энергии при фактических режимах работы оборудования и фактических значениях внешних факторов в отчетном периоде. По его величине оценивается технический уровень эксплуатации оборудования ТЭС.

В общем случае:

$$b_{\text{нор}} = b_{\text{ном}} \left[1 + K_p (1 - \mu_p) \right], \quad (1.1)$$

где K_p – коэффициент резерва тепловой экономичности;

μ_p – степень использования в текущем году резерва тепловой экономичности.

9. *Резерв тепловой экономичности оборудования* – максимальный уровень снижения удельных расходов топлива, который может быть достигнут за счет ликвидации недостатков проекта, изготовления и монтажа оборудования, его эксплуатационного и ремонтного обслуживания. Определяется как разность между фактическим $b_{\text{факт}}$ и номинальным $b_{\text{ном}}$ значениями УРТ на момент разработки (пересмотра) нормативно-технических документов по топливоиспользованию.

10. *Коэффициент резерва тепловой экономичности* - резерв тепловой экономичности в долях от номинального удельного расхода топлива (определяется на основе анализа показателей предыдущего года):

$$K_p = \frac{b_{\text{факт}} - b_{\text{ном}}}{b_{\text{ном}}} \quad (1.2)$$

11. *Степень использования резерва тепловой экономичности* – возможное снижение УРТ за счет осуществления запланированных мероприятий по повышению экономичности оборудования, отнесенное к резерву тепловой экономичности,

$$\mu_p = \frac{\Delta b}{b_{\text{факт}} - b_{\text{ном}}} \quad (1.3)$$

Значения K_p и μ_p устанавливаются в отдельности для тепловой и электрической энергии и утверждается на текущий год. В среднем $K_p^2 \approx 2 \dots 3\%$, $K_p^1 \approx 1\%$, $\mu_p \approx 0,2$.

Использование резерва тепловой экономичности необходимо обеспечивать не только за счет ремонта оборудования, но также за счет новых технологических и режимных решений.

В белорусской энергосистеме обоснование и утверждение величин K_p и μ_p производится с участием группы топливоиспользования ОАО «Белэнерго-ремналадка».

В соответствии с положениями действующей системы анализа топливоиспользования [1] нормативно-техническая документация **разрабатывается** для всех ТЭС и котельных энергосистемы Республики Беларусь либо непосредственно станцией или котельной либо на договорной основе поручается специализированной организации.

Эта документация **согласовывается** с группой топливоиспользования ОАО «Белэнерго» и утверждается руководством концерна «Белэнерго». Для котельных других ведомств нормы удельных расходов топлива устанавливаются через Госкомитет.

Пересмотр нормативно-технической документации производится в следующих случаях [1]:

- при истечении срока действия существующей нормативно-технической документации;
- при переводе котлов на сжигание другого вида топлива;
- при переводе турбин с конденсацией пара на работу в режиме ухудшенного вакуума или противодавления;
- при реконструкции турбин с организацией дополнительного регулируемого отбора или с увеличением отпуска пара из существующих регулируемых отборов;
- при вводе нового или демонтаже фактически изношенного (морально устаревшего) оборудования;
- при наличии существенных и необъяснимых расхождений между фактическими и номинальными значениями показателей (прежде всего, если фактические показатели лучше номинальных; в обратных случаях требуется официальное обоснование);
- при изменении технических ограничений на оборудовании (например, при переходе на новые начальные параметры пара; при снижении технического минимума котлов).

1.3. Требования к содержанию нормативно-технической документации по нормированию и анализу показателей топливоиспользования на ТЭС

Используемая для нормирования и анализа показателей топливоиспользования на ТЭС **нормативно-техническая документация** должна в себя включать [1]:

- утвержденные нормативные энергетические характеристики основного оборудования: котлов и турбоагрегатов;
- графики для нормирования затрат теплоты и электроэнергии на различные собственные нужды;
- пояснительная записка к нормативно-техническим характеристикам;
- графики исходно-номинальных удельных расходов топлива на отпуск электроэнергии и теплоты для характерных режимов данной ТЭС;
- макет (алгоритм) расчета номинальных и нормативных удельных расходов и экономии топлива;
- перечень мероприятий по реализации резервов тепловой экономичности с протоколом их рассмотрения и реализации;
- протоколы согласования и утверждения этих документов экспертной организацией.

При этом к содержанию макета (алгоритма) расчета нормативных удельных расходов и экономии топлива предъявляются следующие требования [1].

Макет расчета, приводимый в составе нормативных материалов, определяет форму и последовательность нахождения нормативных значений основных и промежуточных показателей по каждой подгруппе однотипных агрегатов и каждой группе оборудования, номинальных и нормативных УРТ (НУРТ) по каждому энергоблоку, каждой группе оборудования и электростанции (или котельной) в целом.

Расчет НУРТ производится в соответствии с указанным алгоритмом для фактических режимов отчетного периода.

В зависимости от состава оборудования, особенностей его тепловых схем, режимов работы, вида сжигаемого топлива могут быть разработаны макеты для каждой группы оборудования (группа оборудования – это турбо- и котлоагрегаты с одинаковыми параметрами (давлением) свежего пара вне зависимости от порядка станционных номеров) или один унифицированный макет.

Макет расчета нормативных удельных расходов и экономии топлива должен содержать:

- показатели фактических режимов работы оборудования;
- исходно-номинальные значения основных и промежуточных показателей агрегатов, определенные по НЭХ при фактических средних нагрузках и зафиксированных значениях внешних факторов;
- фактические значения внешних факторов и их отличия от значений, принятых при построении НЭХ;
- значения поправок к основным и промежуточным показателям на отличие значений внешних факторов;
- значения поправок к основным показателям: КПД котлоагрегата η_k и удельному расходу теплоты на выработку электроэнергии q_r , на пуски оборудования;
- номинальные значения основных и промежуточных показателей агрегатов для фактических режимов работы и значений внешних факторов;
- значения коэффициентов резерва тепловой экономичности и степени использования резервов тепловой экономичности;
- номинальные удельные расходы топлива;
- нормативные удельные расходы топлива;
- показатели экономии (или перерасхода) топлива относительно его нормативного расхода.

Для энергоблоков и отдельных групп оборудования с поперечными связями составляются **графики исходно-нормативных удельных расходов топлива**, которые должны соответствовать следующим требованиям [1].

Количество режимов, приводимых на графиках для теплоэлектроцентралей, может быть минимальным, но в их состав обязательно должны входить характерные режимы работы оборудования (во всем диапазоне электрических нагрузок) в летнее и зимнее время.

На графиках исходно-нормативных УРТ указываются [1].

1. Условия, при которых построены графики.

2. Поправки к удельным расходам топлива на изменение внешних факторов (условий).

3. Коэффициент резерва тепловой экономичности на момент пересмотра энергетических характеристик оборудования.

4. Степень использования резерва тепловой экономичности оборудования.

К графикам исходно-нормативных удельных расходов топлива прилагаются таблицы расчетов значений, по которым они построены, а также необходимые пояснения.

1.4. Методические основы разработки НЭХ турбин и котлов

Энергетические характеристики турбо- и котлоагрегатов – это свод материалов в виде графиков, расчетных зависимостей и алгоритмов, необходимых для нормирования и анализа показателей работы установок.

Исходными материалами для разработки нормативных энергетических характеристик могут быть [1, 2]:

- типовые энергетические характеристики турбин, котлоагрегатов и вспомогательного оборудования;
- результаты представительных тепловых испытаний;
- данные заводов-изготовителей.

Типовая энергетическая характеристика – это обобщенная характеристика, построенная на основе представительных испытаний нескольких установок данного типа. Ранее такие характеристики разрабатывал ОРГРЭС.

При разработке НЭХ котлов и турбин необходимо учитывать следующие факторы:

- старение оборудования при длительной эксплуатации;
- отличие тепловой схемы, параметров и условий работы оборудования от условных;

- технически неустранимые дефекты проекта, изготовления и монтажа;
- возможная эффективность проведенных мероприятий по модернизации оборудования (пересмотр НЭХ необходим не более чем через год после внедрения мероприятий);
- точность исходных материалов.

Учет старения оборудования производится за счет ввода соответствующих поправок.

Для турбин с конденсацией пара относительная величина поправки к удельному расходу теплоты на выработку электроэнергии q_T на отработанный ресурс времени составляет [3, 4]:

$$\alpha_{T,K}^{pec} = 0,0085 \cdot \tau_{pec}^T \cdot 10^{-3}, \%, \quad (1.4)$$

где τ_{pec}^T – продолжительность работы турбоагрегата (в часах) на конец отчетного периода от даты составления энергетических характеристик.

Для турбин с противодавлением:

$$\alpha_{T,пр}^{pec} = 0,0025 \cdot \tau_{pec}^T \cdot 10^{-3}, \%. \quad (1.5)$$

Снижение КПД брутто котлоагрегата η_k^{6p} в зависимости от его старения

$$\Delta \eta_k^{pec} = -C \cdot \tau_{pec}^k \cdot 10^{-3}, \%, \quad (1.6)$$

где τ_{pec}^T – продолжительность работы котла (в часах) на конец отчетного периода от даты составления энергетических характеристик;

$C = 0,0055$ – для пылеугольных котлов;

$C = 0,0015$ – для котлов на газе и малосернистом мазуте.

Данная поправка вводится, если оборудование отработало с начала эксплуатации более 35000 часов. Если продолжительность работы от начала эксплуатации, равная 35000 ч, достигается в течение отчетного периода, то вместо $\tau_{\text{рес}}$ принимается значение $(\tau_{\text{ю}} - 35000)$, где $\tau_{\text{ю}}$ – время работы агрегата (в часах) от начала эксплуатации до конца отчетного периода.

Для пиковых водогрейных котлов поправка на отработанный ресурс времени не вводится.

Учет точности исходного материала, использованного при построении ЭХ и отражающего погрешность тепловых испытаний оборудования или конструкторских расчетов, производится при помощи ввода поправок к q_T и $\eta_k^{\text{бр}}$.

Коэффициент, учитывающий точность исходных материалов, в первую очередь вводится с целью ужесточения действующих энергетических характеристик, когда определенные на их основе номинальные удельные расходы топлива на электроэнергию и тепло превышают фактические на 0,4 и 0,2% соответственно [4].

В сторону повышения исходно-номинальных УРТ этот коэффициент вводится в исключительных случаях при предоставлении электростанцией детальных обоснований.

Максимальные значения соответствующих поправок $\alpha_T^{\text{исх}}$ и $\Delta\eta_k^{\text{исх}}$ не должны превышать величин, приведенных в табл. 1.1 [4].

Поправка на неустраняемые дефекты проекта, изготовления и монтажа вводится аналогично.

При определении нормативных значений УРТ при необходимости также вводятся поправки, учитывающие влияние освоения вновь введенного энергооборудования и стабилизации режимов при регулировании графиков электрической нагрузки, а также количества пусков агрегатов по диспетчерскому графику.

Поправка на освоение оборудования, работающего на газе или мазуте, вводится для первых двух лет его эксплуатации. Значения коэффициента $K_{\text{осв}}$, учитывающего относительное увеличение УРТ вследствие пониженной эко-

номичности оборудования, находящегося в стадии освоения, по [4, 5] приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.1

Значения погрешностей определения q_T и $\eta_k^{бр}$ по НЭХ вследствие возможной неточности исходных материалов

№ п/п	Вид исходных материалов	$\alpha_T^{исх}, \%$	$\Delta\eta_k^{исх}, \%$
1	Типовая энергетическая характеристика	+0,9	-0,9
2	Результаты тепловых испытаний	+1,5	-1,5
3	Данные завода-изготовителя	+0,5 β^*	-0,5 β^*

* β – допуск к гарантийным значениям показателя, указанный заводом-изготовителем оборудования, % (можно принимать $\beta \approx 3\%$).

Таблица 1.2

Коэффициенты освоения оборудования к удельному расходу топлива на отпуск электроэнергии (числитель) и теплоты (знаменатель), %

№ п/п	Энергооборудование с давлением свежего пара	Первый год работы		Второй год работы	
		серийное	головное	серийное	головное
1	90 ата и менее	<u>2,0</u>	-	-	-
		1,0			
2	130 ата без промперегрева	<u>3,0</u>	<u>5,0</u>	-	<u>3,0</u>
		1,5	2,5		1,5
3	130 ата с промперегревом	<u>3,0</u>	<u>6,0</u>	<u>2,0</u>	<u>4,0</u>
		1,5	3,0	1,0	2,0
4	240 ата	<u>6,0</u>	<u>10,0</u>	<u>3,0</u>	<u>6,0</u>
		3,0	5,0	1,5	3,0

Величина поправки на стабилизацию режимов (потерь тепла при стабилизации тепловых процессов) зависит от степени неравномерности суточного графика электрической нагрузки, оцениваемой коэффициентом его заполнения [4, 5]:

- для конденсационных турбин

$$K_3 = N_{\text{ср}}/N_{\text{max}}; \quad (1.7)$$

- для теплофикационных турбин

$$K_3 = Q_{\text{к,ср}}^{\text{бр}}/Q_{\text{к,max}}^{\text{бр}}, \quad (1.8)$$

где $N_{\text{ср}}$, N_{max} – средняя и максимальная мощность турбин, МВт;

$Q_{\text{к,ср}}^{\text{бр}}$, $Q_{\text{к,max}}^{\text{бр}}$ – средняя и максимальная тепловая нагрузка котлов, Гкал/ч.

На рис. 1.1 приведены значения коэффициента стабилизации тепловых процессов при работе их на газе и мазуте в зависимости от уровня нагрузки (соотношения максимальной и номинальной ее величины $N_{\text{max}}/N_{\text{ном}}$).

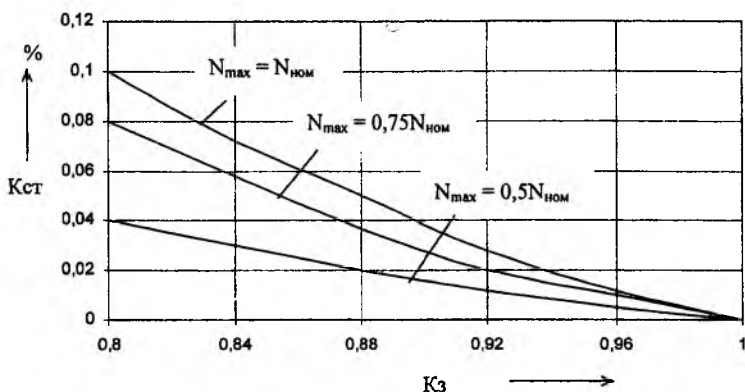


Рис. 1.1. Коэффициент стабилизации тепловых процессов

В табл. 1.3 приведены значения коэффициента допуска на эксплуатационные условия для турбинного $K_{\text{доп}}^{\text{т}}$ и котельного $K_{\text{доп}}^{\text{к}}$ оборудования в зависимости от группы оборудования и вида сжигаемого топлива (для котлоагрегатов).

Коэффициенты допуска на эксплуатационные условия

№ п/п	Группа оборудования	K _{доп} ^т , %	K _{доп} ^к , %		
			вид используемого топлива		
			твердое	мазут	газ
1	Оборудование высокого давления (130...240 ата)	0,8	0,7	0,5	0,3
2	Оборудование на 90 ата	1,1	0,9	0,7	0,5
3	Оборудование на 40 ата и оборудо- вание иностранных фирм	1,4	1,1	0,9	0,7

В результате с учетом всех факторов нормативные значения удельного расхода теплоты брутто на выработку электроэнергии и КПД котлоагрегата составят:

$$q_{т}^{бр} = q_{т,исх}^{бр} \frac{100 + K_{доп}^т \pm \sum \alpha_{тj}}{100}, \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \left(\frac{\text{ккал}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \right); \quad (1.9)$$

$$\eta_{к}^{бр} = \eta_{к,исх}^{бр} - K_{доп}^к \mp \sum \Delta \eta_{kj}, \%, \quad (1.10)$$

где $\alpha_{тj}$, $\Delta \eta_{kj}$ – изменение удельного расхода тепла на турбину [%] и КПД котла брутто [% абс.] вследствие перечисленных выше факторов.

1.5. Способы разделения топливных затрат между электроэнергией и теплотой на ТЭЦ

До последнего времени при анализе эффективности топливоиспользования применялся физический метод разделения топливных затрат на произ-

водство электроэнергии и теплоты. При этом методе на отпуск теплоты относится физически необходимое количество топлива, так что УРТ на отпуск этого вида энергии на ТЭЦ и в котельных оказываются близкими.

В случае отсутствия отпуска теплоты от ПВК и без учета нагрева воды в сетевых насосах удельный расход топлива на отпуск тепловой энергии находится через тепловой эквивалент топлива как

$$b_{\text{тз}}^{\text{отп}} = \frac{34,1 \cdot K_{\text{пот}}}{\eta_{\text{к}}^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{тп}}} \frac{\text{кг у.т.}}{\text{ГДж}} = \frac{143 \cdot K_{\text{пот}}}{\eta_{\text{к}}^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{тп}}} \frac{\text{кг у.т.}}{\text{Гкал}}, \quad (1.11)$$

где $34,1 = 10^6/29300$ – физический эквивалент 1 ГДж теплоты (низшая теплота сгорания условного топлива $Q_{\text{н,у}}^{\text{р}} = 29300$ кДж/(кг у.т.));

$143 = 10^6/7000$ – физический эквивалент 1 Гкал теплоты ($Q_{\text{н,у}}^{\text{р}} = 7000$ ккал/(кг у.т.));

$\eta_{\text{к}}^{\text{н}}$ – КПД нетто котельной установки;

$\eta_{\text{тп}}$ – КПД теплового потока;

$K_{\text{пот}}$ – коэффициент потерь теплоты, связанных с ее отпуском.

Тогда расход топлива, относимый на отпуск электроэнергии, равен

$$B_{\text{з}} = B_{\text{ТЭЦ}} - B_{\text{тз}}. \quad (1.12)$$

При этом

$$B_{\text{з}} = B_{\text{ТЭЦ}} \frac{\mathcal{E}_{\text{отп}}}{\mathcal{E}_{\text{отп}} + Q_{\text{отп}}} = \mathcal{E}_{\text{отп}} \cdot b_{\text{з}}^{\text{отп}}, \quad (1.13)$$

$$B_{\text{тз}} = B_{\text{ТЭЦ}} \frac{Q_{\text{отп}}}{\mathcal{E}_{\text{отп}} + Q_{\text{отп}}} = Q_{\text{отп}} \cdot b_{\text{тз}}^{\text{отп}}, \quad (1.14)$$

где $Q_{\text{отп}}, \mathcal{E}_{\text{отп}}$ – отпуск теплоты и электроэнергии от ТЭЦ;

$B_{\text{ТЭЦ}}$ – расход топлива на ТЭЦ.

Таким образом при физическом методе распределение затрат топлива производится пропорционально потокам вырабатываемой полезной энергии без учета их различного качества, а весь эффект от теплофикации относится на электроэнергию:

$$b_3^{\text{отп}} = \frac{B_3}{\mathcal{E}_{\text{отп}}}. \quad (1.15)$$

Физический метод нагляден, хорошо отработан. Он обеспечивает достаточно строгий анализ влияния факторов, связанных с техническим состоянием оборудования и уровнем его эксплуатации, на превышение расходов топлива на ТЭС против номинальных (или нормативных) их значений и может успешно применяться для внутростанционного анализа эффективности топливоиспользования.

Однако физический метод разделения топливных затрат оказался неприемлемым в топливной политике, поскольку в этом случае удельный расход топлива на ТЭЦ на выработку тепловой энергии получается несколько выше, чем на котельных $b_{\text{тэ}}^{\text{ТЭЦ}} > b_{\text{тэ}}^{\text{кот}}$.

Это объясняется, во-первых, наличием на ТЭЦ дополнительных потребителей собственных нужд и потерь теплоты, связанных с отпуском тепловой энергии, например, конденсатных насосов сетевых подогревателей, потерь теплоты на их наружное охлаждение и др.

Во-вторых, по действующим методикам расчет УРТ в котельных производится без учета затрат электроэнергии на собственные нужды, они учитываются в итоге в себестоимости производства тепловой энергии.

Эти причины, а также наличие системы перекрестного субсидирования льготных потребителей приводили к завышению тарифов на отпуск тепловой

энергии от ТЭЦ, в особенности для промышленных предприятий, участвующих в перекрестном субсидировании.

В результате промышленным предприятиям оказывалось не выгодным получать теплоту от ТЭЦ, что стимулировало строительство ими своих собственных, зачастую не экономичных котельных. В итоге это привело к снижению эффективности теплофикации в Белоруссии и существенной (на уровне одного млн. т у. т. за год) потери экономии топлива за счет комбинированного производства тепловой и электрической энергии на ТЭЦ. Поэтому с 90-х годов прошлого века начались поиски других методов разделения топливных затрат [7 – 10].

Как альтернатива физическому предлагался **эксергетический метод**, при котором распределение затрат топлива производится пропорционально эксергетической ценности теплоты и электроэнергии

$$B_3 = B_{\text{ТЭЦ}} \frac{E_3}{E_3 + E_{\tau_3}}; \quad (1.16)$$

$$B_{\tau_3} = B_{\text{ТЭЦ}} \frac{E_{\tau_3}}{E_3 + E_{\tau_3}}, \quad (1.17)$$

где $E_3 = \mathcal{E}_{\text{отп}}$, $E_{\tau_3} < Q_{\text{отп}}$ – эксергия отпущенной электроэнергии и теплоты от ТЭЦ.

При этом в случае отпуска от ТЭЦ низкопотенциальной теплоты (из отборов или противодавления турбин) расход топлива на ее производство становится существенно ниже, чем в котельных.

Достоинством эксергетического метода является то [7], что при его использовании промышленные предприятия будут заинтересованы в получении теплоты от ТЭЦ, а не в строительстве собственных котельных.

Однако, как отмечается в [9], при этом в энергосистеме могут теряться стимулы к развитию теплофикации, так как при использовании эксергетиче-

ского метода в его чистом виде на ТЭЦ не будет компенсироваться снижение экономичности «привязанной» конденсационной выработки электроэнергии, и стоимость отпуска электрической энергии от ТЭЦ станет выше, чем на замещающих КЭС. По этой причине энергосистеме может стать невыгодным строительство ТЭЦ.

При определенных условиях в случае снижения энергоценности отпускаемой теплоты (уменьшения давления в отборах турбин ТЭЦ) величина УРТ на отпуск электроэнергии $b_3^{\text{отп}}$ при использовании данного метода возрастает. По этой причине, а также ввиду того, что в данном случае, как правило, $b_3^{\text{отп}} > b_{3\text{зм}}$, использование этого показателя в задачах оптимизации режимов ТЭЦ становится не возможным.

Отличающийся от физического метод расчета УРТ на ТЭЦ был предложен в России [3].

Особенностью этого метода является то, что разделение топлива на ТЭЦ производится пропорционально затратам теплоты на выработку электроэнергии и отпуск тепловой энергии внешним потребителям при условии их раздельного производства на данной конкретной ТЭС, т.е. при условии выбора в качестве замещающих установок в альтернативном варианте раздельного производства электроэнергии и теплоты турбин конкретной ТЭЦ.

С этой целью используется коэффициент отнесения затрат топлива на производство электроэнергии, который рассчитывается по формуле:

$$K_3 = \frac{Q_3 + Q_T^{\text{CH}} + \Delta Q_{3(\text{отп})}}{Q_3 + Q_T^{\text{CH}} + \Delta Q_{3(\text{отп})} + Q_{\text{от}}(100 - \alpha_{\text{ПВК}} - \alpha_{\text{нас}} + \alpha_{\text{пот}}) \cdot 10^{-2} + Q_{\text{пер}}}, \quad (1.18)$$

где Q_3 – расход тепла на производство электроэнергии;

Q_T^{CH} – расход тепла на собственные нужды турбогенераторов;

$Q_{\text{от}}$ – отпуск тепла внешним потребителям;

$\alpha_{\text{ПВК}}$, $\alpha_{\text{нас}}$ – доли отпуска тепла, соответственно, от ПВК и за счет нагрева воды в насосах теплофикационной установки;

$Q_{\text{пер}}$ – передача теплоты между группами оборудования;

$\alpha_{\text{пот}}$ – относительная величина потерь, связанных с отпуском тепла от энергетических котлов;

$\Delta Q_{\text{э(отп)}}$ – увеличение расхода тепла на производство электроэнергии при условии отсутствия отпуска тепла внешним потребителям, определяемое с помощью коэффициентов ценности теплоты.

Получаемые при использовании методики [3] значения УРТ хотя и более приемлемы для целей формирования тарифов на электрическую и тепловую энергию, чем в случае применения физического метода разделения топливных затрат, но для целей оптимизации режимов работы оборудования ТЭЦ их использование также затруднительно. Связано это с тем, что УРТ на отпуск электроэнергии на каждой ТЭЦ находится с использованием различного типа турбоустановок, а не по сравнению с единой замещающей КЭС.

Кроме того, при этом сохраняется необходимость в расчете показателей ТЭЦ по физическому методу для определения перерасходов топлива на изменение внутренних факторов эксплуатации турбин, поскольку НЭХ турбоустановок построены по физическому методу распределения расхода теплоты в свежем паре на производство электрической и тепловой энергии.

В настоящее время в РБ для образования тарифов применяется **экономический метод**. В этом случае основная часть эффекта от теплофикации относится на отпуск тепловой энергии. На отпуск электроэнергии относится только та часть эффекта теплофикации, которая необходима для компенсации низко экономичной конденсационной выработки.

При этом удельный расход топлива на отпуск электроэнергии принимается таким же, как на замещающей КЭС, а удельный расход топлива на отпуск теплоты определяется как:

$$b_{\text{тэ}}^{\text{эк}} = b_{\text{тэ}}^{\text{физ}} - \frac{\Delta_{\text{отп}} (b_{\text{зам}} - b_{\text{э}}^{\text{тэц}})}{Q_{\text{отп}}}, \quad (1.19)$$

где $b_{э}^{\text{тэц}}$, $b_{тэ}^{\text{физ}}$ – УРТ на отпуск электроэнергии и теплоты от рассматриваемой ТЭЦ при физическом методе разделения топливных затрат;

$b_{зм}$ – УРТ на отпуск электроэнергии от замещающей станции энергосистемы.

Величиной удельного расхода топлива на отпуск электроэнергии от замещающей ТЭС можно варьировать в зависимости от желаемой степени снижения УРТ на отпуск теплоты.

Этот метод аналогичен методу **вычитания**, применяемому на западе, при котором удельный расход топлива или себестоимость одного из видов энергии назначается, а другой определяется из баланса.

Экономический метод практически идентичен методу эквивалентной КЭС [8], используемому в США, при котором себестоимость электроэнергии на ТЭЦ принимается как на лучшей КЭС энергосистемы. Законом PURPA (Public Utility Regulatory Policies Act), принятом в США еще в 1978 г., предписывается, что энергосистема обязана покупать электроэнергию от ТЭЦ и любых альтернативных источников (таких как ветровые, солнечные, гидравлические) по цене не выше, чем на лучшей КЭС энергосистемы. Этот закон является одним из наиболее успешных в области энергетики США [8].

В настоящее время в республике Беларусь значения удельных расходов топлива на ТЭЦ, найденные с использованием физического метода их нормирования, сохранены в качестве расчетно-отчетных показателей для анализа технического уровня эксплуатации оборудования и выявления перерасходов топлива по внутренним факторам.

Дополнительно в качестве стимулирующего показателя введен УРТ на отпуск теплоты от ТЭЦ $b_{тэ}^{\text{эк}}$, получаемый при экономическом методе разделения топливных затрат.

Планирование этого показателя и проведение мероприятий по его снижению соответствует реализации на ТЭЦ наиболее эффективных (с точки зрения энергосистемы в целом) режимов работы оборудования и технологических и технических энергосберегающих решений.

2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОАГРЕГАТОВ

2.1. Условия построения и состав нормативных энергетических характеристик паровых турбин

Состав и вид энергетических характеристик паровых турбин определяется типом установок.

В общем случае энергетические характеристики турбоагрегатов должны содержать графические зависимости следующих показателей [2]:

- расхода свежего пара на турбоагрегат и удельного расхода тепла брутто на производство электроэнергии – от электрической мощности на выходах генератора и отпуска тепла от конденсатора (при работе с ухудшенным вакуумом или трехступенчатым подогревом сетевой воды), из противодавления и регулируемых отборов (при этом для турбоагрегатов с двухступенчатым подогревом сетевой воды эта зависимость строится как для режима с одно-, так и для режима с двухступенчатым подогревом);
- полного (общего) расхода тепла на турбоагрегаты типов К и Р – от электрической мощности на выходах генератора;
- расхода пара на турбоприводы, внутренней мощности турбоприводов питательного насоса и воздухоудовки, давления среды в их нагнетательных патрубках – от расхода свежего пара на турбоагрегат энергоблока;
- электромеханического КПД (или суммарных потерь мощности в генераторе и подшипниках генератора и турбины) турбоагрегатов типов Р, ПР, Т, ПТ, П – от электрической мощности на выходах генератора;
- температуры питательной воды – от расхода свежего пара на турбоагрегат (для турбин типов П, ПТ, ПР и Р эта зависимость приводится при различных фиксированных значениях давления пара в производственном отборе или противодавлении);
- давления отработавшего пара, температурного напора в конденсаторе – от расхода пара в конденсатор при различных значениях температуры и

- принятом в качестве номинального фиксированном расходе охлаждающей воды (при этом должны быть даны зависимости для определения расхода пара в конденсатор для заданного режима работы турбины);
- удельная выработка электроэнергии по теплофикационному циклу паром, отпускаемым из регулируемых отборов и противодавления – от расхода свежего пара на турбоагрегат, отпуска тепла из регулируемых отборов и давления в них (для турбоагрегатов с двухступенчатым подогревом сетевой воды эта зависимость строится как для режима с одно-, так и для режима с двухступенчатым подогревом);
 - удельного расхода электроэнергии (затрат мощности) на циркуляционные насосы турбоагрегатов, имеющих индивидуальные насосы – от электрической мощности на выводах генератора (для турбоагрегатов с регулируемыми отборами пара – от конденсационной мощности или расхода пара в конденсатор).

При построении зависимостей расхода свежего пара на турбоагрегат и удельного расхода тепла брутто на производство электроэнергии давление отработавшего пара принимается переменным и определяется (нормируется) в зависимости от расхода пара в конденсатор при среднегодовой температуре и принятом в качестве номинального расходе охлаждающей воды.

Для турбин с регулируемыми отборами пара в отдельных случаях допускается принимать постоянное значение давления отработавшего пара, величина которого определяется по нормативной характеристике конденсатора при среднегодовых значениях температуры охлаждающей воды и расхода пара в конденсатор.

Условия построения НЭХ турбин отмечаются на соответствующих графиках или в описательной части энергетических характеристик.

При этом приводятся [2]:

- давление и температура пара перед турбоагрегатом;
- температура пара после промежуточного пароперегревателя;
- потеря давления в тракте промежуточного перегрева;

- температура и расход охлаждающей воды на конденсаторы турбин (или условно принятое постоянное значение давления пара в конденсаторе);
- давление пара в регулируемых отборах (противодавлении) турбины;
- температура обратной сетевой воды (или нагрев ее в сетевых подогревателях);
- энтальпия возвращаемого в систему регенерации конденсата пара регулируемых отборов (противодавления)
- расход и температура питательной воды (для конденсационных турбин);
- соотношение между расходом питательной воды и свежего пара;
- номинальное значение коэффициента мощности $\cos\varphi$ (соотношение активных и реактивных нагрузок турбины) с указанием типа генератора;
- нагрев (повышение энтальпии) воды в питательном насосе;
- температура и место ввода в схему возвращаемого с производства конденсата;
- продолжительность работы с начала эксплуатации или от момента проведения испытаний, по результатам которых построена энергетическая характеристика;
- условия работы питательного турбонасоса, турбовоздуходувки, пар на турбоприводы которых отбирается от турбины;
- номинальное количество воды, впрыскиваемой в промежуточный пароперегреватель;
- давление пара в деаэраторе;
- допуск на эксплуатационные условия и др.

Должна быть также приведена тепловая схема турбоагрегата, отражающая особенности отпуска тепла из нерегулируемых отборов внешним и внутренним потребителям, ввода конденсата пара от потребителей (отборов) и подпиточной воды, схем питания паром деаэраторов, использования выпара деаэраторов и расширителей продувки котлов.

НЭХ строятся при номинальных значениях основных параметров.

При этом:

- номинальные значения давления p_0^n и температуры t_0^n свежего пара перед турбоагрегатом, температуры пара после промежуточного пароперегревателя $t_{\text{пн}}^n$ устанавливаются заводом-изготовителем;
- номинальное давление пара в производственном отборе $p_{\text{п}}^n$ определяется [3] как минимально необходимое, обеспечивающее заданное потребителем давление с учетом номинальных потерь давления в трубопроводах и режима работы турбоагрегата;
- номинальное давление пара в теплофикационных отборах $p_{\text{от}}^n$ определяется исходя из заданной температуры прямой сетевой воды $t_{\text{пс}}$ с учетом температурных напоров сетевых подогревателей $\delta t_{\text{сп}}^n$, определенных по НЭХ, и номинальных потерь давления в трубопроводах $\Delta p_{\text{от}}^n$

$$p_{\text{от}}^n = f(t_{\text{сп}}^{\text{нас}}) + \Delta p_{\text{от}}^n, \quad (2.1)$$

где $t_{\text{сп}}^{\text{нас}} = t_{\text{пс}} + \delta t_{\text{сп}}^n$ – температура насыщения греющего пара в СП;

- номинальное давление пара в конденсаторе $p_{\text{к}}^n$ определяется по НЭХ при оптимальном расходе охлаждающей воды $W_{\text{ос}}^n$ (при оптимальном количестве работающих циркуляционных насосов), паспортной поверхности чистого конденсатора и температуре охлаждающей воды: номинальной $t_{\text{н1}}^n$ для оборотной схемы циркуляционного водоснабжения и фактической – для прямоточных.

При отличии фактических условий работы турбины от принятых при построении НЭХ необходимо вводить соответствующие поправки. При этом если условия определяются внешними факторами, то корректируются нормативные показатели работы, иначе – определяются перерасходы топлива (резервы тепловой экономичности).

2.2. Особенности представления основных энергетических характеристик турбин различного типа

Основной энергетической характеристикой, определяющей экономичность работы турбоагрегата, является зависимость удельного расхода теплоты брутто на выработку электроэнергии q_T от электрической мощности турбины N_T .

Энергетические характеристики паровых турбин в данное время построены по физическому методу, т.е. расход теплоты на выработку электроэнергии теплофикационными установками определяется как

$$Q_s = Q_0 - \Sigma Q_T, \quad (2.2)$$

где Q_0 – расход теплоты в свежем паре на турбину;

$\Sigma Q_T = Q_{от} + Q_{п}$ – суммарная тепловая нагрузка отопительного $Q_{от}$ и производственного $Q_{п}$ отборов.

Расход теплоты на турбоустановку с промперегревом можно найти как

$$Q_0 = G_0 (h_0 - h_{пв}) + G_{пп} \Delta h_{пп}, \quad (2.3)$$

где $G_0, G_{пп}$ – расход пара на турбину и через промежуточный пароперегреватель;

$h_0, h_{пв}$ – энтальпия свежего пара и питательной воды;

$\Delta h_{пп} = h_{пп2} - h_{пп1}$ – разность энтальпий пара на выходе $h_{пп2}$ и входе $h_{пп1}$ во вторичный пароперегреватель.

Для турбины без промперегрева в (2.3) $G_{пп} = 0$.

При этом удельный расход теплоты на выработку электроэнергии $q_T = Q_s / N_T$ учитывает потери в цикле (в конденсаторе) и электромеханические потери.

Для конденсационной турбины [11, 12]

$$q_k^{\text{кЭС}} = \frac{Q_0}{N_T} = \frac{3600}{\eta_i \eta_{oi} \eta_m \eta_r} = \frac{3600}{\eta_s} \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) = \frac{860}{\eta_s} \text{ ккал}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}), \quad (2.4)$$

где η_i , η_{oi} , η_m , η_r , η_s – соответственно термический КПД цикла, внутренний относительный и механический КПД турбины, КПД электрического генератора и абсолютный электрический КПД турбоустановки.

В теплофикационных турбинах расход свежего пара условно можно разделить на два потока: первый, идущий после использования в турбине на тепловое потребление, и второй – поступающий в конденсатор, охлаждаемый циркуляционной водой.

Для первого потока удельный расход теплоты на выработку электроэнергии отличается от теплового эквивалента на небольшую величину потерь: механических, в генераторе и на излучение [11, 12]

$$q_{\text{тф}} = \frac{3600}{\eta_m \eta_r} \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) = \frac{860}{\eta_m \eta_r} \text{ ккал}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}). \quad (2.5)$$

Для второго потока дополнительно учитываются потери в конденсаторе:

$$q_k^{\text{тЭЦ}} = \frac{Q_3}{N_T} = \frac{3600}{\eta_{ik} \eta_m \eta_r} \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) = \frac{860}{\eta_{ik} \eta_m \eta_r} \text{ ккал}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}), \quad (2.6)$$

где η_{ik} – внутренний КПД конденсационного потока.

По этой причине $q_k^{\text{тЭЦ}}$ значительно выше, чем $q_{\text{тф}}$. Для современных турбин $q_k / q_{\text{тф}} = 1,7 \div 2,5$ [11]. При этом конденсационная выработка на теплофикационных турбинах менее экономична, чем на конденсационных тех же начальных параметров: $q_k^{\text{тЭЦ}} > q_k^{\text{кЭС}}$.

На режимах работы теплофикационных турбин по электрическому графику удельный расход теплоты на выработку электроэнергии определяется в зависимости от соотношения мощности, развиваемой на тепловом $N_{тф}$ и конденсационном N_k потоках,

$$q_T = \frac{q_{тф} N_{тф} + q_k N_k}{N_{тф} + N_k}. \quad (2.7)$$

С увеличением доли теплофикационной мощности q_T снижается. При этом величина q_T зависит от тепловой нагрузки и давления в регулируемых отборах.

В НЭХ приводятся зависимости исходно-номинального значения удельного расхода теплоты брутто на выработку электроэнергии $q_{T,исх}^{бр}$ от величины электрической и тепловой мощности турбины при принятых при построении НЭХ условиях. В общем случае $q_{T,исх}^{бр} = f(N_T, Q_n, Q_{от}, P_n^H, P_{от}^H, P_k^H)$.

Для того чтобы получить номинальное значение удельного расхода теплоты брутто на выработку электроэнергии $q_{T,ном}^{бр}$ необходимо к найденной его исходно-номинальной величине $q_{T,исх}^{бр}$ ввести поправки на отклонение фактических значений внешних факторов от фиксированных.

При оптимизации режимов параллельной работы паротурбинных установок обычно [13] используется относительный прирост расхода теплоты, который представляет собой относительный (частичный) прирост расхода теплоты в свежем паре при единичном увеличении нагрузки турбоагрегата

$$r = \frac{dQ_0}{dN_T}. \quad (2.8)$$

При этом распределение нагрузок между параллельно работающими

турбоустановками по-разному осуществляется в зависимости от того, возрастает ли γ при нагружении турбины или уменьшается.

Для конденсационных турбин ее энергетическая характеристика $Q_0 = Q_0 = f(N_r)$ в зависимости от особенностей парораспределения изображается [12] в виде одной выпуклой кривой (для случая дроссельного парораспределения) или их сочетания (в соответствии с числом открытых клапанов – для соплового парораспределения) (рис. 2.1).

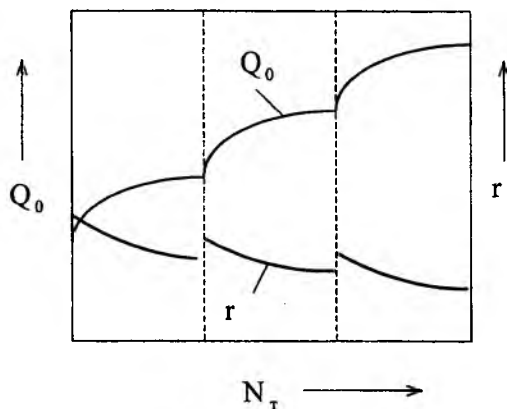


Рис. 2.1. Возможный вид ЭХ и характер изменения γ для турбины с сопловым парораспределением

Выпуклость характеристики означает, что приросты расхода теплоты $r = \frac{dQ_0}{dN_r} = f(N_r)$ являются падающими.

В турбинах с сопловым парораспределением в точке включения каждого клапана происходит скачкообразное увеличение γ вследствие возрастания потерь на дросселирование в открываемом клапане. При наличии обводного перегрузочного клапана ЭХ турбины в зоне перегрузки имеет участок кривой с высоким значением относительного прироста расхода теплоты.

В общем случае действительная ЭХ конденсационной турбины может иметь как выпуклые, так и вогнутые участки. Однако нелинейность характеристики небольшая и находится в диапазоне опытного определения зависимости $Q_0 = f(N_T)$. Поэтому для удобства практического использования ЭХ в инженерных расчетах ее обычно спрямляют.

При этом для мощных турбин спрямленная энергетическая характеристика имеет один линейный участок, а для турбин меньшей мощности получается ломаная линия из двух участков (рис. 2.2).

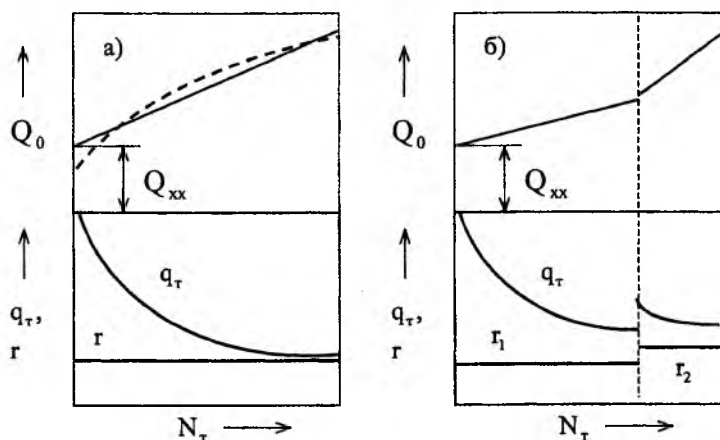


Рис. 2.2. Спрямленная ЭХ турбоагрегата с одним (а) и двумя (б) линейными участками

Аналитическим выражением прямолинейной характеристики с одним участком является уравнение

$$Q_0 = Q_{xx} + r \cdot N_T, \quad (2.9)$$

а при наличии двух участков ЭХ с разным значением относительного прироста теплоты $r_1 < r_2$

$$Q_0 = Q_{xx} + r_1 \cdot N_{зк} + r_2 \cdot (N_T - N_{зк}), \quad (2.10)$$

где Q_{xx} – условный расход теплоты на холостой ход;

$N_{зк}$ – экономическая мощность турбины, при которой происходит открытие обводного клапана.

$$\text{Для спрямленной ЭХ } r = \frac{dQ_0}{dN_T} = \text{const.}$$

При этом удельный расход теплоты на выработку электроэнергии конденсационной турбиной

$$q_T = \frac{Q_0}{N_T} = r + \frac{Q_{xx}}{N_T}, \quad (2.11)$$

является гиперболой с асимптотой, равной r . При нулевой мощности величина q_T стремится к бесконечности (рис. 2.2).

На практике также используются спрямленные энергетические характеристики **теплофикационных турбин**, которые в общем случае могут быть представлены в виде [12, 14]

$$Q_0 = Q_{xx} + r_k \cdot N_T - (r_k - r_{тф})N_{тф} + \sum Q_T; \quad (2.12)$$

$$N_{тф} = W_{от}^a Q_{от} + W_{п}^a Q_{п} - \Delta N_{xx}, \quad (2.13)$$

где $r_k, r_{тф}$ – относительный прирост расхода теплоты по конденсационному и теплофикационному циклам;

$W_{от}^a, W_{п}^a$ – внутренняя удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении для отопительного и производственного отборов;

ΔN_{xx} – условная мощность холостого хода.

Уравнения энергетических характеристик турбоагрегатов с одним отопительным отбором (типа Т) или с противодавлением (типа Р) представляет собой частный случай выражений (2.12), (2.13). Так для турбин типа Т $Q_n = 0$ и $\sum Q_{\tau} = Q_{от}$, а для турбин типа Р $\sum Q_{\tau} = Q_{пр}$, $N = N_{тф}$.

Соответственно

$$Q_0 = Q_{хх} + \gamma_{тф} \cdot N_{тф} + Q_{пр}. \quad (2.14)$$

Энергетические характеристики вида (2.12) – (2.14) удобны для пользования, однако отличаются сравнительно невысокой точностью вследствие значительной нелинейности действительных характеристик, особенно при нагрузках ниже 40% номинальной, и отсутствием непосредственной зависимости электрической мощности от давления в отборах.

При нагрузке турбины 50...100% номинальной погрешность их составляет около $\pm 2\%$, однако при нагрузках ниже 50% может достигать 6%.

В литературе [12, 14] приводятся уравнения линейных ЭХ некоторых конденсационных и теплофикационных турбин. Например, для турбоагрегата К-300-240 ХТЗ при работе питательного турбонасоса

$$Q_0 = 46,5 + 1,77 N_{\tau}, \text{ Гкал/ч} = 53,89 + 2,06 N_{\tau}, \text{ МВт.}$$

Для турбин типа Т в НЭХ обычно приводится набор графиков зависимости удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии $q_{\tau,исх}^{бр}$ от электрической N_{τ} и тепловой $Q_{от}$ нагрузки турбины при нескольких значениях давления в отопительном отборе $p_{от}$ (рис. 2.3).

Графики строятся отдельно для режимов одно- и двухступенчатого подогрева сетевой воды. В первом случае определяющим является давление в нижнем $p_{тн}$, во втором – в верхнем $p_{тв}$ отопительном отборе.

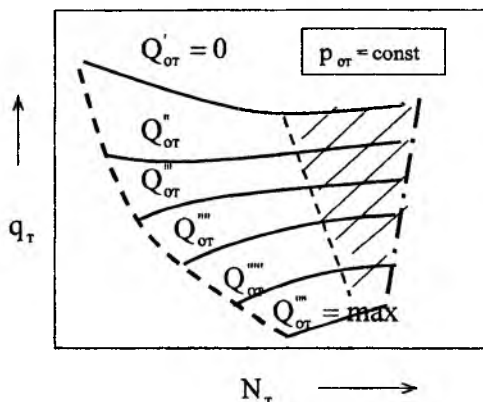


Рис. 2.3. Вид представления в НЭХ зависимости $q_{T,исх}^{бр}$ для турбин типа Т ($Q'_{OT} < Q''_{OT} < Q'''_{OT} < Q''''_{OT}$)

При этом для режима двухступенчатого подогрева сетевой воды графики строятся при условии, что суммарный подогрев сетевой воды составляет $\Delta t_{св}^{ср} = 47^\circ\text{C}$.

На рис. 2.3 и далее левая пунктирная линия отображает режимы теплового графика (с минимальным расходом пара в конденсатор), правая штрихпунктирная – режимы с максимальным расходом свежего пара.

Заштрихованная область характеризует собой возможные режимы с естественным повышением давления (ЕПД). При ЕПД в отопительном отборе устанавливается давление выше необходимого для подогрева сетевой воды до заданной температуры t_{c2}

$$t_{c2} = t_{c1} + \frac{Q_{ср}}{G_{св} \cdot C_p}, \quad (2.15)$$

где t_{c1} , $G_{св}$, C_p – температура воды на входе в сетевой подогреватель, ее расход и теплоемкость;

$Q_{ср}$ – тепловая нагрузка подогревателя.

В первую очередь ЕПД возможно в верхнем отопительном отборе.

Для предупреждения режимов с ЕПД применяется обвод верхнего подогревателя так, чтобы давление в отборе, определяемое по температуре насыщения в подогревателе с учетом температурного напора $\delta t_{сп}$,

$$t_n = t_{c2} + \delta t_{сп}, \quad (2.16)$$

стало равным его реальной величине, которое можно найти по формуле Стодола

$$p_{тв} = \sqrt{\left(\frac{D_{по}}{D_{по}^p}\right)^2 \frac{T_n}{T_n^p} (p_{тв}^p{}^2 - p_{тн}^p{}^2) + p_{тн}^2}. \quad (2.17)$$

Здесь T_n – абсолютная температура пара перед промежуточным отсеком, К;

$p_{тв}$, $p_{тн}$ – давление пара в верхнем и нижнем отопительных отборах, ата;

$D_{по}$ – расход пара через промежуточный отсек, т/ч.

Индексом «р» обозначены значения указанных параметров на расчетном режиме.

С использованием зависимости q_τ от электрической нагрузки из выражения для расхода теплоты в свежем паре

$$Q_0 = Q_s + Q_{от} = q_\tau N_\tau + Q_{от}, \quad (2.18)$$

можно найти значение прироста расхода теплоты на выработку электроэнергии:

$$\frac{dQ_0}{dN_\tau} = \frac{dQ_s}{dN_\tau} = q_\tau + \frac{dq_\tau}{dN_\tau} \cdot N_\tau. \quad (2.19)$$

Величина прироста $\frac{dq_{\tau}}{dN_{\tau}}$ может быть как положительной, когда удельный расход теплоты на выработку электроэнергии q_{τ} растет с увеличением мощности N_{τ} , так и отрицательной, когда q_{τ} снижается при увеличении N_{τ} . Первое характерно при работе турбины с тепловыми нагрузками $Q_{от}$, близкими к номинальным, а последнее – при работе турбины с частичными тепловыми нагрузками.

При номинальных $Q_{от}$ величина прироста $\frac{dQ_0}{dN_{\tau}}$ для теплофикационных турбин, как правило, будет выше, чем его значение для конденсационных турбин тех же начальных параметров пара. Однако при частичных тепловых нагрузках прирост расхода теплоты на дополнительную выработку электроэнергии может стать меньше, чем на КЭС.

Это объясняется следующими причинами.

В случае работы турбины с частичной тепловой нагрузкой по тепловому графику (с минимальным расходом пара в конденсатор) расход свежего пара может оказаться существенно ниже номинального, что обусловит снижение внутреннего относительного КПД ЦВД $\eta_{oi}^{цвд}$.

В этом случае при увеличении электрической нагрузки произойдет увеличение расхода свежего пара, а, следовательно $\eta_{oi}^{цвд}$. Дополнительно для турбин с промежуточным перегревом пара при этом растет давление промперегрева $p_{мп}$.

Для иллюстрации сказанного на рис. 2.4 приведен пример процесса расширения пара для случая теплового графика (пунктирная линия) и электрического (сплошная линия).

Процессы расширения построены при одинаковом КПД части среднего давления турбины, но с учетом зависимости КПД ЦВД и давления в линии промперегрева от расхода свежего пара.

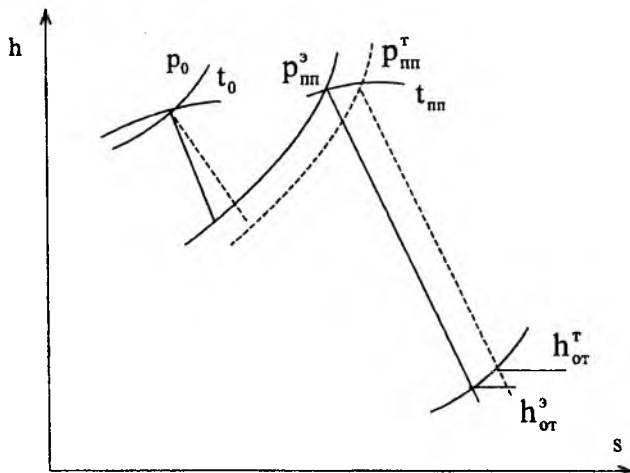


Рис. 2.4. Процесс расширения пара для случаев теплового (пунктирная линия) и электрического (сплошная линия) графиков

Как видно, в случае работы турбины по электрическому графику и увеличении расхода свежего пара процесс расширения на hs -диаграмме сдвигается влево, в результате чего энтальпия пара в отопительном отборе снижается $h_{от}^3 < h_{от}^r$, что приводит к увеличению удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении в соответствии с формулой:

$$W_{\tau} = \frac{h_0 - h_{от} + \Delta h_{nn}}{h_{от} - h'_{от}} \eta_m \eta_r a_p. \quad (2.20)$$

Здесь $h_0, h_{от}$ – энтальпия пара в начале расширения и в регулируемом отборе;
 $h'_{от}$ – энтальпия насыщения воды при давлении в отборе;
 Δh_{nn} – повышение энтальпии во вторичном пароперегревателе;
 $\eta_m \eta_r$ – электромеханический КПД турбоустановки;

a_p – коэффициент, учитывающий регенеративную выработку на базе подогрева конденсата сетевых подогревателей.

Соответственно часть дополнительно вырабатываемой электроэнергии получается в виде теплофикационной, для которой относительный прирост расхода теплоты близок к единице. За счет этого средняя величина прироста расхода теплоты на дополнительную выработку электроэнергии уменьшается.

Сказанное характерно для современных теплофикационных турбин Т-250-240, Т-180-130, а также для турбин ПТ-60-130/13, которые имеют одновечную регулируемую ступень и развитую часть низкого давления. Для турбин Т-100-130 такого эффекта нет.

При наступлении режимов ЕПД происходит снижение экономичности и скачкообразное увеличение $\frac{dQ_0}{dN_T}$ до значений, обычно превышающих величину прироста расхода теплоты на выработку электроэнергии на замещающей конденсационной турбоустановке $r_{зам} = \text{const}$ (рис. 2.5).

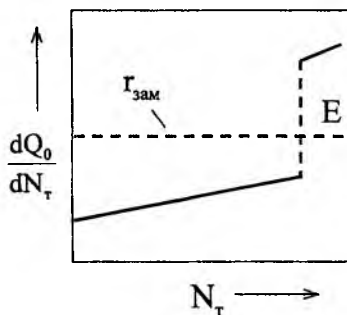


Рис. 2.5. Характер изменения величины прироста dQ_0/dN_T при наступлении режимов ЕПД (зона E)

Для турбин типа ПТ зависимость удельного расхода теплоты становится еще более сложной и определяется кроме прочего значениями нагрузки Q_n и давления p_n производственного отбора.

Для турбин типа ПТ с одним отопительным отбором (например, ПТ-60-130/13) в НЭХ может приводиться набор графиков зависимости $q_{т,исх}^{бр}$ от мощности турбины N_t и Q_n при нескольких значениях $Q_{от}$ и фиксированных величинах $p_{от}$ и p_n (рис. 2.6).

Несколько иной способ представления характеристик турбин типа ПТ использует БЭРН (рис. 2.7).

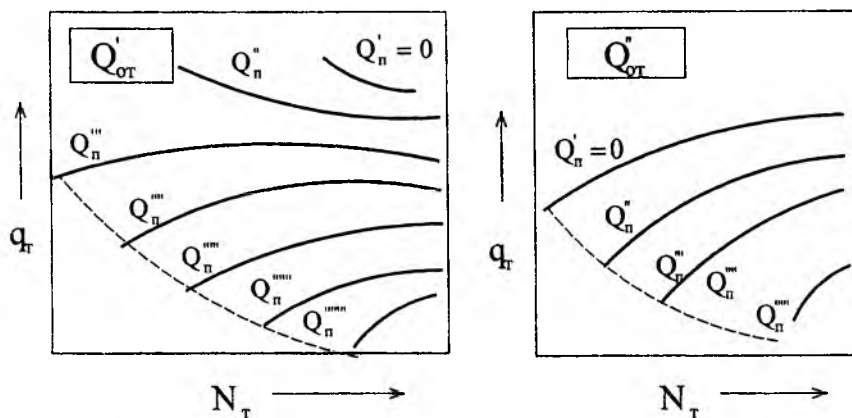


Рис. 2.6. Вид представления в НЭХ зависимости $q_{т,исх}^{бр}$ для турбин типа ПТ с одним Т-отбором ($Q_{от}' < Q_{от}''$ и $Q_n' < Q_n'' < Q_n''' < Q_n''''$...)

Графики БЭРН для q_t состоят из двух квадрантов:

1) основного, представляющего зависимость фиктивного (в предположении величины нагрузки отопительного отбора равной нулю) удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии q_t^ϕ в зависимости от фиктивной мощности турбины N_t^ϕ , нагрузки производственного отбора Q_n и расхода пара на входе в ЧСД $G_{чсд}^{вх}$;

2) вспомогательного, где представлены зависимости поправки к мощности турбины ΔN_t на величину нагрузки отопительного отбора $Q_{от}$.

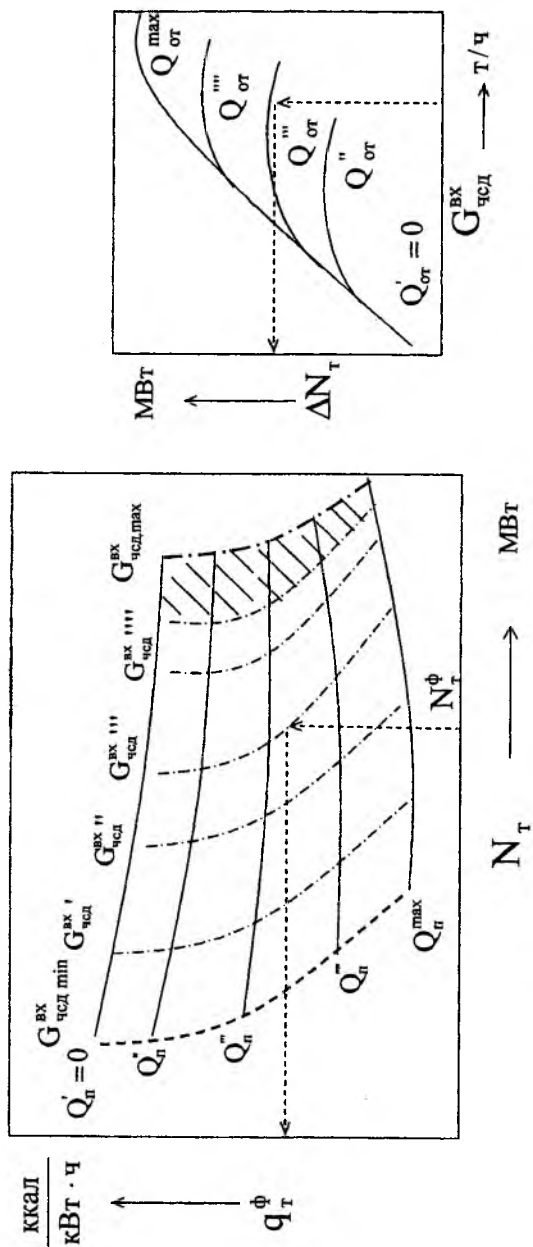


Рис. 2.7. Вид представления в НЭХ зависимости $q_{T,\text{вх}}^{\text{бр}}$ для турбин типа ПТ, разрабатываемых БЭРН ($Q_{\text{п}}^{\text{вх}} < Q_{\text{п}}^{\text{вх}}$ и $Q_{\text{от}}^{\text{вх}} < Q_{\text{от}}^{\text{вх}}$)

На рисунке в левом квадранте сплошными представлены линии постоянной нагрузки производственного отбора $Q_{от}$, штрих-пунктирными – линии постоянного расхода пара на входе в ЧСД $G_{ЧСД}^{вх}$. Штриховкой показана возможная область ЕПД в производственном отборе.

Алгоритм определения удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии следующий.

Вначале с использованием правого вспомогательного квадранта по величине $Q_{от}$ находится приближенное значение поправки к мощности турбины $\Delta N_t'$.

Далее по главному графику определяется значение $G_{ЧСД}^{вх}$ по величинам фиктивной мощности турбины $N_t^{\phi} = N_t + \Delta N_t'$ и нагрузки производственного отбора $Q_{от}$.

Затем определяется новое значение поправки $\Delta N_t = f(Q_{от}, G_{вх}^{вх})$ и находится величина фиктивного удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии q_t^{ϕ} по уточненной фиктивной мощности турбины $N_t^{\phi} = N_t + \Delta N_t$ и нагрузке производственного отбора $Q_{от}$.

Исходно-номинальное значение удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии окончательно рассчитывается по формуле

$$q_{т,исх}^{бр} = \frac{q_t^{\phi} \cdot N_t^{\phi} - Q_{от}}{N_t} \quad (2.21)$$

Для турбин с противодавлением расход теплоты на турбоустановку определяется ее тепловой нагрузкой, поэтому в состав энергетических характеристик таких турбин (рис. 2.8) входят следующие основные графические зависимости:

- удельный расход теплоты на выработку электроэнергии q_t от мощности турбоагрегата N_t ;

- расход свежего пара G_0 и тепла Q_0 на турбоагрегат от его мощности N_T при различных значениях давления пара в противодавлении $p_{пр}$;
- нормативной мощности турбоагрегата N_T от отпуска тепла из противо- давления $Q_{пр}$ при различных значениях $p_{пр}$.

Для турбин с противодавлением расход теплоты на выработку электро- энергии определяется как

$$Q_3 = Q_0 - Q_{пр} = N_T + \Delta N_{эм} + Q_{охл.} \quad (2.22)$$

Здесь $Q_{охл.}$ – потери тепла излучением на охлаждение турбины;

$\Delta N_{эм} = f(N_T)$ – электромеханические потери.

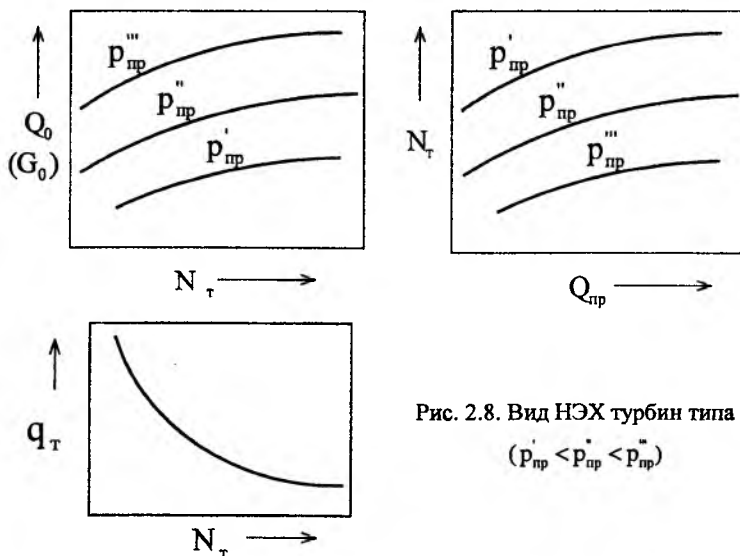


Рис. 2.8. Вид НЭХ турбин типа Р
($P_{пр}' < P_{пр}'' < P_{пр}'''$)

При этом удельный расход теплоты на выработку электроэнергии q_T рав-

$$q_{\tau} = \frac{Q_3}{N_{\tau}} = 1 + \frac{\Delta N_{\text{эм}}}{N_{\tau}} + \frac{Q_{\text{охл}}}{N_{\tau}}. \quad (2.23)$$

При росте мощности значение q_{τ} приближается к термическому эквиваленту 1 кВт·ч (860 ккал/(кВт·ч) или 3600 кДж/(кВт·ч)).

Отпуск тепла зависит от температуры и количества возвращаемого конденсата. При этом часто деаэрактор питательной воды питается от стороннего источника пара. Поэтому в настоящее время БЭРН строит энергетические характеристики при условной температуре возвращаемого конденсата 158°C, соответствующей энтальпии воды в деаэраторе высокого давления $h_{\text{ок}} = 159,3$ ккал/кг.

2.3. Ввод поправок к исходно-номинальному значению удельного расхода теплоты на отклонение внешних факторов от принятых при построении НЭХ

К определенному по НЭХ исходно-номинальному значению $q_{\tau, \text{исх}}^{\text{бр}}$ необходимо ввести поправки на отклонение фактических значений внешних факторов от фиксированных, принятых при построении НЭХ.

Вводятся могут следующие поправки.

1) Поправка на отклонение (номинального) давления в производственном отборе турбины $p_n^{\text{н}}$ от фиксированного $p_n^{\text{эх}}$:

$$\Delta q_{\tau}^{p_n} = \Delta q_{\tau}^{-p_n} (p_n^{\text{н}} - p_n^{\text{эх}}), \text{ кДж/(кВт·ч) или ккал/(кВт·ч)}, \quad (2.24)$$

где $\Delta q_{\tau}^{-p_n} = f(N_{\tau}, Q_n, Q_{\text{от}})$ – поправка к $q_{\tau, \text{исх}}^{\text{бр}}$ при единичном отклонении давления в производственном отборе турбины от фиксированного $p_n^{\text{эх}}$.

При этом при увеличении давления в отборе p_n^n против принятого при построении НЭХ $p_n^{ЭХ}$ происходит снижение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении и экономичности работы турбины и, следовательно, $\Delta q_T^{-P_n} > 0$, и наоборот при $p_n^n < p_n^{ЭХ}$ экономичность повышается и $\Delta q_T^{-P_n} < 0$.

Для определения $\Delta q_T^{-P_n}$ в НЭХ может даваться набор графиков $\Delta q_T^{-P_n} = f(N_T, Q_n)_{Q_{от}}$ при нескольких значениях нагрузки отопительного отбора турбины $Q_{от}$ и фиксированных $p_n^{ЭХ}$ и $p_{от}^{ЭХ}$ (рис. 2.9).

2) Поправка на отклонение (номинального) давления в отопительном отборе турбины $p_{от}^n$ от фиксированного $p_{от}^{ЭХ}$ (для турбин типа ПТ)

$$\Delta q_T^{P_{от}} = \Delta q_T^{-P_{от}} (p_{от}^n - p_{от}^{ЭХ}), \quad (2.25)$$

где $\Delta q_T^{-P_{от}} = f(N_T, Q_n, Q_{от})$ – поправка к $q_{T,исх}^{6p}$ при единичном отклонении давления в отопительном отборе турбины от фиксированного $p_{от}^{ЭХ}$.

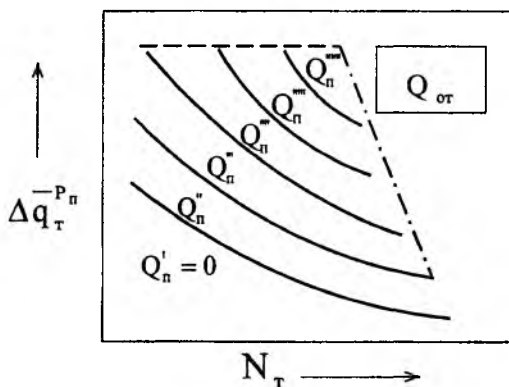


Рис. 2.9. Вид представления в НЭХ поправки $\Delta q_T^{-P_n}$ для турбин типа ПТ ($Q_n^I < Q_n^* < Q_n^* < Q_n^*$)

При этом увеличение давления в отборе приводит к снижению экономичности и $\Delta q_T^{-P_{\sigma T}} > 0$, а при $p_{\sigma T}^H < p_{\sigma T}^{ЭХ}$ экономичность растет и $\Delta q_T^{-P_{\sigma T}} < 0$.

Для определения $\Delta q_T^{-P_{\sigma T}}$ в НЭХ (рис. 2.10) приводится набор графиков $\Delta q_T^{-P_{\sigma T}} = f(N_T, Q_n)_{Q_{\sigma T}}$ при нескольких значениях нагрузки отопительного отбора турбины $Q_{\sigma T}$ и фиксированных $p_n^{ЭХ}$ и $p_{\sigma T}^{ЭХ}$.

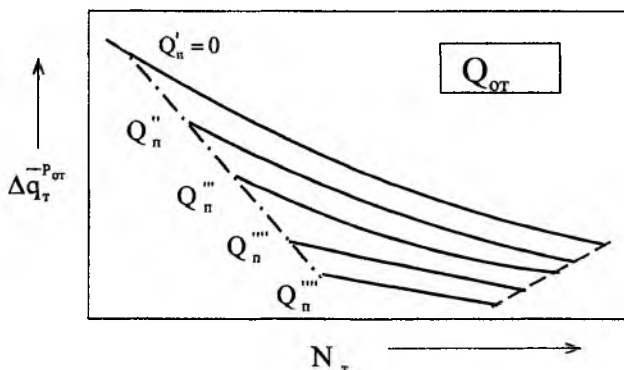


Рис. 2.10. Вид представления в НЭХ поправки $\Delta q_T^{-P_{\sigma T}}$ для турбин типа ПТ ($Q_n' < Q_n'' < Q_n''' < Q_n''''$)

3) Поправка на **температуру обратной сетевой воды** (вводится для режимов с двухступенчатым подогревом сетевой воды, для которых графики $q_{T,исх}^{бр}$ обычно строятся в предположении нагрева воды $\Delta t_{св} = t_{nc} - t_{oc} = 47^\circ\text{C}$)

$$\Delta q_T^{t_{oc}} = - \frac{\Delta N_{t_{oc}} (q'_k - q'_{тф})}{N_T}, \quad (2.26)$$

где $q'_{тф}$ — относительный прирост расхода теплоты на теплофикационную выработку электроэнергии турбиной (может быть принят равным 870 ккал/(кВт·ч) или 3640 кДж/(кВт·ч));

q'_k – относительный прирост расхода теплоты брутто на выработку электроэнергии по конденсационному циклу (в расчетах может приниматься равным 2000...2200 ккал/(кВт·ч));

$\Delta N_{t_{oc}} = f(t_{oc}, t_{nc}, G_0)$ – изменение мощности при отклонении температуры обратной сетевой воды от расчетной, равной $t_{oc}^p = t_{nc} - 47^\circ C$.

В НЭХ [15] для определения $\Delta N_{t_{oc}}$ (рис. 2.11) величина изменения мощности находится по фактическим значениям t_{oc}^ϕ и t_{nc}^ϕ (серия прямых справа) и расхода свежего пара G_0 (веер прямых слева). При этом знак поправки к мощности $\Delta N_{t_{oc}}$ будет отрицательным ($\Delta q_{tr}^{t_{oc}} > 0$) при значении действительной температуры обратной сетевой воды выше расчетного $t_{oc}^\phi > t_{oc}^p$ и наоборот.

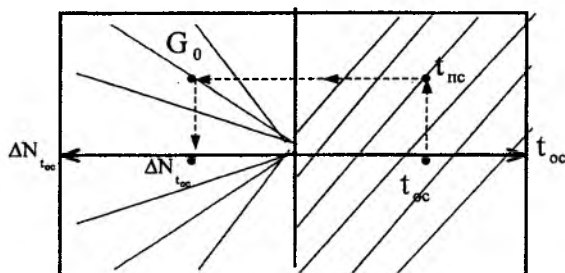


Рис. 2.11. Вид графика для ввода поправки к мощности турбины на величину $t_{oc}^\phi \neq t_{oc}^p$

При таком способе ввода поправки на t_{oc} не учитывается конкретный режим работы турбоустановки по электрическому графику нагрузок. Поправка $\Delta N_{t_{oc}}$ дается для режима теплового графика при работе турбины с минимальным пропуском пара в конденсатор. В то же время величина $\Delta N_{t_{oc}}$ существенно зависит от расхода отработавшего пара G_k , вплоть до того, что на ре-

жимах с большими значениями G_x и естественным повышением давления в нижнем отборе она будет снижаться практически до нуля. Кроме того, эта методика не учитывает влияние t_{oc} на экономичность конденсационного потока пара.

4) Поправка на давление в конденсаторе

$$\Delta q_T^{P_k} = - \frac{\Delta N_{P_k} q'_{k}}{N_T}, \quad (2.27)$$

где ΔN_{P_k} – изменение мощности при отклонении давления в конденсаторе от фиксированного значения, принятого при построении НЭХ.

Способ определения ΔN_{P_k} описывается ниже в разделе 2.5.

При этом с увеличением конечного давления $p_k^H > p_k^{ЭХ}$ мощность турбины снижается $\Delta N_{P_k} < 0$ и $\Delta q_T^{-P_k} > 0$, а при $p_k^H < p_k^{ЭХ}$ мощность возрастает $\Delta N_{P_k} > 0$ и $\Delta q_T^{-P_k} < 0$.

5) Поправка на расход питательной воды.

Обычно НЭХ турбин строятся при условии, что расход питательной воды равен расходу свежего пара $G_m/G_o = 1$. При увеличении расхода питательной воды (например, до $G_m/G_o = 1,1$) регенеративная выработка электроэнергии возрастает, и поправка к удельному расходу теплоты будет отрицательна, и наоборот.

В НЭХ обычно приводятся графики относительного (в процентах) изменения удельного расхода теплоты брутто на выработку электроэнергии $q_{T,исх}^{бр}$ (рис. 2.12).

Абсолютная величина поправки к $q_{T,исх}^{бр}$ на фактическое соотношение $G_{пв}/G_o$ составляет

$$\Delta q_T^{G_{пв}} = \delta q_T^{-G_{пв}} \cdot q_{T,исх}^{бр} \cdot 10^{-2}. \quad (2.28)$$

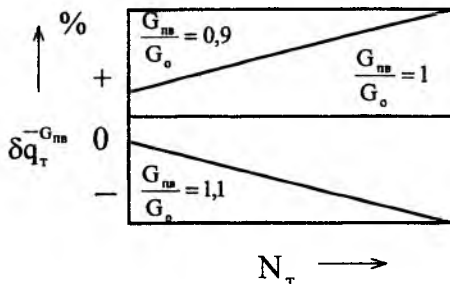


Рис. 2.12. Вид графика на ввод поправки к $q_{T,исх}^{бр}$ на расход питательной воды

б) Поправка на **плановые** пуски турбин к удельному расходу теплоты составляет

$$\Delta q_T^{пуск} = \frac{Q_{пуск} \cdot n}{\mathcal{E}_{выр}}, \quad (2.29)$$

где $Q_{пуск}$ – норма расхода теплоты на пуск турбоагрегата по данным НЭХ;

n – количество плановых пусков;

$\mathcal{E}_{выр}$ – выработка электроэнергии за отчетный период.

При нормировании показателей рассматриваются только плановые пуски. Неплановые пуски учитываются при определении перерасходов топлива.

2.4. Учет отличия фактических значений внутренних факторов от фиксированных

При отличии фактических значений внутренних факторов от фиксированных определяются перерасходы топлива (резервы тепловой экономичности) по методике, приведенной ниже в разделе 5.

Для этого в НЭХ паровых турбин даются следующие графики, учитывающие влияние внешних факторов на технико-экономические показатели работы турбоустановок.

Влияние изменения начальных параметров и параметров промпрегрева (давления и температуры) на показатели работы однозначны для конденсационных турбин и для режимов теплового графика. При этом величина q_T является определенной функцией мощности турбины.

Для режимов электрического графика теплофикационных турбин влияние начальных параметров на экономичность конденсационного и теплофикационного потоков качественно различно. Поэтому существующие в НЭХ зависимости, которые будут рассмотрены ниже, в этом случае не достаточно точны.

1) Влияние начального давления на экономичность зависит от характеристик парораспределения и нагрузки турбины.

В [15] дается следующая зависимость поправки к удельному расходу теплоты (рис. 2.13) на конденсационном режиме для турбины Т-100/120-130.

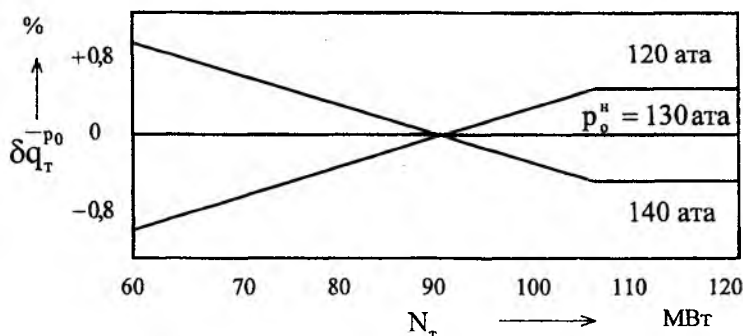


Рис. 2.13. Поправка к q_T на отклонение начального давления пара от номинального при конденсационном режиме для турбины Т-100/120-130

При сниженных нагрузках турбины (малых расходах свежего пара) уменьшение начального давления повышает экономичность. Это объясняется тем, что на таких режимах турбина работает с одним частично открытым кла-

паном. В этом случае за счет дросселирования пара изменяется температура на входе в первую ступень. При меньшем начальном давлении степень дросселирования будет меньше и соответственно температура пара на входе в сопла первой ступени вырастет, что и приведет к увеличению экономичности.

На рис. 2.14 для иллюстрации сказанного изображен процесс дросселирования на малорасходных режимах для трех значений начального давления $p_0'' < p_0' < p_0''$.

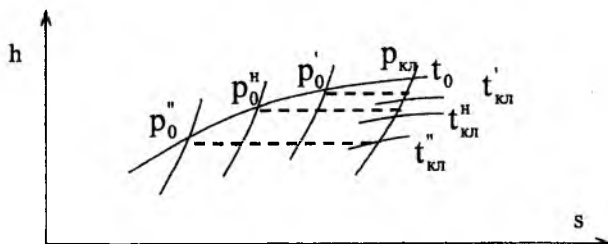


Рис. 2.14. Процессы расширения пара в регулирующей ступени при изменении начального давления

При расходах пара (мощности), близких к номинальным, уменьшение начального давления приводит к снижению экономичности.

Для теплофикационных турбин влияние начального давления дополнительно зависит от соотношения тепловых и электрических нагрузок.

В [16] дается следующая зависимость поправки к удельному расходу теплоты (рис. 2.15) на теплофикационном режиме для турбины Т-250-240.

2) Влияние изменения начальной температуры пара на экономичность работы турбоустановки более однозначно. С увеличением t_0 КПД и мощность турбоустановки повышаются прежде всего за счет роста располагаемого теплорезерва, изменяющегося пропорционально абсолютной температуре пара перед турбиной, и увеличения внутреннего относительного КПД последних ступеней в связи с уменьшением конечной влажности пара.

Вид графика для ввода поправки к удельному расходу теплоты на от -

клонение начальной температуры от номинальной δq_{τ}° для конденсационного режима работы турбоустановки показан на рис. 2.16.

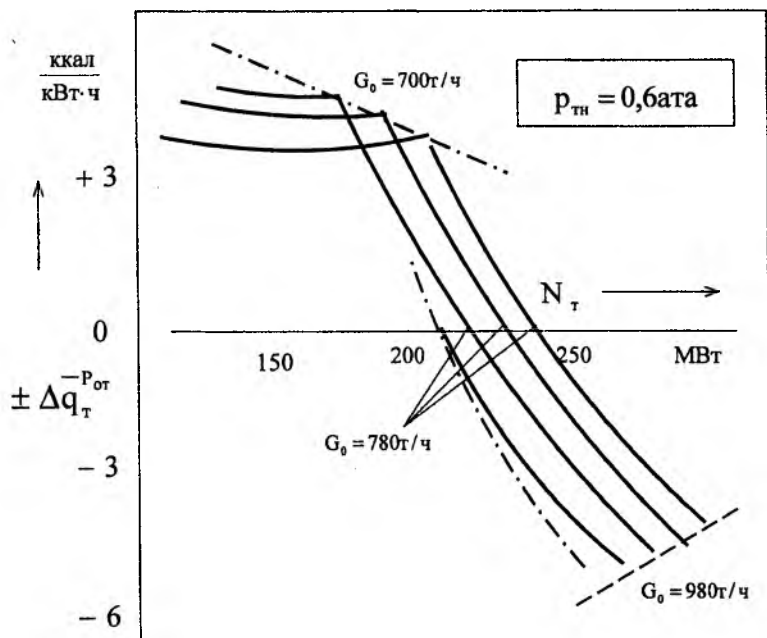


Рис. 2.15. Поправка к удельному расходу теплоты на изменение давления свежего пара $\Delta p_0 = \pm 5$ ата при одноступенчатом подогреве сетевой воды для турбины Т-250-240

На рис. 2.17 и 2.18 дан пример зависимости поправки к удельному расходу теплоты $\Delta q_{\tau}^{-t_0}$ при единичном отклонении фактической начальной температуры t_0^{ϕ} от номинальной (принятой при построении ЭХ) $t_0^{\text{ЭХ}}$ для турбин типа ПТ и Т соответственно при их работе в теплофикационном режиме.

При этом абсолютная величина поправки равна

$$\Delta q_{\tau}^{t_0} = -\Delta q_{\tau}^{-t_0} \cdot (t_0^{\phi} - t_0^{\text{ЭХ}}). \quad (2.30)$$

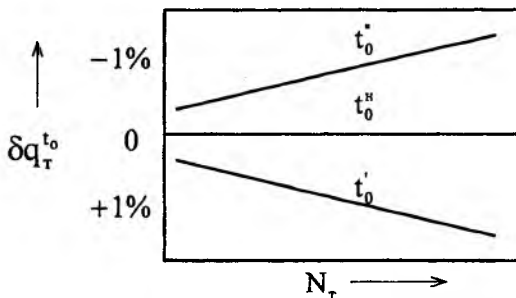


Рис. 2.16. Поправка к $q_{T, \max}^{6p}$ на изменение начальной температуры для конденсационного режима ($t_0' = t_0^H - 5^\circ\text{C}$, $t_0^* = t_0^H + 5^\circ\text{C}$)

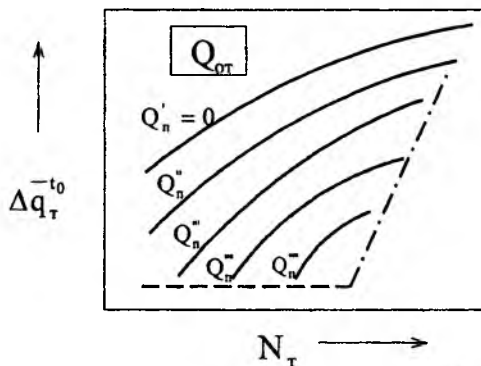


Рис. 2.17. Вид представления в НЭХ поправки $\Delta q_T^{-t_0}$ для турбин типа ПТ ($Q_n' < Q_n^+ < Q_n^- < Q_n^-$)

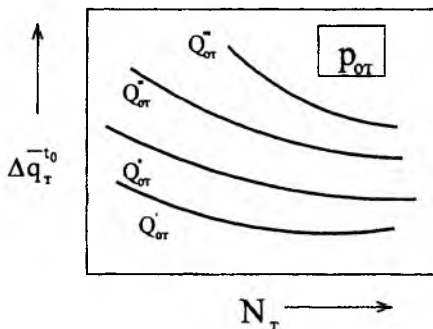


Рис. 2.18. Вид представления в НЭХ поправки $\Delta q_T^{-t_0}$ для турбин типа Т ($Q_{OT}^+ < Q_{OT}^+ < Q_{OT}^- < Q_{OT}^-$)

Можно показать, что изменение начальных параметров в разной степени сказывается на характеристиках теплофикационного и конденсационного потоков пара. Например, при снижении начальной температуры процесс расширения пара в турбине в h_s -диаграмме смещается влево, уменьшается энтальпия отбираемого пара, и при определении удельной выработки электроэнергии W_t на тепловом потреблении (2.20) снижение работы пара в турбине частично компенсируется увеличением отбора пара для отпуска единицы тепла потребителю.

По этой причине величина удельной выработки электроэнергии уменьшается в несколько меньшей степени, чем удельный расход тепла для конденсационного потока пара.

Изменение начального давления, наоборот, более существенно сказывается на величине W_t .

Характер влияния изменения **параметров промперегрева** на экономичность выработки электроэнергии турбиной аналогичен.

3) Поправка на **дополнительный отбор пара сверх нужд регенерации.**

Ввод этой поправки обычно осуществляется с использованием коэффициентов ценности теплоты соответствующих отборов ξ :

$$\Delta q_t^0 = \frac{\Delta Q_0}{N_t}, \quad (2.31)$$

где $\Delta Q_0 = -\xi_j \Delta Q_j$ – изменение расхода теплоты на турбину, связанное с отбором теплоты ΔQ_j из j -й точки тепловой схемы;

ξ_j – коэффициент ценности теплоты j -го отбора.

4) Поправку на **состояние сетевых подогревателей** (увеличение температурного напора, приводящее к соответствующему повышению давления в отопительном отборе) можно вводить с использованием коэффициентов ценности теплоты отбора ξ или через изменение давления в отопительном отборе

$$\Delta q_{\tau}^{\text{СП}} = q_{\tau}^{\text{P}^{\Phi}} - q_{\tau}^{\text{P}^{\text{H}}}, \quad (2.32)$$

где $q_{\tau}^{\text{P}^{\Phi}}, q_{\tau}^{\text{P}^{\text{H}}}$ – удельный расход теплоты на выработку электроэнергии при фактическом и номинальном (определяемом температурой прямой сетевой воды и номинальным температурным напором в подогревателе) давлении в отборе.

2.5. Особенности представления в НЭХ других показателей работы турбоустановок

1) Зависимости удельной выработки электроэнергии (УВЭ) на тепловом потреблении для производственного и отопительного отборов и противодавления турбин от расхода свежего пара являются важными характеристиками работы теплофикационных турбин.

Наиболее просто в НЭХ строятся зависимости УВЭ для турбин типа Т. Они даются в отдельности для одно- $W_{\text{от}}^{\text{H}} = f(G_0, p_{\text{тн}})$ и двухступенчатого $W_{\text{от}}^{\text{A}} = f(G_0, p_{\text{тв}})$ режимов подогрева сетевой воды в зависимости от давления в нижнем и верхнем отопительных отборах соответственно (рис. 2.19).

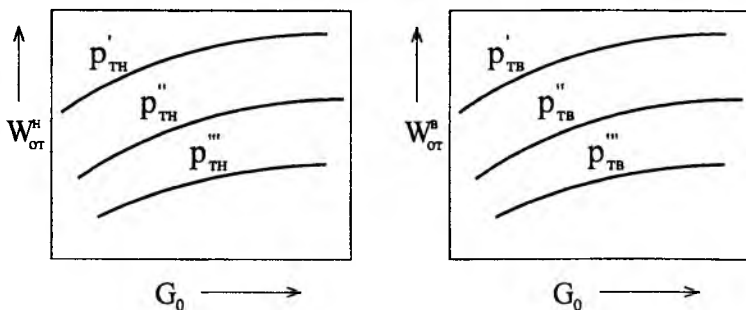


Рис. 2.19. Зависимость УВЭ для одно- и двухступенчатого режимов подогрева сетевой воды турбин типа Т

$$(p_{\text{тн}}^{\text{I}} < p_{\text{тн}}^{\text{II}} < p_{\text{тн}}^{\text{III}} \text{ и } p_{\text{тв}}^{\text{I}} < p_{\text{тв}}^{\text{II}} < p_{\text{тв}}^{\text{III}})$$

Для турбин типа ПТ строятся зависимости УВЭ как для производственного $W_n = f(G_0, p_n)$ (рис. 20), так и отопительного $W_{от} = f(G_0, p_{от})$ отборов.

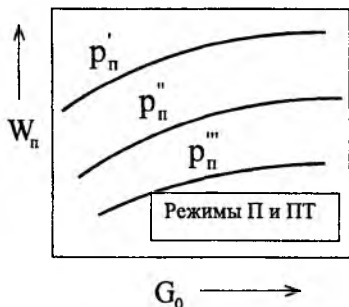


Рис. 2.20. Зависимость УВЭ для производственного отбора ($p_n^{\prime} < p_n^{\prime\prime} < p_n^{\prime\prime\prime}$)

В последнем случае – в отдельности для режимов включенного (режим ПТ) и отключенного (режим Т – рис. 2.21) регулятора давления производственного отбора.

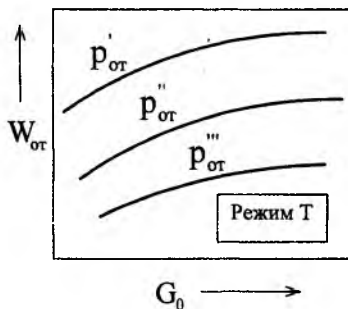


Рис. 2.21. Зависимость УВЭ для Т-отбора турбины ПТ при $Q_n = 0$ ($p_{от}^{\prime} < p_{от}^{\prime\prime} < p_{от}^{\prime\prime\prime}$)

Для режима ПТ зависимость УВЭ на базе отопительного отбора $W_{от}$ может строиться в следующем виде (рис. 2.22): отдельно дается график зависимости УВЭ от расхода свежего пара для нескольких значений расхода пара

в П-отбор G_n (тепловой нагрузки П-отбора Q_n) при фиксированных значениях давления в отопительном и производственном отборах $W_{от}^i = f(G_0, G_n)_{p_{от}, p_n}$ и отдельно график для учета фактического значения давления в отопительном отборе $\Delta W_{от}^{Pot} = f(p_{от})$.

При этом $W_{от} = W_{от}^i + \Delta W_{от}^{Pot}$.

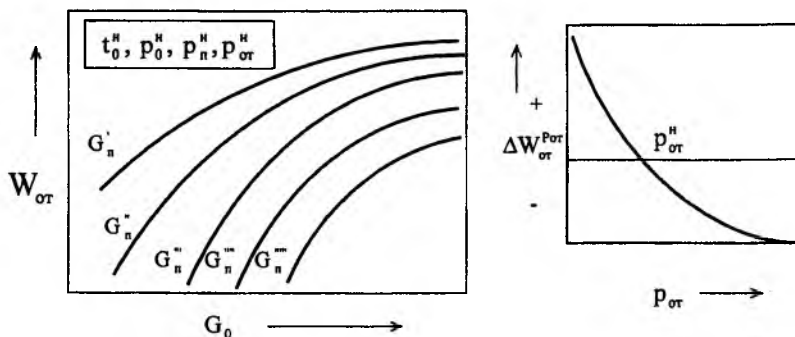


Рис. 2.22. УВЭ на базе отопительного отбора для режима ПТ
($G_n^+ < G_n^- < G_n^{++} < G_n^{--} < G_n^{+-}$)

2) Удельные теплопроизводительности регенеративных и сетевых подогревателей служат в НЭХ для теплового расчета соответствующих теплообменников.

Эта характеристика определяется как

$$q = \frac{Q}{t_n - t_{в1}}, \quad (2.33)$$

где Q – тепловая нагрузка подогревателя;

t_n – температура насыщения при давлении в подогревателе;

$t_{в1}$ – температура воды на входе в подогреватель.

Удельная теплопроизводительность теплообменника является универсальной характеристикой, не зависящей от режима работы, и определяется

только расходом G_n нагреваемой среды $q = f(G_n)$ (рис. 2.23).

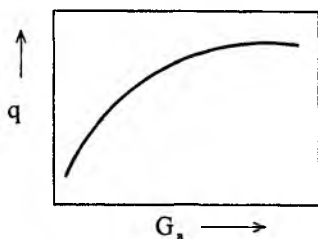


Рис. 2.23. Удельная теплопроизводительность теплообменника

Используя значение удельной теплопроизводительности теплообменника можно найти температурный напор (недогрев воды до температуры насыщения) в подогревателе (рис. 2.24):

$$\delta t = t_n - t_{в1} - \Delta t_v, \quad (2.34)$$

где нагрев воды

$$\Delta t_v = \frac{Q}{G_n \cdot C_{pv}}. \quad (2.35)$$

Здесь C_{pv} – теплоемкость воды.

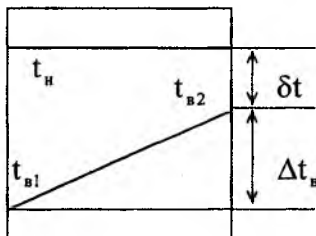


Рис. 2.24. Изменение температуры теплоносителей в пароводяном подогревателе

3) Давление отработавшего пара p_k нормируется в зависимости от расхода пара в конденсатор и параметров охлаждающей воды.

С этой целью в НЭХ могут приводиться графики зависимости конечного давления p_k от расхода пара в конденсатор G_k и температуры охлаждающей воды на входе $t_{в1}$ при нескольких значениях ее расхода $W_{ов}$ (определяемых производительностью циркуляционных насосов) (рис. 2.25).

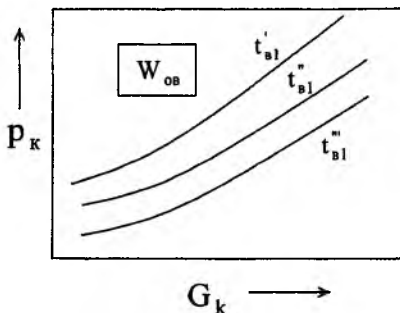


Рис. 2.25. Зависимость абсолютного давления p_k от расхода пара и температуры охлаждающей воды $t'_{в1} < t''_{в1} < t'''_{в1}$

Для определения оптимального расхода охлаждающей воды $W_{ов}$ в НЭХ турбинного цеха могут даваться графики выбора числа циркуляционных насосов в зависимости от суммарной конденсационной мощности турбин.

Давление отработавшего пара p_k определяется температурой конденсации $p_k = f(t_k)$, которая есть сумма значений температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{в1}$, ее нагрева Δt_b , определяемого из теплового баланса конденсатора

$$\Delta t_b = f(G_k, W_{ов}) = \frac{G_k \cdot q_{конд}}{W_{ов} \cdot C_{pw}}, \quad (2.36)$$

и температурного напора в конденсаторе δt_k

$$t_k = t_{s1} + \Delta t_s + \delta t. \quad (2.37)$$

Часто в НЭХ приводятся графики зависимости температурного напора от влияющих факторов $\delta t_k = f(G_k, W_{об}, t_{s1})$ (рис. 2.26).

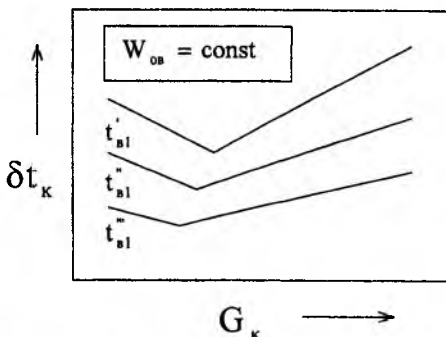


Рис. 2.26. Зависимость температурного напора δt_k от расхода пара и температуры охлаждающей воды $t'_{s1} < t''_{s1} < t'''_{s1}$

В случае систем с градирнями температура охлаждающей воды на входе в конденсатор t_{s1} должна нормироваться.

Для этого в НЭХ приводятся графики зависимости t'_{s1} при фиксированных температуре и влажности наружного воздуха $t_{нв} = 25^\circ\text{C}$ и $\varphi = 70\%$ от суммарного расхода охлаждающей воды на конденсаторы всех турбин, работающих на данную градирню $t'_{s1} = f(W_{об}^\Sigma)_{t_{нв}, \varphi}$.

К величине t'_{s1} необходимо ввести поправки на отличие фактических параметров воздуха от фиксированных

$$t_{s1} = t'_s + \Delta t_{\varphi, t_n} + \Delta t_{\omega}, \quad (2.38)$$

где $\Delta t_{\varphi, t_n} = f(W_{об}^\Sigma, t_n, \varphi)$ — поправка на отличие температуры и влажности воздуха от фиксированных;

$\Delta t_{\text{в}}$ – поправка на скорость воздуха (ветер).

Отклонение найденной нормативной величины $t_{\text{н}}''$ от фактической вследствие неудовлетворительного состояния градирни необходимо учесть при расчете перерасходов топлива по методике, приведенной ниже в разделе 5.

4) Зависимость температуры (и энтальпии) питательной воды от расхода свежего пара.

При построении этой характеристики для турбин типа ПТ или Р учитывается величина давления в производственном отборе $p_{\text{п}}$ или противодавления $p_{\text{пр}}$ (рис. 2.27).

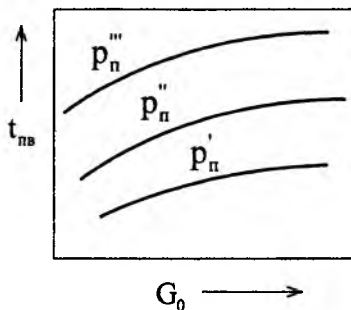


Рис. 2.27. Вид представления в НЭХ зависимости температуры питательной воды для турбин типа ПТ ($p_{\text{п}}' < p_{\text{п}}'' < p_{\text{п}}'''$)

5) Поправка к мощности на конечное давление может вводиться двумя способами.

Для учета величины конечного давления $p_{\text{к}}$ в НЭХ могут даваться сетки поправок на вакуум. При этом на графике (рис. 2.28) по оси ординат откладывается не абсолютное значение мощности, а ее изменение на сопоставляемых режимах $\Delta N_{p_{\text{к}}}$.

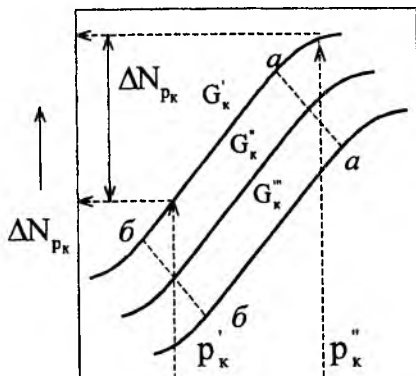


Рис. 2.28. Поправка к мощности на давление отработавшего пара

Вместо сетки кривых для ввода поправки к конечному давлению p_k в НЭХ (рис. 2.29) может даваться универсальная кривая поправок на вакуум, показывающая относительное изменение мощности $\Delta N/G_k$ при относительном изменении конечного давления p_k/G_k .

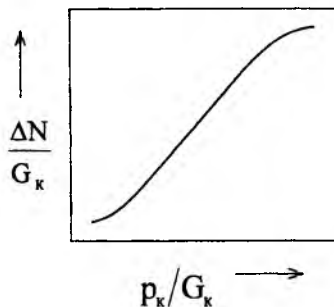


Рис. 2.29. Универсальная кривая поправок на вакуум

б) **Диаграмма режимов турбоустановки** – это графическая зависимость расхода свежего пара на турбоагрегат G_0 от электрической мощности на выходах генератора N_r и отпуска теплоты.

На рис. (2.30), (2.31) дан примерный вид этой характеристики для турбин типа Т и ПТ соответственно.

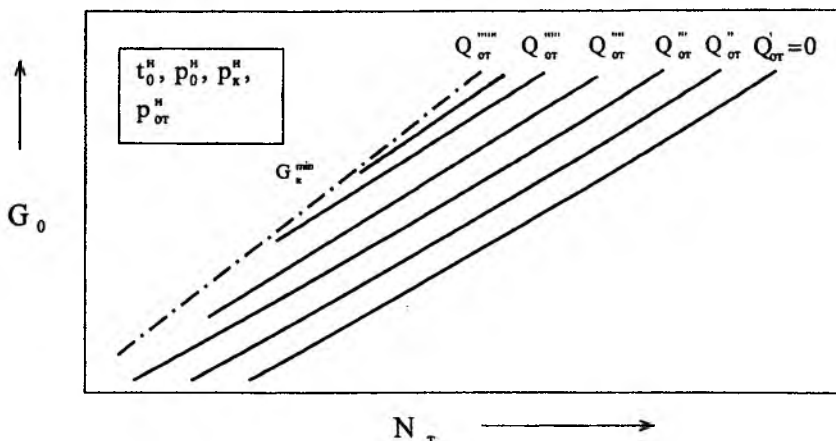


Рис. 2.30. Вид представления в НЭХ диаграммы режимов для турбин типа Т ($Q_{от}^I < Q_{от}^{II} < Q_{от}^{III} < Q_{от}^{IV} < Q_{от}^{V} < Q_{от}^{VI}$)

Для турбин типа ПТ вид представления диаграммы режимов аналогичен графику для определения удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии (см. рис. 2.7).

Основной график (рис. 2.31, слева) представляет зависимость фиктивной мощности турбины, соответствующей нулевой величине нагрузочного отбора $Q_{от}$, а вспомогательный (рис. 2.31, справа) – уменьшение мощности турбины в зависимости от расхода пара на входе в ЧСД $G_{ЧСД}^{вх}$ и отпуска пара в теплофикационный отбор $Q_{от}$.

В левом квадранте сплошными представлены линии постоянной нагрузки производственного отбора $Q_{п}$ (от нулевой внизу до максимальной вверху квадранта), а штриховыми – линии постоянного расхода пара на входе в ЧСД $G_{ЧСД}^{вх}$ (от минимального слева до максимального справа).

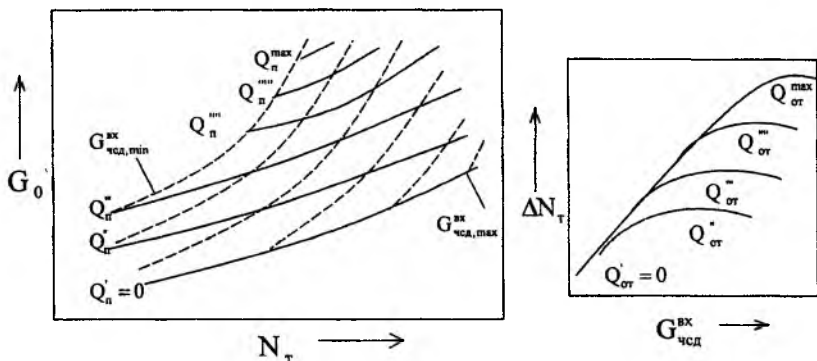


Рис. 2.31. Вид представления в НЭХ диаграммы режимов для турбин типа ПТ, разрабатываемых БЭРН ($Q_n^0 < Q_n^- < Q_n^+ < Q_n^{\max}$ и $Q_{от}^0 < Q_{от}^- < Q_{от}^+ < Q_{от}^{\max}$)

Кроме указанных, в составе НЭХ также приводятся: диаграмма парораспределения турбины; зависимость температуры основного конденсата и питательной воды за подогревателями; зависимость давления во всех регенеративных отборах от определяющих факторов; энтальпия пара в регулируемых отборах; характеристики мощности отсеков; зависимость давления пара перед ЧНД и ЧСД (для турбин типа ПТ) от энтальпии пара в отопительном или производственном отборах и расхода пара на входе в данный отсек; зависимость электромеханического КПД и др.

3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОАГРЕГАТОВ

3.1. Условия построения и состав НЭХ котлов

В энергетической характеристике котлоагрегата должны быть указаны условия ее построения – принятые значения следующих внешних факторов:

- вид и характеристика (теплота сгорания, содержание золы, влаги и серы) сжигаемого топлива;

- соотношение сжигаемых видов топлива;
- температура мазута, подаваемого в котел;
- число часов работы с начала эксплуатации или от момента проведения испытаний, по результатам которых построена ЭХ;
- температура холодного воздуха на стороне всасывания дутьевого вентилятора до врезки линии рециркуляции горячего воздуха;
- температура воздуха на входе в воздухоподогреватель;
- способ предварительного подогрева воздуха;
- температура питательной воды на входе в экономайзер (для котлов энергоблоков принимается по характеристикам турбоагрегата);
- присосы воздуха в топку;
- схема подогрева сетевой воды (для ПВК),

а также значения других внешних факторов, влияющих на экономичность работы котла.

Характеристики энергетических котлов должны содержать следующие графические зависимости от их теплопроизводительности (паропроизводительности):

- КПД брутто котла;
- температура свежего пара и пара после промперегрева;
- коэффициент избытка воздуха в режиме сечения;
- присосы воздуха по тракту котлоагрегата;
- доля рециркуляции дымовых газов;
- доля рециркуляции горячего воздуха;
- содержание горючих в шлаке;
- содержание горючих в уносе;
- температура уходящих газов;
- потери тепла с уходящими газами;
- потери тепла с химическим недожогом;
- потери тепла с механическим недожогом;
- потери тепла на внешнее охлаждение;

- потери с физической теплотой шлака;
- удельный расход электроэнергии на тягу и дутье, включая затраты на дымососы рециркуляции газов [кВт·ч/ГДж или кВт·ч/Гкал];
- удельный расход электроэнергии на пылеприготовление (для станций, работающих на твердом топливе) [кВт·ч/ГДж или кВт·ч/Гкал];
- расход теплоты на калориферы.

Характеристики **пиковых водогрейных котлов** должны содержать следующие графические зависимости от их теплопроизводительности:

- КПД брутто котла;
- коэффициент избытка воздуха в режимном сечении (за конвективной частью);
- суммарные присосы воздуха в топочную камеру и конвективные поверхности нагрева;
- температура уходящих газов;
- потери теплоты с химическим недожогом;
- потери теплоты с механическим недожогом;
- потери теплоты на внешнее охлаждение;
- удельный расход электроэнергии на тягу и дутье [кВт·ч/ГДж или кВт·ч/Гкал];
- удельный расход электроэнергии на дымососы рециркуляции [кВт·ч/ГДж или кВт·ч/Гкал].

Для учета отклонения значений внешних факторов от фиксированных НЭХ котлоагрегатов должны содержать данные для ввода **поправок** к значениям следующих основных и промежуточных показателей:

- температуры уходящих газов, потери тепла с уходящими газами (КПД брутто), расхода электроэнергии на тягу и дутье – на изменение качества топлива, соотношения сжигаемых топлив, температуры холодного воздуха на стороне всасывания дутьевых вентиляторов, температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель, доли

рециркуляции дымовых газов и горячего воздуха, температуры питательной воды;

- коэффициента избытка воздуха в режимном сечении – на изменение доли рециркуляции дымовых газов;
- КПД брутто котла (кроме ПВК) – на старение при продолжительности работы котла с начала эксплуатации (от момента проведения испытаний) сверх указанного в условиях построения характеристики;
- КПД брутто котла (для ПВК) – на изменение расхода и температуры сетевой воды на входе в котел.

В НЭХ котла указываются также потери топлива, электроэнергии и тепла при его пусках из различных состояний.

3.2. Основные характеристики работы котлов

Номинальные показатели работы котлоагрегатов даются в НЭХ в зависимости от их теплопроизводительности, которая по прямому балансу определяется по формуле

$$Q_x^{бр} = D_{пе} (h_{пе} - h_{пв}) + D_{пн} \Delta h_{пн} + D_{пр} (h_{пр} - h_{пв}) + D_{впр} (h_{впр} - h_{пв}) + Q_x^{от}, \quad (3.1)$$

где $D_{пе}$, $D_{пн}$ – расход выработанного перегретого пара и пара на входе в промежуточный пароперегреватель;

$D_{пр}$, $D_{впр}$ – расход продувочной воды и воды на впрыск во вторичный пароперегреватель;

$h_{пе}$, $h_{пв}$, $h_{пр}$ – энтальпии перегретого пара, питательной и котловой (продувочной) воды;

$\Delta h_{пн} = h_{пн2} - h_{пн1}$ – разность энтальпий пара на выходе $h_{пн2}$ и входе $h_{пн1}$

вторичного пароперегревателя;

$h_{впр}$ – энтальпия впрыскиваемой во вторичный пароперегреватель питательной воды;

$Q_k^{от}$ – теплота, отпущенная из котлоагрегата с насыщенным паром, воздухом или водой (включая сетевую воду теплофикационных экономайзеров) на сторону или на собственные нужды котла, а также тепло постоянно действующих пробоотборных точек и солемеров.

Необходимо иметь в виду, что статические характеристики котлоагрегатов при изменении нагрузок индивидуальны, поскольку зависят от их конструкции, типа топочных устройств и вида сжигаемого топлива. Они должны рассматриваться применительно к конкретным котлам.

На рис. 3.1 – 3.4 приведены характеристики котлоагрегатов ТГМП-344 (при работе на мазуте) и БКЗ-420-140НГМ (при работе на газе) по [17].

Основным показателем экономичности работы котлоагрегата является его КПД брутто $\eta_k^{бр}$.

В детальных расчетах номинальное значение КПД брутто котла определяется по обратному балансу:

$$\eta_k^{бр(ном)} = 100 - q_{2(н)} - q_{3(н)} - q_{4(н)} - q_{5(н)} - q_{6(н)} - q_{пуск} - \Delta\eta_{к(рес)}^{бр}, \% \quad (3.2)$$

где $q_{2(н)}$ – номинальные потери теплоты с уходящими газами;

$q_{3(н)}$ – номинальные потери с химическим недожогом;

$q_{4(н)}$ – номинальные потери с механическим недожогом;

$q_{5(н)}$ – номинальные потери на внешнее охлаждение;

$q_{6(н)} = q_{6шл(н)} + q_{6охл(н)}$ – номинальные потери с физическим теплом шлака и с охлаждением конусов горелок, мазутных форсунок, панелей и балок топки и пр.);

$q_{пуск}$ – потери, связанные с плановыми пусками котлов;

$\Delta\eta_{к(рес)}^{бр}$ – снижение КПД котла, связанное с его старением.

В НЭХ (рис. 3.1, 3.3) приводятся графики зависимости исходно-

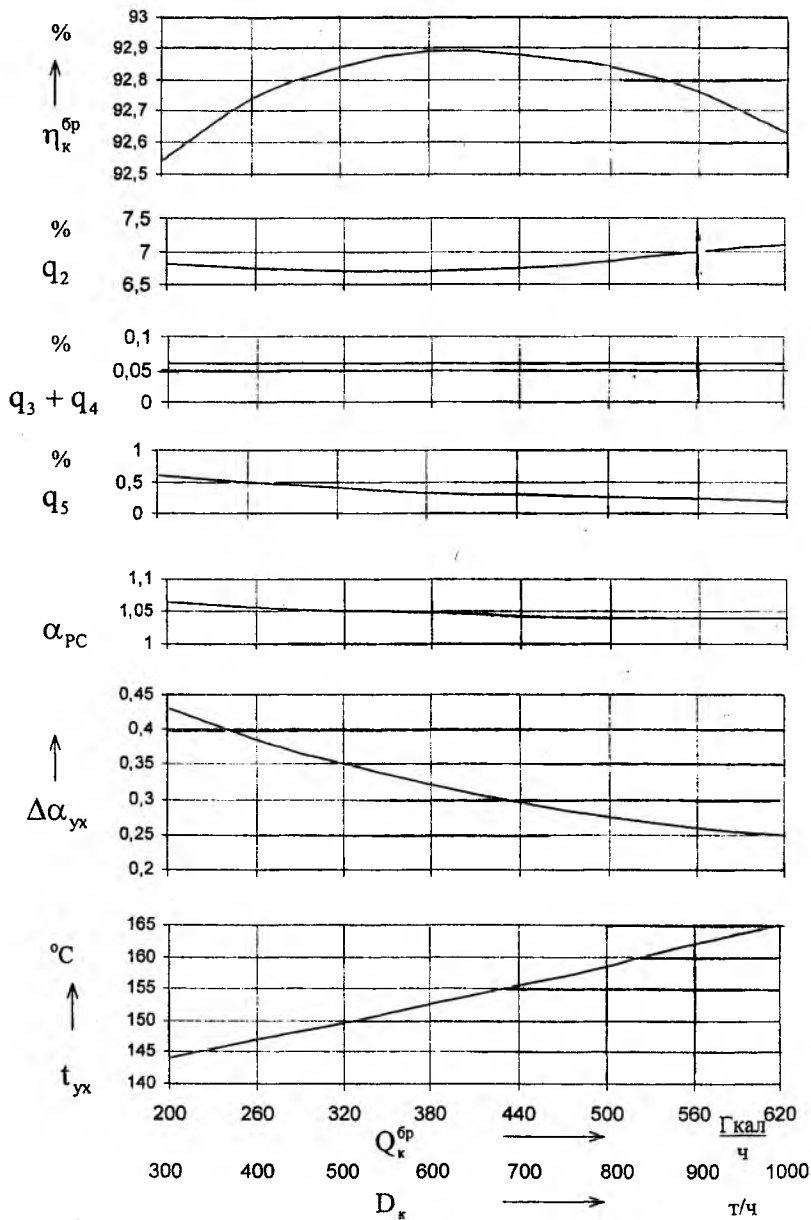


Рис. 3.1. Нормативная характеристика котлоагрегата ТГМП-344 при сжигании мазута

Условия построения характеристик:

Параметры пара: $p_{пе} = 255 \text{ ата};$

$t_{пе} = 545^\circ\text{C}.$

Топливо: мазут М-100; $Q^p_n = 40405 \text{ кДж/кг} = 9650 \text{ ккал/кг};$

$W^p = 1,2\%; S^p = 2,3\%.$

Температура холодного воздуха $t_{хв} = +20^\circ\text{C}.$

Температура питательной воды $t_{пв} = 205 + 0,1 (D_k - 300), ^\circ\text{C}.$

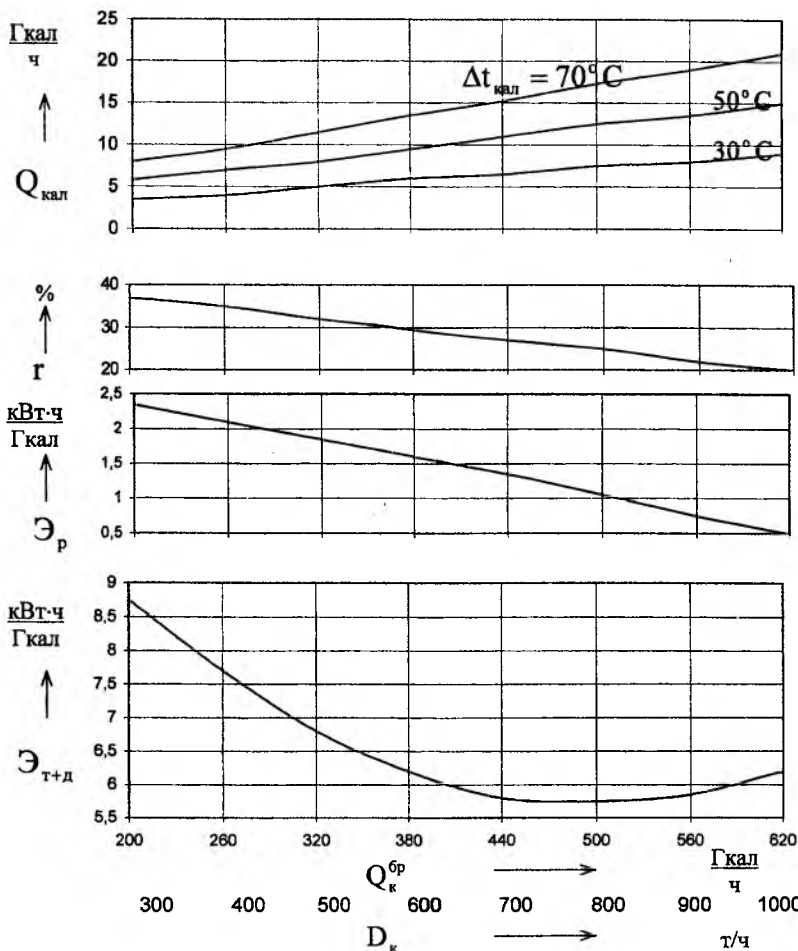


Рис. 3.2. Нормативная характеристика котлоагрегата ТГМП-344 при сжигании мазута (продолжение)

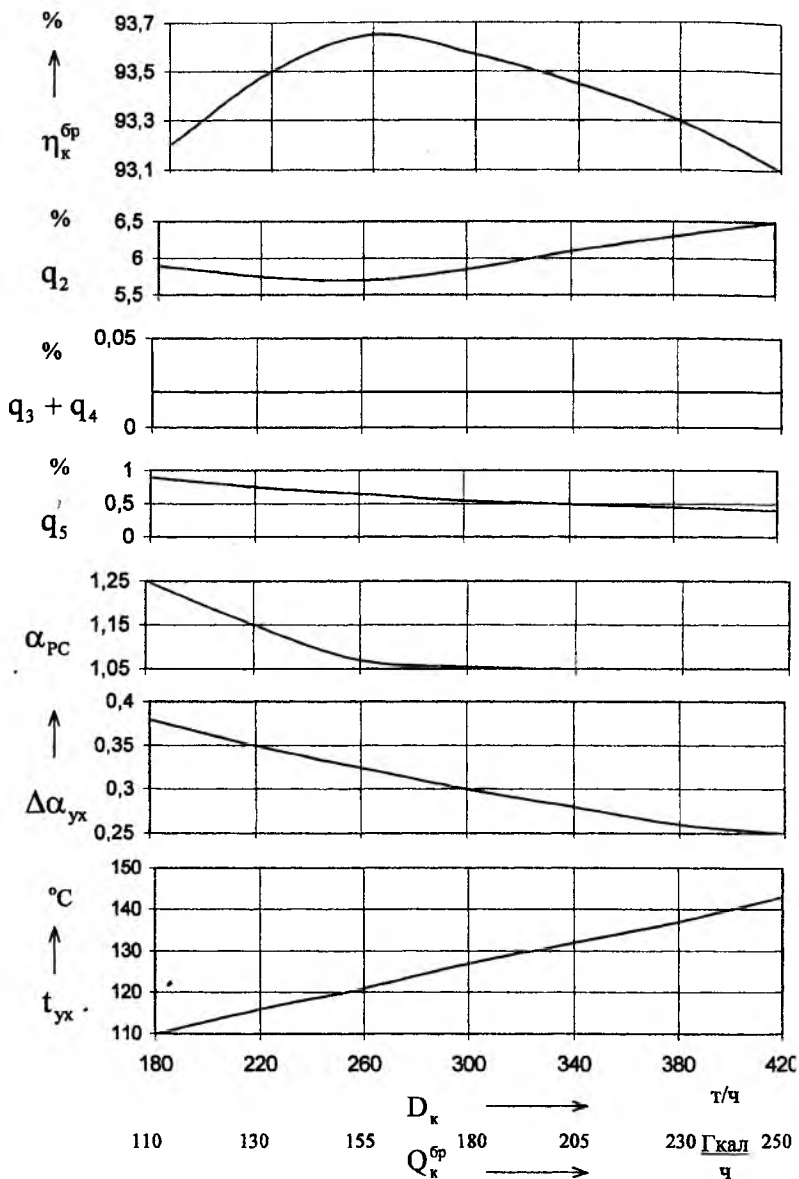


Рис. 3.3. Нормативная характеристика котлоагрегата БКЗ-420НГМ при сжигании газа

Условия построения характеристик:

Параметры пара: $p_{пе} = 140 \text{ ата};$
 $t_{пе} = 560^{\circ}\text{C}.$
 Топливо: газ; $Q_{н}^p = 33496 \text{ кДж/кг} = 8000 \text{ ккал/кг};$
 Температура холодного воздуха $t_{хв} = +20^{\circ}\text{C}.$
 Температура питательной воды $t_{пв} = 230^{\circ}\text{C}.$
 Калориферы отключены.

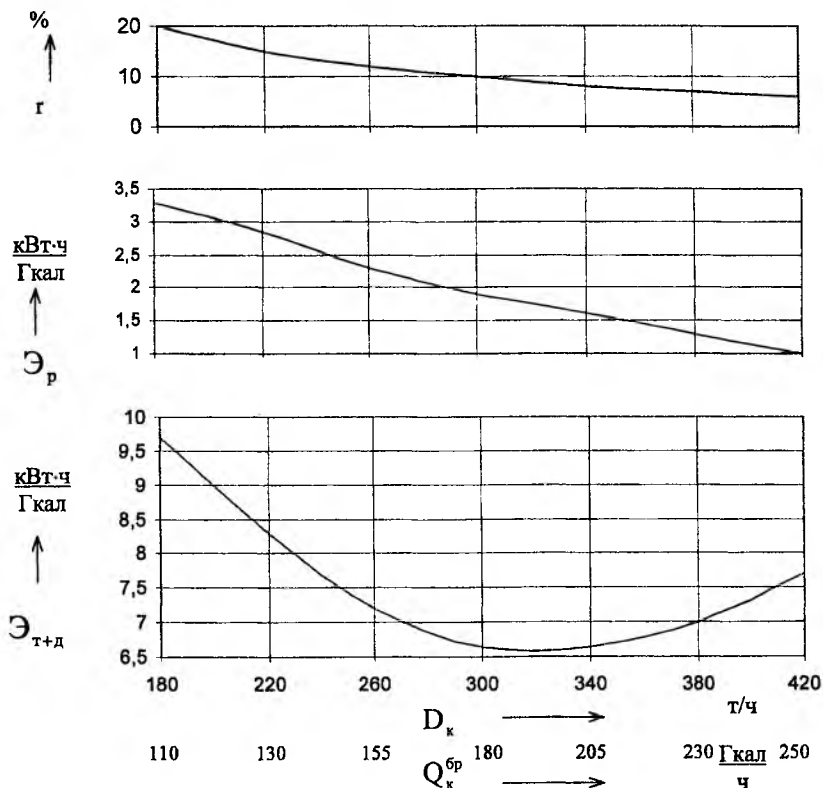


Рис. 3.4. Нормативная характеристика котлоагрегата БКЗ-420НГМ при сжигании газа (продолжение)

номинального КПД брутто $\eta_{к,исх}^{бр}$ от выработки тепла (пара) брутто котлом $Q_k^{бр}$ (D_k) в единицу времени $\eta_{к,исх}^{бр} = f(Q_k^{бр})$ или $\eta_{к,исх}^{бр} = f(D_k)$.

При малых нагрузках КПД котлоагрегата обычно уменьшается вследствие роста относительной величины топочных потерь, потерь на наружное охлаждение и пр. При форсировке котлоагрегата также может происходить снижение его КПД [14], так что максимум $\eta_k^{бр}$ часто достигается при нагрузке котла равной примерно 60..70% от номинальной. Однако в достаточно широкой рабочей зоне нагрузок КПД котла меняется незначительно и в приближенных расчетах может быть принят постоянным.

Температура уходящих газов t_{yx} измеряется в сечении газохода за последней поверхностью нагрева котла.

Выбор температуры уходящих газов производится по условию технико-экономической оптимизации, а при сжигании сернистых топлив – также по условиям предупреждения низкотемпературной коррозии. При работе на газе $t_{yx} \approx 110...120^\circ\text{C}$, а при использовании мазута t_{yx} не должна быть ниже 140°C .

Обычно [14] с увеличением теплопроизводительности котлоагрегата t_{yx} возрастает (рис. 3.1, 3.3).

Величина коэффициента избытка воздуха α определяется по замеренному составу газов. При отсутствии химической неполноты сгорания топлива его значение можно рассчитать по упрощенным формулам

$$\alpha = \frac{21 - \rho \cdot O_2}{21 - O_2}, \quad (3.3)$$

или

$$\alpha = \frac{RO_2^{\max}}{RO_2} K_\alpha, \quad (3.4)$$

где O_2 – объемное содержание кислорода в сухих продуктах сгорания, %;

ρ – коэффициент, принимаемый равным: 0,02 – для твердых топлив; 0,05 – для мазута; 0,08 – для попутного газа и 0,1 – для природного газа.

RO_2, RO_2^{\max} – фактическое и максимальное объемное содержание трехатомных газов в сухих продуктах сгорания при $\alpha = 1, \%$;

K_α – поправочный коэффициент (в зависимости от отношения RO_2^{\max}/RO_2 составляет $K_\alpha = 0,95 \dots 0,99$).

Коэффициент избытка воздуха в режимном сечении α_{pc} измеряется в точке с температурой газов не выше $600^\circ C$ (в области пароперегревателя). Значение α_{pc} близко к коэффициенту избытка воздуха в топке α_t , отличаясь на величину присосов воздуха. При этом для снижения низкотемпературной коррозии хвостовых поверхностей нагрева котла сжигание мазута осуществляется с предельно низкими избытками воздуха $\alpha_t \approx 1,03$ для уменьшения образования SO_3 при горении.

Газовый тракт котлоагрегатов, не работающих под наддувом, находится под разрежением. В связи с этим любые неплотности газового тракта служат источником присосов наружного воздуха.

Присосы воздуха в любом газоходе котла вызывают увеличение потери тепла с уходящими газами и снижение КПД котлоагрегата. На работу котла в целом увеличение присосов влияет тем более значительно, чем ближе к топке расположен газоход с увеличившимися присосами.

Присосы воздуха на тракте котла от режимного сечения до точки измерения температуры уходящих газов (за последней поверхностью нагрева или до дымососа) определяются по разности коэффициентов избытка воздуха в уходящих газах α_{yx} и в режимном сечении

$$\Delta\alpha_{yx} = \alpha_{yx} - \alpha_{pc}. \quad (3.5)$$

Абсолютная величина присосов мало зависит от теплопроизводительности

сти котла, поэтому относительная их величина $\Delta\alpha_{yx}$ уменьшается с ростом Q_k^p (рис. 3.1, 3.3).

Потери тепла с уходящими газами рассчитываются по приведенным характеристикам топлива [18]

$$q_2 = \left(K\alpha_{yx} + C \right) \left(t_{yx} - \frac{\alpha_{yx}}{\alpha_{yx} + b} t_{xb} \right) A_t (1 - 0,01 \cdot q_4) \cdot K_Q \cdot 10^{-2} + \Delta q_{23л}, \% \quad (3.6)$$

Здесь:

$A_t = 0,9805 + 0,00013 \cdot t_{yx}$ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние температуры на теплоемкость продуктов сгорания (в диапазоне температур 30...150°C значение этого коэффициента мало отличается от единицы $A_t = 0,996...1,004$);

$\Delta q_{23л}$ – дополнительные потери тепла с физической теплотой уноса (с золой);

K_Q – поправочный коэффициент, учитывающий теплоту, дополнительно (сверх химического тепла топлива) внесенную в топку

$$K_Q = \frac{B_k \cdot Q_{ny}^p}{B_k \cdot Q_{ny}^p + Q_{вн}}, \quad (3.7)$$

где B_k, Q_{ny}^p – расход условного топлива на котел и его теплотворная способность;

$Q_{вн}$ – теплота, дополнительно (сверх химического тепла топлива) внесенная в топку, включающая тепло, полученное воздухом при его предварительном подогреве в калориферах $Q_{кал}$; физическое тепло предварительно подогретого топлива (мазута) $Q_{тл}$; тепло парового дутья («форсуночного» пара) $Q_{ф}$ и др.

При работе калориферов и отсутствии измерения расхода пара на калориферы

$$Q_{\text{кал}} = B_{\text{н}} \cdot V_{\text{о}}^{\text{в}} \cdot \alpha'_{\text{вп}} \cdot C_{\text{р}}^{\text{в}} \cdot \Delta t_{\text{кал}}^{\text{в}} \cdot 10^{-3}, \quad (3.9)$$

где $B_{\text{н}}$ – расход натурального топлива на котел;

$V_{\text{о}}^{\text{в}}$ – количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания топлива;

$C_{\text{р}}^{\text{в}}, \Delta t_{\text{кал}}^{\text{в}}$ – теплоемкость воздуха и повышение его температуры в калорифере;

$\alpha'_{\text{вп}}$ – избыток воздуха на входе в воздухоподогреватель (калорифер).

Для котлов с трубчатыми подогревателями с достаточной точностью коэффициент избытка воздуха на входе в воздухоподогреватель может быть принят равным коэффициенту избытка воздуха в режимном сечении $\alpha'_{\text{вп}} = \alpha_{\text{рс}}$. Для котлов с регенеративными вращающимися подогревателями (РВП) имеются перетечки воздуха $\Delta \alpha_{\text{пер}}^{\text{РВП}}$ и $\alpha'_{\text{вп}} = \alpha_{\text{рс}} + \Delta \alpha_{\text{пер}}^{\text{РВП}}$.

Физическая теплота топлива обычно учитывается при работе котла на мазуте (для газа ее величиной пренебрегают)

$$Q_{\text{тл}} = B'_{\text{н}} \cdot C_{\text{тл}} \cdot t_{\text{тл}} \cdot 10^{-3}, \quad (3.10)$$

где $B'_{\text{н}}$ – расход того топлива из всего сожженного, физическая теплота которого учитывается;

$C_{\text{тл}}, t_{\text{тл}}$ – теплоемкость и температура топлива.

В (3.6) K, c, b – эмпирические коэффициенты, зависящие от вида топлива.

Значения этих коэффициентов для газового топлива [18]:

- для попутного газа: $K = 3,52, \quad c = 0,62, \quad b = 0,18;$

- для природного газа: $K = 3,53, \quad c = 0,6, \quad b = 0,18.$

Для мазута и твердых топлив эти коэффициенты даются в зависимости от вида топлива и его приведенной влажности $W^{\text{п}}$:

- для мазута и нефти: $K = 3,495 + 0,023 W^n K_{пр}$,
 $c = 0,44 + 0,04 W^n K_{пр}$,
 $b = 0,13$;
- для торфа: $K = 3,42 + 0,021 W^n K_{пр}$,
 $c = 0,76 + 0,044 W^n K_{пр}$,
 $b = 0,25 + 0,01 W^n K_{пр}$;
- для бурых углей: $K = 3,46 + 0,021 W^n K_{пр}$,
 $c = 0,51 + 0,042 W^n K_{пр}$,
 $b = 0,16 + 0,11 W^n K_{пр}$.

Здесь $K_{пр} = 1$, если теплотворная способность топлива выражается в ккал/кг и $K_{пр} = 4,187$ – при измерении Q_n^p в кДж/кг.

При работе котлов попеременно на различных видах топлива (например, на газе и мазуте) значения q_2 подсчитываются для каждого вида топлива, и по ним определяется средневзвешенная по теплоте топлива величина q_2^{cp} .

В НЭХ (рис. 3.1, 3.3) приводятся графики изменения номинального значения q_2 от нагрузки котла Q_k^{sp} (D_k). Величина этих потерь наибольшая и составляет для различных котлоагрегатов 6...8% и более.

Потери теплоты от **неполноты сжигания** q_3 и q_4 зависят от вида сжигаемого топлива, типа топочного устройства, воздушного режима в топке и пр.

Величина потери теплоты с химическим недожогом топлива q_3 определяется по формуле [3]

$$q_3 = 1,1 \cdot (\alpha - \rho) \frac{Q_{неп.гор}}{K_{пр}} (1 + 0,006 \cdot W^n K_{пр}) \cdot (100 - q_4) \cdot K_Q \cdot 10^{-3}, \% \quad (3.11)$$

где $Q_{неп.гор} = 126,4 \cdot CO + 108,0 \cdot H_2 + 358,0 \cdot CH_4$, кДж/м³ – теплота сгорания газообразных горючих компонентов, содержащихся в продуктах сгорания (содержание CO, H₂ и CH₄ подставляется в %).

В НЭХ приводятся графики зависимости номинальных величин q_3 и q_4 от $Q_k^{фр}$ (рис. 3.1, 3.3).

Потери q_5 и q_6 в эксплуатационных условиях не измеряются. Поэтому при определении фактического КПД брутто котла используются их номинальные значения, также приводимые в НЭХ.

Абсолютная величина потерь теплоты на наружное охлаждение котла слабо зависит от его теплопроизводительности, и относительная их величина q_5 уменьшается с ростом $Q_k^{фр}$. При этом при номинальной нагрузке для однокорпусных котлоагрегатов паропроизводительностью D_k^H более 1000 т/ч $q_5^H \approx 0,2\%$, для котлоагрегатов с $D_k^H = 420$ т/ч $q_5^H \approx 0,4\%$ (рис. 3.1, 3.3).

При нагрузке D_k ниже номинальной потеря тепла q_5 может быть подсчитана по формуле

$$q_5 = q_5^H \frac{D_k^H}{D_k}, \%$$

Предварительный подогрев воздуха перед воздухоподогревателем применяется для повышения температуры стенки его поверхностей нагрева с целью снижения коррозионного воздействия дымовых газов, в особенности при сжигании высокосернистых топлив. При работе на газе калориферы котлов обычно отключены.

При увеличении теплопроизводительности котла происходит увеличение расхода воздуха, что приводит к росту расхода тепла $Q_{квл}$ на его подогрев в калориферах (рис. 3.2).

Рециркуляция газов применяется для расширения диапазона регулирования температуры пара и позволяет поддерживать температуру перегрева при малых нагрузках котлоагрегата. Может также применяться как метод снижения образования NO_x .

Доля рециркуляции γ снижается при увеличении нагрузки котла (рис. 3.2, 3.4).

Применение рециркуляции приводит к снижению не только КПД брутто, но и КПД нетто котла, так как вызывает увеличение расхода электроэнергии на собственные нужды – на рециркуляцию \mathcal{E}_p (рис. 3.2, 3.4).

Расход электроэнергии на тягу и дутье $\mathcal{E}_{т+д}$ включает ее расход на дымососы, дутьевые вентиляторы и дополнительно на вентиляторы горячего дутья и мельничные вентиляторы (при их наличии).

3.3. Ввод поправок к показателям котлоагрегатов

Для определения номинальных показателей котлоагрегатов необходимо к найденным по НЭХ исходно-номинальным величинам ввести поправки на отличие фактических значений внешних факторов от фиксированных, а для КПД брутто энергетических котлов еще и на старение и плановые пуски.

Поправки к показателям котлоагрегатов являются практически линейными, поэтому они могут представляться как в виде графиков, так и в виде формул в тексте пояснительной записки к энергетическим характеристикам.

Например, для котла БКЗ-420-140 НГМ [17] значение поправки к КПД брутто $\Delta\eta_k^{бр}$ на температуру холодного воздуха и питательной воды соответственно равны:

- при работе на газе

- при $\Delta t_{хв} = \pm 10^\circ \text{C}$ поправка $\Delta\eta_k^{бр} = \pm 0,47\%$;

- при $\Delta t_{пв} = \pm 10^\circ \text{C} \rightarrow \Delta\eta_k^{бр} = \mp 0,1\%$;

- при работе на мазуте

- при $\Delta t_{хв} = \pm 10^\circ \text{C}$ поправка $\Delta\eta_k^{бр} = \pm 0,43\%$;

- при $\Delta t_{пв} = \pm 10^\circ \text{C} \rightarrow \Delta\eta_k^{бр} = \mp 0,12\%$.

Отметим, что значительное уменьшение температуры питательной воды имеет место при аварийном отключении подогревателей высокого давления, а также при уменьшении расхода пара на турбину и соответствующем снижении давления в камере верхнего регенеративного отбора.

При уменьшении температуры питательной воды увеличиваются температурный напор и удельное тепловосприятие водяного экономайзера, в связи с чем при постоянном расходе топлива температура уходящих газов снижается и КПД брутто котлоагрегата возрастает. Снижение температуры уходящих газов при одинаковом уменьшении температуры питательной воды отличается для разных котлоагрегатов, зависит от удельного веса водяного экономайзера в тепловом балансе котельного агрегата и его конструкции и составляет 1... 4°С на каждые 10° изменения температуры питательной воды.

Для котла БКЗ-420-140 НГМ [17]

- при сжигании газа и $\Delta t_{\text{нв}} = \pm 10^\circ \text{C} \rightarrow \Delta t_{\text{yx}} = \pm 2^\circ \text{C}$;
- при сжигании мазута и $\Delta t_{\text{нв}} = \pm 10^\circ \text{C} \rightarrow \Delta t_{\text{yx}} = \pm 2,2^\circ \text{C}$.

При повышении температуры холодного воздуха растет теплота, вносимая с ним, и КПД котла $\eta_{\text{к}}^{\text{бр}}$ увеличивается.

Поправка на изменение температуры воздуха перед воздухоподогревателем для того же котла БКЗ-420 ГМ

- при сжигании газа и $\Delta t_{\text{ан}} = \pm 10^\circ \text{C} \rightarrow \Delta \eta_{\text{к}}^{\text{бр}} = \mp 0,3\%$;
- при сжигании мазута и $\Delta t_{\text{ан}} = \pm 10^\circ \text{C} \rightarrow \Delta \eta_{\text{к}}^{\text{бр}} = \mp 0,32\%$.

Поправка к удельному расходу электроэнергии на тягу и дутье для котла БКЗ-420-140 при изменении температуры холодного воздуха

- при $\Delta t_{\text{хв}} = \pm 10^\circ \text{C} \rightarrow \Delta \mathcal{E}_{\text{т+д}} = \pm 0,05 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{Гкал}$.

Поправка на плановые пуски котла определяется как

$$\Delta \eta_{\text{к}}^{\text{бр}} = - \frac{Q_{\text{пуск}} \cdot n_{\text{пуск}}}{\sum Q_{\text{к}}^{\text{бр}}} \cdot 100 = - \frac{B_{\text{пуск}} \cdot n_{\text{пуск}}}{\sum B_{\text{к}}} \cdot 100, \% \quad (3.12)$$

где $n_{\text{пуск}}$ – число плановых пусков котла;

$Q_{\text{пуск}}, V_{\text{пуск}}$ – расход топлива на пуск котла в тепловых или массовых единицах, Гкал или т.у.т.;

$\Sigma Q_{\text{к}}^{\text{пр}}, \Sigma V_{\text{к}}$ – суммарный расход топлива на котел за отчетный период, Гкал или т.у.т.

В табл. 5.1 приведены затраты топлива на пуск котлоагрегатов из холодного состояния по [5].

Поправка на отработанный ресурс времени вводится по (1.8).

Для водогрейных котлов важным является учет влияния на его показатели температуры сетевой воды: при ее снижении КПД возрастает, а температура уходящих газов, наоборот, снижается.

Например для ПТГВМ-100 [15]

$$- \text{при } \overline{\Delta t_{\text{св}}} = \pm 10^{\circ}\text{C} \rightarrow \Delta \eta_{\text{к}}^{\text{пр}} = \mp 0,32\%, \text{ а } \Delta t_{\text{yx}} = \pm 8^{\circ}\text{C}.$$

Однако на водогрейных котлах обычно применяется рециркуляция сетевой воды с целью поддержания ее температуре на входе не ниже 70°C .

3.4. Выбор производительности и количества работающих котлов на ТЭС с поперечными связями

Как правило на ТЭС расчет номинальных показателей производится для фактического состава оборудования и фактических значений паропроизводительности отдельных котлоагрегатов. Однако число работающих котлов и их нагрузку необходимо предварительно оптимизировать.

При расчете прогнозных режимов ТЭС фактическая нагрузка котлов известна, и ее также нужно обосновать из условия оптимального распределе-

ния между котлами суммарного расхода пара на турбины $\sum_{i=1}^m D_{\text{пеi}}$.

Выбор производительности и количества котлов должен производиться из условия оптимизации режимов их работы. Критерием такой оптимизации

должна быть минимизация расхода топлива с некоторыми условными ограничениями. С этой целью необходимо проанализировать вид энергетических характеристик котлоагрегатов $B_k = f(Q_{\text{пе}})$.

С достаточной определенностью ЭХ котлов можно считать вогнутой. Это подтверждается характером зависимости потерь теплоты котлоагрегатом $Q_{\text{пот}}$ от его теплопроизводительности $Q_{\text{пе}}$. На рис. 3.5 по данным [13] приведена такая зависимость, построенная по результатам тепловых испытаний 60 котлов, сжигающих различное топливо.

Зависимость приведена для относительной величины потерь теплоты $\bar{Q}_{\text{пот}}$ и относительной нагрузки котлов $\bar{Q}_{\text{пе}}$, которые взяты в процентах от их абсолютных значений при максимальном КПД котла.

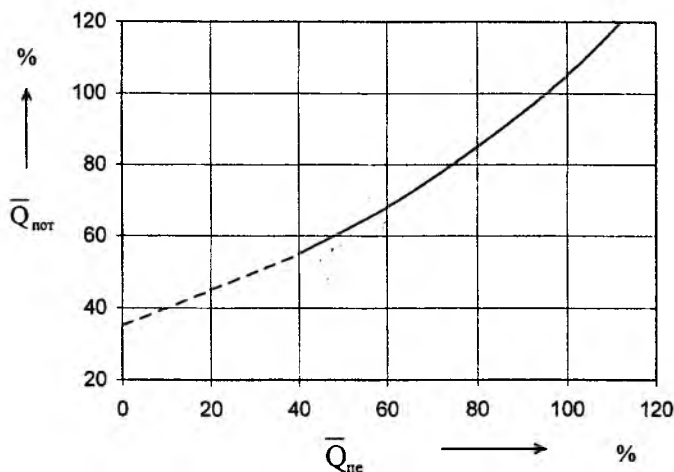


Рис. 3.5. Обобщенная зависимость относительной величины потерь теплоты $\bar{Q}_{\text{пот}}$ от относительной нагрузки котлов $\bar{Q}_{\text{к}}^{6p}$, сжигающих различное топливо

Как видно, для различных видов котлов, потребляющих разное топливо, наблюдается вогнутый характер зависимости $Q_{\text{пот}} = f(Q_{\text{пе}})$.

Это значит, что производная $\frac{dQ_{\text{нот}}}{dQ_{\text{не}}}$ возрастает с увеличением $Q_{\text{не}}$.

Расход топлива котлом можно представить в виде

$$B_k = \frac{Q_{\text{не}} + Q_{\text{нот}}}{Q_{\text{н}}^p}, \quad (3.13)$$

тогда прирост его расхода определится формулой

$$\frac{dB}{dQ_{\text{не}}} = \frac{1}{Q_{\text{н}}^p} \left(1 + \frac{dQ_{\text{нот}}}{dQ_{\text{не}}} \right). \quad (3.14)$$

Из (3.14) следует, что величина относительного прироста расхода топлива $\frac{dB}{dQ_{\text{не}}}$, как и прироста потерь $\frac{dQ_{\text{нот}}}{dQ_{\text{не}}}$, является возрастающей.

Известно, что при таком виде ЭХ для минимизации расхода топлива нагрузка между котлами должна распределяться из условия равенства прироста: $\frac{dB}{dQ_{\text{не}}} = \text{idem}$.

Это значит, что нагрузка между параллельно работающими однотипными котлами, сжигающими одинаковое топливо и имеющими равное техническое состояние должна распределяться равномерно.

В процессе эксплуатации со скоростью, зависящей от вида сжигаемого топлива, происходит ухудшение технического состояния котла и его КПД. При этом сам вид ЭХ примерно сохраняется, но происходит смещение характеристики вверх. В этом случае принцип распределения нагрузок остается тем же, но, как видно из рис. 3.6, больше нагружаться будет котел с лучшим техническим состоянием $Q_{\text{нд}} > Q_{\text{не2}}$.

Анализ характеристик газо-мазутных котлов показывает, что при разно-

сти КПД котлов в 1% при одинаковой производительности разность в их нагрузках при оптимальном ее распределении должна составлять 8 ... 10%.

Изменение КПД котла, определяемое по величине потерь q_2 , контролируется по параметрам уходящих газов $t_{ух}$ и $\alpha_{ух}$.

При выборе количества работающих котлов кроме того необходимо учитывать их технический минимум. Количество работающих котлоагрегатов на ТЭЦ ограничивается также надежностью обеспечения паром производственных потребителей.

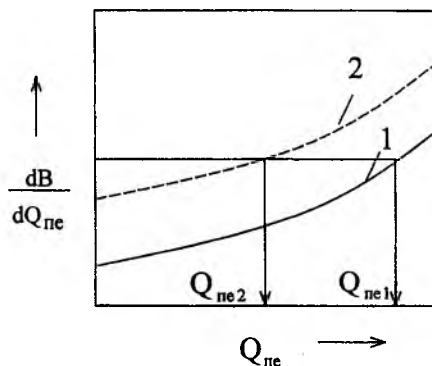


Рис. 3.6. Распределение нагрузки между котлами, имеющими разную экономичность

4. РАСЧЕТ УДЕЛЬНЫХ РАСХОДОВ ТОПЛИВА НА ОТПУСК ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ТЕПЛОТЫ НА ТЭС

4.1. Расчет показателей нетто турбинного цеха

Основным показателем является удельный расход теплоты нетто на отпуск электроэнергии для группы турбоагрегатов с учетом собственных нужд

$$q_{\text{ТНОМ}}^{\text{нет}} = q_{\text{ТНОМ,ГП}}^{\text{бр}} \frac{100 + \bar{q}_{\text{Т}}^{\text{СН}}}{100 - \bar{\mathcal{E}}_{\text{Т}}}, \quad (4.1)$$

где $q_{\text{ТНОМ,ГП}}^{\text{бр}}$ – среднее для группы турбин значение удельного расхода теплоты брутто на выработку электроэнергии;

$\bar{q}_{\text{Т}}^{\text{СН}}$ – расход теплоты на собственные нужды турбинного цеха $Q_{\text{Т}}^{\text{СН}}$ в процентах от суммарного расхода теплоты на выработку электроэнергии группой турбоагрегатов $Q_{\text{Э,ГП}}^{\text{СУМ}}$

$$\bar{q}_{\text{Т}}^{\text{СН}} = \frac{Q_{\text{Т}}^{\text{СН}}}{Q_{\text{Э,ГП}}^{\text{СУМ}}} \cdot 100\%; \quad (4.2)$$

$\bar{\mathcal{E}}_{\text{Т}}^{\text{СН}}$ – расход электроэнергии на собственные нужды цеха $\mathcal{E}_{\text{Т}}^{\text{СН}}$ в процентах от выработанной электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{выр,ГП}}$

$$\bar{\mathcal{E}}_{\text{Т}}^{\text{СН}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{Т}}^{\text{СН}}}{\mathcal{E}_{\text{выр,ГП}}} \cdot 100\%. \quad (4.3)$$

Величина $q_{\text{Т,НОМ}j}^{\text{бр}}$ определяется по средним за отчетный период значениям показателей j -й турбины путем ввода к найденному по НЭХ исходно-номинальному значению удельного расхода теплоты $q_{\text{Т,ИСК}j}^{\text{бр}}$ поправок на отклонение фактических значений влияющих факторов от фиксированных, а также на отработанный ресурс времени и на плановые пуски турбин (как было показано в главе 2 пособия)

$$q_{\text{Т,НОМ}j}^{\text{бр}} = q_{\text{Т,ИСК}j}^{\text{бр}} + \sum_{i=1}^m \Delta q_{\text{Т}ij}^{\text{бр}}. \quad (4.4)$$

Количество электроэнергии, выработанной энергоблоком, группой оборудования и электростанцией в целом за отчетный период определяется по показаниям счетчиков генераторов.

Фактическая выработка электроэнергии по группе оборудования и станции в целом определяется путем суммирования выработки соответствующих агрегатов $\mathcal{E}_{\text{выр}j}$

$$\mathcal{E}_{\text{выр,гр}} = \sum_{j=1}^n \mathcal{E}_{\text{выр}j} \cdot \quad (4.5)$$

При этом средняя мощность турбоагрегатов составляет

$$N_{\text{т}j}^{\text{ср}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{выр}j}}{\tau_{\text{раб}j}}, \quad (4.6)$$

где $\tau_{\text{раб}j}$ – время работы j -го агрегата.

Суммарный расход теплоты на выработку электроэнергии определяется как

$$Q_{\text{з,гр}} = q_{\tau_{\text{ном,гр}}}^{\text{бр}} \mathcal{E}_{\text{выр,гр}} \cdot \quad (4.7)$$

В расход тепла на собственные нужды турбинного цеха $Q_{\text{т}}^{\text{ст}}$ включаются его затраты на:

- турбопривод циркуляционных, конденсатных и других насосов, относящихся к турбинной установке (за исключением питательных);
- пуски турбоагрегатов, включая прогрев паропроводов, разогрев и разворот турбин, прогрев вспомогательного оборудования до включения генераторов в сеть (при нормировании показателей учитываются только плановые пуски турбин по диспетчерскому графику);

- отопление производственных помещений турбинных установок и электроцеха, душевые и т.д.

К расходу электроэнергии на собственные нужды группы турбоагрегатов $\bar{\mathcal{E}}_T^{сн}$ относится электроэнергия, затраченная на:

- привод циркуляционных, конденсатных, перекачивающих, дренажных и других насосов, относимых электростанцией к турбинному оборудованию; привод вентиляторов градирен (при их наличии);
- освещение, отопление и вентиляцию производственных помещений турбинного оборудования и электрического цеха;
- на плановые пуски турбин по диспетчерскому графику;
- электроэнергия, затраченная электродвигателями электроцеха, включая двигатели открытой подстанции, охлаждение трансформаторов, масляного хозяйства, на измерительную и ремонтную мастерские.

В состав собственных нужд турбинного цеха не включаются насосы теплофикационной установки и питательные насосы, поэтому $\bar{\mathcal{E}}_T^{сн}$ сравнительно невысок (не превышает 2%).

При расчете могут выделяться несколько основных статей расхода электроэнергии, определяемых по НЭХ:

$$\bar{\mathcal{E}}_T^{сн} = \bar{\mathcal{E}}_{цн} + \bar{\mathcal{E}}_{пр} + \bar{\mathcal{E}}_{пуск}^{пл}, \quad (4.8)$$

где $\bar{\mathcal{E}}_{цн}$, $\bar{\mathcal{E}}_{пр}$, $\bar{\mathcal{E}}_{пуск}^{пл}$ – расход электроэнергии на привод циркуляционных насосов, прочие нужды и на плановые пуски турбин.

Мощность циркуляционных насосов для теплофикационных турбин определяется по специальным режимным картам выбора числа работающих насосов в зависимости от конденсационной мощности турбин $N_{цн} = f(N_k)$.

При этом номинальное значение мощности, развиваемой по конденсационному циклу:

$$N_{kj} = N_{\tau j} - N_{\tau fj} = N_{\tau} - Q_{\tau j} \cdot W_{\tau j} - Q_{\sigma \tau j} \cdot W_{\sigma \tau j}; \quad (4.9)$$

- подгруппой турбоагрегатов

$$N_k = \frac{\sum_j^n N_{kj} \tau_{\text{раб}j}}{\tau_{\text{раб}}}, \quad (4.10)$$

где $N_{\tau fj}$ – теплофикационная мощность j-й турбины;

$W_{\tau j}$, $W_{\sigma \tau j}$ – удельная выработка электроэнергии на базе теплоты регулируемых отборов (производственного и отопительного) j-й турбины;

$\tau_{\text{раб}}$ – длительность отчетного периода.

Режим и количество работающих циркуляционных насосов должны оптимизироваться из условия обеспечения экономического вакуума турбин, т.е. обеспечения максимальной полезной мощности турбин. При этом рост мощности турбин за счет снижения давления в конденсаторе при увеличении расхода охлаждающей воды должен превышать затраты мощности на привод дополнительно включаемого циркуляционного насоса.

4.2. Определение КПД нетто котельного цеха

Номинальное значение коэффициента полезного действия нетто группы энергетических котлоагрегатов учитывает расходы тепла и электроэнергии на собственные нужды и рассчитывается по формуле

$$\eta_{k, \text{нет}} = \frac{\eta_{k, \text{ном.гр}}^{\text{бр}}}{K_Q} \cdot \frac{100 - q_k^{\text{сн}}}{100} \cdot \frac{100 - \bar{\Xi}_k^{\text{сн}} - \bar{\Xi}_\tau^{\text{сн}}}{100 - \bar{\Xi}_\tau^{\text{сн}}}. \quad (4.11)$$

Здесь $\eta_{k, \text{ном.гр}}^{\text{бр}}$ – КПД группы котлов брутто, осредненный по их теплопроизводительности:

$$\eta_{\text{к,ном.гр}}^{\text{бр}} = \frac{\sum_{j=1}^n \eta_{\text{к,ном}j}^{\text{бр}} \cdot Q_{\text{к}j}^{\text{бр}}}{\sum_{j=1}^n Q_{\text{к}j}^{\text{бр}}}, \quad (4.12)$$

где $Q_{\text{к}j}^{\text{бр}} = Q_{\text{п}ej} \cdot \tau_j$ – теплопроизводительность каждого j -го котла за отчетный период;

$Q_{\text{к,гр}}^{\text{бр}} = \sum_{j=1}^n Q_{\text{к}j}^{\text{бр}}$ – суммарная теплопроизводительность всех n котлов за отчетный период;

$\eta_{\text{к,ном}j}^{\text{бр}}$ – номинальный КПД брутто j -го котла, найденный по средним за отчетный период показателям его работы.

Величина $\eta_{\text{к,ном}j}^{\text{бр}}$ определяется путем ввода к исходно-номинальной величине КПД котла брутто по НЭХ $\eta_{\text{к,иск}j}^{\text{бр}}$ поправок на отклонение фактических значений m влияющих факторов от фиксированных, а также поправок на плановые пуски j -го котла и отработанный им ресурс времени (как было показано в главе 3)

$$\eta_{\text{к}j}^{\text{бр}} = \eta_{\text{к,иск}j}^{\text{бр}} + \sum_{i=1}^m \Delta \eta_{\text{к}ij} + \Delta \eta_{\text{к}j}^{\text{пуск}} + \Delta \eta_{\text{рес}j}^{\text{бр}}. \quad (4.13)$$

В (4.11) K_Q – коэффициент, учитывающий теплоту, дополнительно вносимую в топку котла с подогретым воздухом и физической теплотой топлива по (3.7).

В случае отключения калориферов при работе котла на газе $K_Q = 1$.

В расход тепла на собственные нужды энергетических котлов $Q_{\text{к}}^{\text{сн}}$ включаются его затраты (включая потери), обеспечивающие:

- расход тепла на турбопривод питательных насосов и воздуходувок;
- расход тепла на предварительный подогрев воздуха в калориферах;
- расход теплоты на отопление и вентиляцию производственных помещений котельного, химического и топливно-транспортного цехов;
- расход тепла на мазутное хозяйство (слив и предварительный подогрев мазута, распыл мазута в форсунках и охлаждение неработающих форсунок);
- потери тепла, связанные с подготовкой добавка химически очищенной, обессоленной воды и дистиллята, восполняющих внутростанционные потери пара, конденсата и питательной воды;
- потери с продувкой, обдувкой, обмывкой, с пробоотборными точками и другие расходы и технологические потери тепла, связанные с выработкой пара котлами;
- расход тепла на плановые пуски котлов.

В (4.11) подставляется относительная величина общего расхода теплоты на собственные нужды котельной

$$\bar{q}_k^{\text{сн}} = \frac{Q_k^{\text{сн}}}{Q_{k,\text{гр}}^{\text{бр}}} \cdot 100, \% \quad (4.14)$$

Номинальная величина относительного расхода теплоты на собственные нужды $\bar{q}_k^{\text{сн}'} = f(Q_k^{\text{бр}}, t_{\text{нв}})$ определяется по НЭХ при фактических нагрузках и значениях внешних факторов (рис. 4.1) с корректировкой на плановые пуски котлов, их консервацию, поддержание в горячем резерве при отрицательных температурах наружного воздуха.

При этом

$$\bar{q}_k^{\text{сн}} = \bar{q}_k^{\text{сн}'} + \frac{Q_{\text{пуск}} \cdot \eta_{\text{пуск}}^{\text{пл}}}{Q_{k,\text{гр}}^{\text{бр}}} \cdot 100, \% \quad (4.15)$$

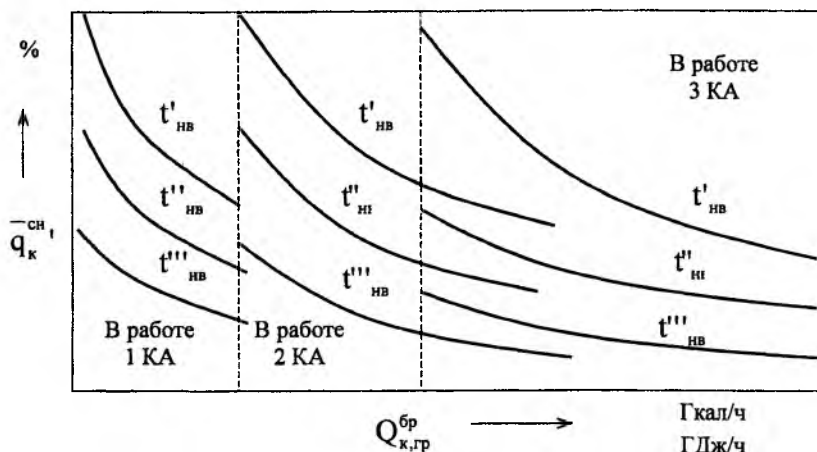


Рис. 4.1. Вид представления в НЭХ зависимости $\bar{q}_k^{сн}$ для группы котлоагрегатов (КА) ($t'_{нв} < t''_{нв} < t'''_{нв}$)

где $Q_{пуск}$ – расход теплоты на один пуск котла;

$n_{пуск}^{пл}$ – количество плановых пусков котлов за отчетный период.

В (4.11) также подставляется относительный расход электроэнергии на собственные нужды котельного цеха $\bar{\mathcal{E}}_k^{сн}$

$$\bar{\mathcal{E}}_k^{сн} = \frac{\mathcal{E}_k^{сн} \cdot q_{т,гр}^{нет}}{Q_{к,гр}^{бр}} \cdot 100, \% \quad (4.16)$$

Здесь $\mathcal{E}_k^{сн} = \mathcal{E}_{пн} + \mathcal{E}_{т+д} + \mathcal{E}_{пыл} + \mathcal{E}_{пр} + \mathcal{E}_{пуск}^{\Sigma}$ – абсолютная величина расхода электроэнергии на собственные нужды котельного цеха, включающая расход электроэнергии на питательные насосы $\mathcal{E}_{пн}$, на тягу и дутье $\mathcal{E}_{т+д}$, на пылеприготовление $\mathcal{E}_{пыл}$, прочие расходы $\mathcal{E}_{пр}$ и на плановые пуски котлов

$$\mathcal{E}_{пуск}^{\Sigma} = \mathcal{E}_{пуск} \cdot n_{пуск}^{пл} \quad (4.17)$$

где $\mathcal{E}_{\text{пуск}}, n_{\text{пуск}}^{\text{пл}}$ – расход электроэнергии на плановый пуск котла и их количество в отчетном периоде.

При работе на газе или мазуте основным является расход электроэнергии на питательные насосы (ПН).

При этом в НЭХ для групп оборудования с поперечными связями дается зависимость расхода электроэнергии на питательные насосы от суммарного часового расхода питательной воды (суммарной нагрузки котлоагрегатов)

$$\mathcal{E}_{\text{ПН}} = f(G_{\text{пв}}^{\text{сум}}) \text{ (рис. 4.2).}$$

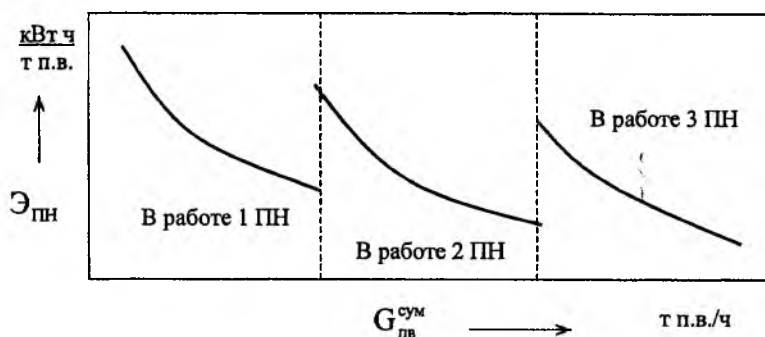


Рис. 4.2. Вид представления в НЭХ зависимости $\mathcal{E}_{\text{ПН}} = f(G_{\text{пв}}^{\text{сум}})$

С учетом указанных расходов на собственные нужды КПД котельного цеха нетто оказывается значительно ниже, чем средний КПД брутто группы котлоагрегатов.

4.3. Определение нормативных удельных расходов топлива на ТЭС

Номинальный удельный расход топлива на отпуск электроэнергии от электростанции (подгруппы оборудования) определяется по формуле

$$b_{з(ном)}^{отп} = \frac{q_{т,гр}^{нет} (1 + K_{ст} + K_{осв})}{Q_{ну}^p \cdot \eta_{к,гр}^{нет} \cdot \eta_{тн}}, \text{ Г у.т./}(кВт\cdot\text{ч}). \quad (4.18)$$

Здесь

$\eta_{тн}$ – КПД теплового потока;

$K_{ст}$ – коэффициент стабилизации режимов при регулировании графиков нагрузки;

$K_{осв}$ – коэффициент освоения вновь введенного оборудования.

Величина потерь теплового потока на электростанции складывается из потерь тепла с излучением от поверхностей оборудования и паро- и водопроводов, а также с парениями, пропусками арматуры и эксплуатационными сбросами пара и воды. Она зависит от совершенства тепловой схемы и уровня эксплуатации на электростанции.

При нормальном состоянии изоляции, арматуры и использовании сброшенного тепла абсолютная величина потерь является для электростанции постоянной и может быть принята для КЭС равной 1% от номинальной теплопроизводительности работающих котлоагрегатов группы (электростанции) и для ТЭЦ – 1,5% [6].

В последнем случае

$$\eta_{тн} = 1 - 0,015 \frac{Q_{к,уст}^{бр}}{Q_k^{бр}} \approx 1 - 0,015 \frac{D_{к,гр}^{ном}}{D_{к,гр}}, \quad (4.19)$$

где $D_{к,гр}^{ном}$, $Q_{к,уст}^{бр}$ – установленная номинальная паро- или теплопроизводительность находившихся в работе котлов подгруппы оборудования;

$D_{к,гр}$, $Q_k^{бр}$ – фактическая средняя паро- или теплопроизводительность подгруппы котлов.

Нормативный УРТ на отпуск электроэнергии определяется по формуле

$$b_{э(ном)}^{отп} = b_{э(ном)}^{отп} [1 + K_p^э (1 - \mu_p^э)], \quad (4.20)$$

где $K_p^э$ – коэффициент резерва экономичности по отпуску электроэнергии;

$\mu_p^э$ – коэффициент использования в текущем году данного резерва.

Номинальный удельный расход топлива на отпуск теплоты в общем случае рассчитывается как сумма

$$b_{тэ(ном)}^{отп} = \frac{(1 - \alpha_{пвк} - \alpha_{сн}) \cdot f}{Q_n^p \cdot \eta_{к,гр}^{нет} \cdot \eta_{тп}} + \frac{\alpha_{пвк}}{\eta_{пвк} \cdot Q_n^p} + \alpha_{сн} \bar{\mathcal{E}}_{тф} \cdot b_{э(ном)}^{отп}, \quad (4.21)$$

кг у.т./ГДж (кг у.т./Гкал).

В (4.21) первый член учитывает экономичность отпуска теплоты от энергетических котлов, второй – от пиковых водогрейных котлов (ПВК) и третий – нагрев воды в сетевых насосах.

Иногда на станции значения удельных расходов топлива на отпуск теплоты с паром и с горячей водой считаются отдельно.

В (4.21) $\alpha_{пвк}$, $\alpha_{сн}$ – доля отпуска теплоты от ПВК и за счет нагрева воды в сетевых насосах;

$\alpha_{сн}$ – доля отпуска теплоты с горячей водой в общем отпуске воды и пара потребителю;

$\eta_{пвк}$ – КПД ПВК;

f – коэффициент потерь теплоты, связанных с ее отпуском, учитывающий потери теплоты в тепловых сетях и оборудовании теплофикационных установок, расположенных в ограде станции ($f \approx 1,02$);

$\bar{\mathcal{E}}_{тф}$ – удельный расход электроэнергии на теплофикационную установку, кВт·ч/Гкал (кВт·ч/ГДж).

При этом

$$\alpha_{\text{ПВК}} = \frac{Q_{\text{ПВК}}}{Q_{\text{сум}}^{\text{отп}}}; \quad (4.22)$$

$$\alpha_{\text{ГВ}} = \frac{Q_{\text{ГВ}}}{Q_{\text{сум}}^{\text{отп}}}. \quad (4.23)$$

Здесь

$Q_{\text{сум}}^{\text{отп}}$ – отпуск теплоты внешним потребителям с паром и горячей водой;

$Q_{\text{ПВК}}$ – отпуск теплоты пиковыми водогрейными котлами;

$Q_{\text{ГВ}}$ – отпуск теплоты с горячей водой.

Расход электроэнергии на теплофикационную установку включает затраты электроэнергии на электродвигатели сетевых, подпиточных и подкачивающих насосов теплосети, установленных на территории электростанции, конденсатных насосов подогревателей сетевой воды, механизмов ПВК и прочие электродвигатели механизмов, обслуживающие теплофикационную установку.

Удельный расход электроэнергии на теплофикационную установку составляет примерно $\bar{\mathcal{E}}_{\text{эф}} = 30 \dots 40 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{Гкал} = 8 \dots 9 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{ГДж}$.

Отпуск теплоты за счет нагрева ее в сетевых насосах можно найти по формуле

$$Q_{\text{сн}} = q_{\text{экв}} \mathcal{E}_{\text{сн}} \eta_{\text{сн,эм}}, \quad (4.24)$$

где $q_{\text{экв}} = 860 \text{ ккал}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) = 3,6 \text{ ГДж}/(\text{МВт}\cdot\text{ч})$ – тепловой эквивалент 1 кВт·ч электроэнергии;

$\mathcal{E}_{\text{сн}}$ – расход электроэнергии на сетевые (перекачивающие) насосы, тыс. кВт·ч;

$\eta_{\text{сн,эм}}$ – электромеханический КПД насосов.

Расход электроэнергии насосами определяется их мощностью $N_{\text{сн}}$

$$\mathcal{E}_{\text{CH}} = N_{\text{CH}} \cdot \tau_{\text{квл}}, \quad (4.25)$$

при этом

$$N_{\text{CH}} = G_{\text{CB}} \cdot \frac{v_{\text{в}} \cdot \Delta P_{\text{CH}}}{\eta_{\text{CH}}}, \quad (4.26)$$

где G_{CB} , $v_{\text{в}}$ – расход сетевой воды и ее удельный объем;

ΔP_{CH} – повышение давления в сетевых насосах;

η_{CH} – КПД сетевых насосов ($\eta_{\text{CH}} = 0,8 \dots 0,85$).

Доля отпуска теплоты от сетевых насосов составляет

$$\alpha_{\text{CH}} = \frac{Q_{\text{CH}}}{Q_{\text{сум}}^{\text{отп}}}. \quad (4.27)$$

Нормативный УРГ на отпуск тепловой энергии определяется с учетом коэффициента резерва тепловой экономичности $K_p^{\text{тэ}}$ и степени использования его в текущем году $\mu_p^{\text{тэ}}$ по формуле

$$b_{\text{тэ(норм)}}^{\text{отп}} = b_{\text{тэ(норм)}}^{\text{отп}} \left[1 + K_p^{\text{тэ}} (1 - \mu_p^{\text{тэ}}) \right]. \quad (4.28)$$

Путем сопоставления фактического расхода топлива (в пересчете на условное) $V_{\text{факт}}$ с нормативным

$$V_{\text{нор}} = b_{\text{э(норм)}}^{\text{отп}} \mathcal{E}_{\text{отп}} + b_{\text{тэ(норм)}}^{\text{отп}} Q_{\text{отп}}, \quad (4.29)$$

можно оценить общую экономию (перерасход) топлива

$$\Delta B = V_{\text{факт}} - V_{\text{нор}}. \quad (4.30)$$

При этом в случае $\Delta B < 0$ на станции имеет место экономия топлива, при $\Delta B > 0$ – его перерасход.

Определение перерасходов (экономии) топлива является важнейшим этапом в нормировании и анализе показателей топливоиспользования. Оно позволяет выявлять резервы повышения экономичности работы ТЭС, поэтому должно осуществляться оперативно для своевременного принятия необходимых мер.

Перерасходы топлива должны определяться по всем внутренним факторам для обеспечения достаточной глубины анализа эффективности работы ТЭС. Методика их расчета приведена в следующем разделе.

По итогам расчетов заполняется форма отчетности 3-тех, где приводятся:

- по группам оборудования и общие по ТЭС показатели: отпуск электроэнергии и теплоты (в том числе с паром и водой), расход электроэнергии и теплоты на собственные нужды;
- показатели турбин и турбинного цеха: выработка электроэнергии \mathcal{E} (в том числе по теплофикационному циклу $\mathcal{E}_{\text{тф}}$), средняя электрическая $N_{\text{ср}}$ и тепловая $Q_{\text{ср}}$ нагрузка (в том числе регулируемых отборов и встроенного пучка конденсатора), число часов в работе и резерве, коэффициенты использования электрической $K_{\text{и}}^{\text{э}} = N_{\text{ср}} / N_{\text{уст}}$ и тепловой $K_{\text{и}}^{\text{т}} = Q_{\text{ср}} / Q_{\text{ном}}$ мощности, показатели работы теплофикационной установки, конденсатора, удельные расходы тепла брутто и нетто и др.;
- показатели котлов и котельного цеха;
- сведения о потерях конденсата и затратах на их восполнение;
- удельные расходы условного топлива на отпуск электроэнергии и теплоты и отклонение фактического расхода топлива от расчетного (величина перерасходов топлива).

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЗЕРВОВ ТЕПЛОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ (ПЕРЕРАСХОДОВ ТОПЛИВА) НА ТЭС

5.1. Определение перерасходов (экономии) топлива по внутренним факторам, определяющим экономичность работы турбин

При анализе резервов тепловой экономичности определяется общий перерасход топлива в условном исчислении [т у. т.], а также перерасходы (экономия топлива) по отдельным составляющим. При этом принято, что необходимо учитывать все те факторы, которые могут изменить экономичность работы на 0,5% и более.

Анализ рекомендуется делать в отдельности для каждого турбоагрегата.

При этом необходимо учесть следующие внутренние факторы:

- начальные параметры: давление и температуру свежего пара p_0, t_0 ;
- потерю давления в промежуточном пароперегревателе $\Delta p_{\text{пн}}$;
- температуру пара после промежуточного перегрева $t_{\text{пн}}$;
- давление пара в регулируемых отборах (состояние сетевых подогревателей);
- неплановые пуски турбоагрегатов;
- состояние конденсатора, определяемое температурным напором и присосами воздуха;
- температуру охлаждающей воды на входе в конденсатор для систем технического водоснабжения с градирнями;
- вынужденную работу дубль-блоков с одним корпусом котла.

При более углубленном анализе необходимо учитывать (например, с помощью коэффициентов ценности теплоты отборов) и другие факторы, такие как:

- недогрев воды в регенеративных подогревателях (при отключении ПВД);
- структурные изменения тепловой схемы против варианта, для которого была построена энергетическая характеристика.

По действующему положению не предусматривается расчет перерасходов топлива, связанных с изменением в процессе эксплуатации состояния проточной части турбоагрегатов. Изменение η_{oi} турбин связано с ростом шероховатости профилей, разуплотнением зазоров и отложением солей в проточной части, эрозионным износом лопаточного аппарата и др.

В процессе эксплуатации также изменяется (как правило, ухудшается) состояние поверхности и увеличивается величина температурных напоров подогревателей регенеративной системы турбины, сетевых подогревателей, конденсатора и др. Влияние состояния теплообменников не всегда учитывается при анализе показателей топливоиспользования на ТЭС.

Перерасходы (экономия) топлива по-разному определяются при работе турбин по чисто тепловому графику (в том числе при работе с противодавлением) и по электрическому графику нагрузок (в том числе и конденсационных турбин).

В случае электрического графика работы турбин перерасход топлива по i -му внутреннему фактору (*параметры свежего пара* p_0, t_0 , *пара промежуточного перегрева* $t_{пн}$, *недогрев питательной воды* $t_{пв}$) находится по следующим формулам:

- для конденсационных энергоблоков

$$\Delta B_i = b_s^{6л} \cdot \mathcal{E}_{отп}^{6л} \cdot \delta q_{тi}^{6л} \cdot 10^{-2}; \quad (5.1)$$

- для теплофикационных энергоблоков

$$\Delta B_i = b_s^{6л} \cdot \mathcal{E}_{отп}^{6л} \frac{\Delta q_{тi}^{6л}}{q_{т}^{6л}}; \quad (5.2)$$

- для j -го турбоагрегата подгруппы оборудования с поперечными связями

$$\Delta B_{ij} = b_{\text{э(норм)}}^{\text{отп}} \cdot \mathcal{E}_{\text{отп}}^{\text{гр}} \frac{\Delta Q_{\text{эij}}}{Q_{\text{э,гр}}}; \quad (5.3)$$

- для подгруппы турбоагрегатов с поперечными связями

$$\Delta B_i = b_{\text{э(норм)}}^{\text{отп}} \cdot \mathcal{E}_{\text{отп}}^{\text{гр}} \frac{\sum \Delta Q_{\text{эij}}}{Q_{\text{э,гр}}}. \quad (5.4)$$

В (5.1) – (5.4) $\mathcal{E}_{\text{отп}}^{\text{бл}}, b_3^{\text{бл}}$ – отпуск электроэнергии блоком и удельный расход топлива на него;

$\delta q_{\text{тi}}^{\text{бл}} = \alpha_{\text{тi}}^{\text{бл}}$ – поправка на отклонение i-го фактора к удельному расходу теплоты на производство электроэнергии конденсационным блоком (определяется по НЭХ и измеряется в процентах);

$q_{\text{т}}^{\text{бл}}, \Delta q_{\text{тi}}^{\text{бл}}$ – удельный расход теплоты на производство электроэнергии теплофикационным блоком и поправка к нему;

$q_{\text{т}}^{\text{гр}}, \mathcal{E}_{\text{отп}}^{\text{гр}}$ – удельный расход теплоты на производство электроэнергии подгруппой оборудования и отпуск электроэнергии от нее;

$Q_{\text{э,гр}}$ – суммарный расход теплоты на выработку электроэнергии подгруппой за отчетный период

$$Q_{\text{э,гр}} = q_{\text{т}}^{\text{гр}} \cdot \mathcal{E}_{\text{выр}}^{\text{гр}}, \quad (5.5)$$

где $\mathcal{E}_{\text{выр}}^{\text{гр}}$ – суммарная выработка электроэнергии подгруппой турбин;

$\Delta Q_{\text{эij}}$ – изменение расхода теплоты на выработку электроэнергии по i-му фактору для j-й турбины

$$\Delta Q_{\text{эij}} = \Delta q_{\text{тij}} \cdot N_{\text{тj}} \cdot \tau, \quad (5.6)$$

где $\Delta q_{тj}$ – поправка к удельному расходу теплоты на выработку электроэнергии по i -му фактору для j -й турбины;

$N_{тj}$, τ – средняя за отчетный период мощность j -й турбины и длительность отчетного периода.

Величины $\Delta q_{тj}$ определяются по соответствующим графикам нормативных энергетических характеристик турбин.

Резерв экономии топлива по давлению пара в регулируемых отборах рассчитывается по формуле

$$\Delta B_i = b_{э(нор)}^{оп} \cdot \Xi_{стп}^{гр} \frac{\Delta \Xi_{тфi}^{TA} (q_k^{TA} - q_{тф}^{TA})}{q_t^{гр} \Xi_{выр}^{гр}}, \quad (5.7)$$

где $\Delta \Xi_{тфi}^{TA}$ – недовыработка электроэнергии турбоагрегатом по теплофикационному циклу;

q_k^{TA} , $q_{тф}^{TA}$ – относительные приросты расхода тепла брутто на выработку электроэнергии турбоагрегатом по конденсационному и теплофикационному циклам.

При этом

$$\Delta \Xi_{тфi}^{TA} = \Delta N_{тфi} \cdot \tau = (Q_{ni} \cdot \Delta W_{ni} + Q_{стп} \Delta W_{стп}) \cdot \tau, \quad (5.8)$$

где $\Delta N_{тфi}$ – изменение теплофикационной мощности j -й турбины за счет изменения удельной выработки электроэнергии на теплопотреблении регулируемых отборов.

Увеличение температурного напора в конденсаторе сказывается на мощности турбины в соответствии с зависимостью давления в конденсаторе от температуры конденсации пара. При этом снижение мощности можно определить по «универсальной» кривой поправок на вакуум.

Резерв экономии топлива при отклонении фактического давления пара в конденсаторе p_k^ϕ от номинального значения (вследствие отклонения расхода охлаждающей воды от нормативного или повышенного температурного напора) рассчитывается по (5.3) – (5.4), где

$$\Delta Q_s^{P_k} = -\Delta \bar{N}_{P_k}(p_k^\phi, D_k) \frac{dp_k}{dt_k} dt_k q_k \tau, \quad (5.9)$$

или

$$\Delta Q_s^{P_k} = -\Delta \bar{N}_{P_k}(p_k^\phi, D_k) \Delta p_k q_k \tau. \quad (5.10)$$

Здесь

$\Delta \bar{N}_{P_k}(p_k^\phi, D_k)$ – изменение мощности турбины при единичном изменении конечного давления, определяемое с использованием нормативных графиков ввода поправки к мощности турбины на вакуум;

$\Delta p_k = p_k^n - p_k^\phi$ – величина отклонения фактического давления пара в конденсаторе p_k^ϕ от номинального p_k^n ;

q_k – удельный расход теплоты на конденсационную выработку электроэнергии, величину которого из (2.7) можно найти как

$$q_k = \frac{q_r N_r - q_{тф} N_{тф}}{N_r - N_{тф}}. \quad (5.11)$$

Более строго $\Delta Q_s^{P_k}$ следует рассчитывать через относительную величину прироста q_k' , определяемую по энергетическим характеристикам.

Для систем с градириями учет отклонения температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{в1}$ от номинальной производится через изменение давления в конденсаторе $\Delta p_k^{[1]}$. При этом принимается, что отклонение тем-

пературы конденсации от номинальной равно отклонению от номинального значения температуры охлаждающей воды $\Delta t_k \approx \Delta t_{в1}$.

При этом

$$\Delta p_k^{i_1} = \frac{dp_k}{dt_k} \Delta t_{в1}, \quad (5.12)$$

где $\Delta t_{в1} = t_{в1}^\phi - t_{в1}^н$ – отклонение фактической температуры охлаждающей воды от нормативной $t_{в1}^н$, определяемой по характеристикам градирни как было показано в разделе 2 пособия.

Можно показать, что с достаточной точностью

$$\frac{dp}{dt_k} = 0,0001 \cdot t_k - 0,00035, \text{ ата.} \quad (5.13)$$

В случае работы турбин по тепловому графику (в том числе с противодавлением) экономия (перерасход) условного топлива по i -му фактору обуславливается необходимостью замещения недовыработки электроэнергии по теплофикационному циклу конденсационной выработкой электроэнергии замещающей подгруппой на ТЭС или в энергосистеме.

Резерв экономичности определяется через изменение теплофикационной мощности

$$\Delta B_i = \frac{\Delta \mathcal{E}_{\text{тфи}} (q'_{\text{зам}} - q'_{\text{тф}})}{Q_{\text{нп}}^p \cdot \eta_{\text{к(н)}}^{\text{бр}}} = \frac{\Delta N_{\text{тфи}} \cdot \tau (q'_{\text{зам}} - q'_{\text{тф}})}{Q_{\text{нп}}^p \cdot \eta_{\text{к(н)}}^{\text{бр}}}, \quad (5.14)$$

где $\Delta \mathcal{E}_{\text{тфи}}$ – недовыработка электроэнергии турбоагрегатом, работающим по тепловому графику (с противодавлением), из-за отклонения i -го параметра его работы от номинального;

$q'_{\text{зам}}$ – средний относительный прирост расхода тепла брутто на выработку электроэнергии по конденсационному циклу замещающей подгруппой на ТЭС или в энергосистеме;

$\eta_k^{\text{бр}}$ – средний КПД брутто котлов замещающей подгруппы оборудования.

При этом в качестве замещающей принимается одна из турбин ТЭС, работающая по электрическому графику. Если несколько турбин ТЭС работают по электрическому графику, то в качестве замещающей выбирается турбина с большим значением удельного расхода теплоты на дополнительную выработку электроэнергии q_k .

Если все турбоагрегаты работают по тепловому графику, то в качестве замещающей надо принимать блоки замещающей КЭС энергосистемы. Для условий Беларуси обычно выбирают Лукомльскую ГРЭС для которой $q'_{\text{зам}} \approx 1,9 \text{ Гкал}/(\text{МВт}\cdot\text{ч}) = 1900 \text{ ккал}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) \approx 8000 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$. Для конденсационной выработки на турбинах ТЭС в расчетах можно принимать $q'_{\text{зам}} = q_k^{\text{ТЭС}} \approx 2,0 \dots 2,2 \text{ Гкал}/(\text{МВт}\cdot\text{ч}) = 2100 \dots 2200 \text{ ккал}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) \approx 8400 \dots 9200 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.

Более верно использовать не удельный расход теплоты $q_{\text{зам}}$, а значение относительного прироста $q'_{\text{зам}}$, поскольку, как правило, влияние каких-либо факторов на данной ТЭС не приводит к изменению состава (пускам) замещающего оборудования, а вызывает только изменение нагрузки последнего.

Если влияние внутреннего фактора приводит к снижению теплофикационной мощности турбины $\Delta N_{\text{тф}}$ по (5.9), то увеличение расхода теплоты составит

$$\Delta Q_0 = \Delta N_{\text{тф}} (q'_{\text{зам}} - q'_{\text{тф}}). \quad (5.15)$$

Если при работе по тепловому графику изменяются параметры работы конденсатора и давление в нем, то

$$\Delta Q_0 = \Delta \bar{N}_{\text{рк}} \Delta p_k q_{\text{зам}}, \quad (5.16)$$

где $\Delta \bar{N}_p$ – удельное изменение мощности ЧНД, определяемое по сетке кривых поправок на вакуум.

Как правило, величиной этой поправки при работе по тепловому графику можно пренебречь.

5.2. Особенности определения перерасходов топлива по котлоагрегатам

Техническое состояние котельного агрегата характеризуется, прежде всего, величинами избытка воздуха в уходящих газах α_{yx} и их температурой t_{yx} . В процессе эксплуатации происходит увеличение α_{yx} из-за роста присосов воздуха в котлоагрегат. Одновременно возрастает t_{yx} вследствие загрязнения поверхностей нагрева котла (увеличения их термического сопротивления) и вторичного влияния присосов воздуха в топку и верхнюю часть конвективного газохода.

Для оценки технического уровня эксплуатации котлоагрегатов выявляются перерасходы топлива, связанные с:

- отклонением от номинального значения температуры уходящих газов;
- фактическим значением коэффициента избытка воздуха в уходящих газах (которое определяется коэффициентом избытка воздуха в режимном сечении и присосами воздуха в тракте котла);
- фактической величиной потерь с химическим и механическим недожогом (в случае сжигания твердого топлива);
- внеплановыми пусками котлоагрегатов.

Влияние эксплуатационного состояния котлоагрегата на его КПД сложно. Наиболее сильно состояние котла сказывается на величине потерь тепла с уходящими газами.

При этом изменение потери тепла с уходящими газами, вызванное отклонением фактической температуры уходящих газов t_{yx} от номинальной $t_{yx}^{(H)}$,

рассчитывается по формуле

$$\Delta q_{2(t_{yx})} = q_2^{(n)} \cdot \frac{t_{yx} - t_{yx}^{(n)}}{t_{yx}^{(n)} - \frac{\alpha_{yx}^{(n)} \cdot t_{xв}}{t_{yx}^{(n)} + b}} \quad (5.17)$$

Здесь

$q_2^{(n)}$, $t_{yx}^{(n)}$, $\alpha_{yx}^{(n)}$ – номинальные значения потерь тепла с уходящими газами, их температуры и коэффициента избытка воздуха.

При работе котлоагрегатов попеременно на различных видах топлива (например, на газе и мазуте) номинальные значения показателей подсчитываются для каждого вида топлива в отдельности, а по ним затем определяются средневзвешенные по теплотворной способности топлива величины.

Резерв экономии условного топлива (перерасход топлива) вследствие отклонения фактической температуры уходящих газов от номинальной за отчетный период

$$\Delta B_{t_{yx}} = B_k^{(n)} \frac{\Delta q_{2(t_{yx})}}{\eta_{k(n)}^{бр}} = B_k^{(n)} \frac{q_2^{(n)}}{\eta_{k(n)}^{бр}} \cdot \frac{t_{yx} - t_{yx(n)}}{t_{yx(n)} - \frac{\alpha_{yx}^{(n)} \cdot t_{xв}}{t_{yx}^{(n)} + b}}, \text{ т у. т.}, \quad (5.18)$$

где $B_k^{(n)} = \frac{Q_{к,гр}^{бр}}{Q_n \cdot \eta_{k(n)}^{бр}}$ – номинальный расход условного топлива рассматриваемыми котлами, т у.т.;

$\eta_{k(n)}^{бр}$ – номинальный КПД брутто котла;

$t_{xв}$ – температура холодного воздуха.

Изменение потери тепла с уходящими газами, вызванное отклонением коэффициента избытка воздуха в них α_{yx} от номинального, рассчитывается как

$$\Delta q_{\alpha_{yx}} = q_2^{(H)} \left[\frac{\left(K\alpha_{yx} + c \right) \left(t_{yx}^{(H)} - \frac{\alpha_{yx} \cdot t_{xb}}{\alpha_{yx} + b} \right)}{\left(K\alpha_{yx}^{(H)} + c \right) \left(t_{yx}^{(H)} - \frac{\alpha_{yx}^{(H)} \cdot t_{xb}}{\alpha_{yx}^{(H)} + b} \right)} - 1 \right]. \quad (5.19)$$

Резерв экономии условного топлива (перерасход топлива) из-за отклонения фактического коэффициента избытка воздуха от номинального

$$\Delta B_{\alpha_{yx}} = B_K^{(H)} \frac{q_2^{(H)}}{\eta_{K(H)}^{br}} \left[\frac{\left(K\alpha_{yx} + c \right) \left(t_{yx}^{(H)} - \frac{\alpha_{yx} \cdot t_{xb}}{\alpha_{yx} + b} \right)}{\left(K\alpha_{yx}^{(H)} + c \right) \left(t_{yx}^{(H)} - \frac{\alpha_{yx}^{(H)} \cdot t_{xb}}{\alpha_{yx}^{(H)} + b} \right)} - 1 \right], \text{ т у.т.} \quad (5.20)$$

В указанных формулах значения коэффициентов K , b и c зависят от вида и влажности топлива и принимаются как указывается в разделе 3 пособия.

5.3. Определение перерасходов топлива, связанных с изменением затрат электроэнергии на собственные нужды ТЭС и на внеплановые пуски основного оборудования

Перерасходы на **внеплановые пуски** основного оборудования (котлов, турбин, энергоблоков) рассчитываются по формуле

$$\Delta B_{\text{пуск}}^{\text{вн.пл}} = B_{\text{пуск}} \cdot \eta_{\text{пуск}}^{\text{вн.пл}} \quad (5.21)$$

где $B_{\text{пуск}}$ – эквивалентные (учитывающие затраты электроэнергии, теплоты и пр.) затраты топлива на пуск оборудования, т у.т.

Суммарные затраты топлива на пуск из холодного состояния основных видов энергетического оборудования по [5] приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Суммарные затраты топлива на пуск из холодного состояния энергетического оборудования

№ п/п	Наименование энергооборудования	Затраты топлива, т у.т.
1	Конденсационный энергоблок 300 МВт:	
	- моноблок	154,6
	- дубль-блок	195,5
2	Конденсационный энергоблок 160 МВт	98,8
3	Энергоблок с турбиной:	
	- Т-180/210-130	78,4
	- ПТ-135-130	84,9
	- Т-250/300-240	131,0
4	Турбины мощностью:	
	- 100 МВт	20,0
	- 50 МВт	15,0
	- 20 МВт	10,0
5	Котлы паропроизводительностью:	
	- 210...320 т/ч	35,0
	- 420...500 т/ч	45,0

Для определения перерасходов топлива на собственные нужды ТЭС в отдельности фиксируются значения расходов электроэнергии:

- на циркуляционные насосы;
- на питательные насосы;
- на тягодутьевые механизмы;

- на системы пылеприготовления;
- общее изменение расхода электроэнергии на собственные нужды станции.

Все эти механизмы должны иметь индивидуальные счетчики электроэнергии. При этом отдельно выделяется теплофикационная установка.

При отклонении фактического расхода электроэнергии на собственные нужды $\mathcal{E}_{\text{сн}}^{\text{ф}}$ от нормативного $\mathcal{E}_{\text{сн(н)}}$ перерасход (экономия) топлива определяется по формуле

$$\Delta B_{\text{сн}} = \Delta \mathcal{E}_{\text{сн}} \cdot b_{\mathcal{E}_{\text{сн(н)}}}^{\text{отп}} \frac{\mathcal{E}_{\text{отп}}}{\mathcal{E}_{\text{выр}} - \mathcal{E}_{\text{сн(н)}}}, \quad (5.22)$$

где $\Delta \mathcal{E}_{\text{сн}} = \mathcal{E}_{\text{сн}}^{\text{ф}} - \mathcal{E}_{\text{сн(н)}}$.

6. РАСЧЕТ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ МЕРОПРИЯТИЙ НА ТЭС

6.1. Снижение потерь теплоты в конденсаторах турбин ТЭС

Это возможно, во-первых, за счет реализации режимов трехступенчатого подогрева сетевой воды в конденсаторах тех турбин (Т-100-130, Т-50-130 и др.), в которых заводом-изготовителем предусмотрены встроенные теплофикационные пучки, рассчитанные на подачу обратной сетевой или добавочной воды. Поверхность встроенного пучка составляет примерно 15% общей поверхности конденсатора. Он komponуется в средней части конденсатора между двумя основными боковыми пучками охлаждения.

При таком режиме работы происходит некоторое ухудшение вакуума, и ЧНД турбины, как правило, работает с потреблением мощности. Поэтому теп-

лофикационные пучки рассчитаны на утилизацию только минимально-вентиляционного расхода пара G_k^{\min} .

При значительных расходах пара в конденсатор (на режимах электрического графика) турбины работают с нормальным вакуумом при подаче через теплофикационный пучок и основную поверхность конденсатора циркуляционной воды. Экономия теплоты в этом случае возможна за счет подогрева в конденсаторе больших потоков холодной подпиточной воды при применении систем открытого теплоснабжения.

Кроме того, на промышленно-отопительных ТЭЦ со значительным расходом добавочной воды для восполнения потерь в цикле возможна работа турбин с нормальным вакуумом при параллельной подаче циркуляционной воды через основную поверхность конденсатора и сырой воды для химводочистки через теплофикационный пучок, что обеспечивает частичную утилизацию тепла отработавшего пара.

В общем случае на режимах трехступенчатого подогрева сетевой воды часовая экономия топлива может быть найдена по формуле

$$\Delta B_{\text{эк}} = Q_{\text{ут}} b_{\text{тз}} - \Delta N_{\text{ЧНД}} b'_{\text{зам}} - \Delta N_{\text{от}} (b'_{\text{зам}} - b'_{\text{тф}}) + \Delta N_{\text{цн}} b'_{\text{зам}}, \text{ кг у.т./ч}, \quad (6.1)$$

где $Q_{\text{ут}}$ – утилизированная в конденсаторе теплота;

$\Delta N_{\text{ЧНД}}$ – изменение (потребление) мощности в ЧНД турбины против исходного (без утилизации теплоты отработанного пара) режима;

$\Delta N_{\text{от}}$ – возможное изменение (снижение) теплофикационной мощности турбины на базе отопительных отборов;

$\Delta N_{\text{цн}}$ – снижение мощности, потребляемой циркуляционными насосами;

$b_{\text{тз}}$ – удельный расход топлива на отпуск теплоты;

$b'_{\text{зам}}, b'_{\text{тф}}$ – прирост расхода топлива на выработку электроэнергии на замещающих установках и на теплофикационную (регенеративную) выработку ее на ТЭЦ.

Приблизительно можно принимать $b'_{зм} \approx 0,31$ т у.т./ (МВт·ч), $b'_{тф} \approx 0,143$ т у.т./ (МВт·ч) и $b_{тв} \approx 0,165$ т у.т./Гкал.

При этом величина утилизируемой теплоты должна определяться с учетом тепла, сбрасываемого в конденсатор с дренажами, т.е. по формуле

$$Q_{ут} = G_x^{\min} (h_{тн} - h'_к) + \sum G_{дрj} (h'_{др} - h'_к), \quad (6.2)$$

где G_x^{\min} – минимально-вентиляционный расход пара в конденсатор;

$h_{тн}$, $h'_к$ – энтальпия пара в нижнем отопительном отборе (перед ЧНД) и конденсата в конденсаторе на исходном режиме работы турбины с нормальным вакуумом;

$G_{дрj}$, $h'_{др}$ – величина j-го сброса дренажа и его энтальпия на том же режиме.

Так как на исходном режиме при G_x^{\min} по данным НЭХ турбин мощность ЧНД близка к нулю, то $\Delta N_{чнд}$ может находиться как потребление мощности в ступенях ЧНД при ухудшенном вакууме в конденсаторе.

При подогреве в конденсаторе сетевой воды ЧНД турбин работает на развитых вентиляторных режимах. При этом величина $\Delta N_{чнд}$ определяется конструктивными характеристиками последних ступеней и плотностью (давлением) отработавшего пара. На таких режимах значение $\Delta N_{чнд}$ можно оценить по формуле

$$\Delta N_{чнд} = C \cdot \rho_2, \quad (6.3)$$

где C – коэффициент, определяющий величину потребления мощности в группе ступеней при одинаковой плотности пара ρ_2 .

Для ЧНД турбины Т-50-130 $C \approx 8,7$ МВт·м³/кг, для Т-100-130 $C \approx 17,5$ МВт·м³/кг, для ЧНД ПТ-135/165-130/15 – $C \approx 26,3$ МВт·м³/кг. Плотность от-

работавшего пара ρ_2 может приниматься в зависимости от давления в конденсаторе p_k при температуре $80 \dots 90$ °С.

Возможное снижение мощности на базе отопительных отборов

$$\Delta N_{от} = Q_{ут} \cdot W_T^{cp}, \quad (6.4)$$

где W_T^{cp} – среднее значение удельной выработки электроэнергии для отопительных отборов турбин ТЭЦ.

Величину $\Delta N_{от}$ в (6.1) необходимо учитывать при работе турбин с неполной нагрузкой отопительных отборов, т.е. в летний и переходный периоды. В зимний период, если отопительные отборы турбин загружаются в полной мере и приходится включать в работу ПВК, $\Delta N_{от} = 0$, так как в этом случае на величину $Q_{ут}$ будет вытесняться нагрузка пиковых источников теплоты, а не отопительных отборов турбин.

Значение $\Delta N_{щ}$ в (6.1) равно мощности циркуляционного насоса, который должен был работать на исходном режиме с расходом пара в конденсатор G_k^{min} и нормальным вакуумом.

Трехступенчатый подогрев сетевой воды является абсолютно выгодным в зимний период работы ТЭЦ, когда за счет встроенного пучка вытесняется нагрузка ПВК.

При этом в зимний период величина экономии топлива достигает 50 % и более от топливного эквивалента утилизируемой теплоты

$$B_{эка} = \frac{Q_{ут}}{\eta_k^* \eta_{тп} Q_{н,y}^p}, \quad (6.5)$$

где η_k^* , $\eta_{тп}$ – КПД нетто котлов ТЭЦ и КПД теплового потока;

$Q_{н,y}^p$ – теплотворная способность условного топлива.

В переходный период эффективность трехступенчатого подогрева сетевой воды существенно снижается и зависит от многих факторов:

- плотности поворотной диафрагмы ЧНД;
- энтальпии и давления пара в нижнем отопительном отборе;
- расхода сетевой воды через пучок;
- значения t_{oc} и, соответственно, p_k и др.

В целом в этот период получаемая системная экономия топлива находится в диапазоне погрешности расчетов.

Следует отметить, что с точки зрения уменьшения удельного расхода топлива на отпуск электроэнергии для ТЭЦ трехступенчатый подогрев воды будет всегда выгоден. Однако, здесь и далее в пособии рассматривается системная эффективность возможных на ТЭС энергосберегающих мероприятий.

Для повышения эффективности трехступенчатого подогрева воды в течение всего отопительного периода может быть рассмотрена возможность удаления последних ступеней турбины.

Снижение потерь теплоты в цикле за счет прямого уменьшения вентиляционного расхода пара в конденсатор путем **уплотнения поворотных диафрагм ЧНД** теплофикационных установок приводит к экономии теплоты $\Delta Q_{эж}$, которую можно найти по формуле

$$\Delta Q_{эж} = \Delta G_k (h_{тн} - h'_k) - \Delta N_{\text{ЧНД}} q'_{\text{зам}} - \Delta G_{\text{рец}} (h_{\text{рец}} - h'_k) - Q_{\text{охл}} - \Delta N_r (q'_{\text{зам}} - q'_{\text{тф}}), \quad (6.6)$$

где $h_{тн}$, h'_k – энтальпия пара перед ЧНД и конденсата в конденсаторе;

$h_{\text{рец}}$ – энтальпия конденсата в линии рециркуляции;

$\Delta G_{\text{рец}}$ – изменение расхода конденсата по линии рециркуляции, вызванное снижением расхода пара в конденсаторе;

$\Delta N_{\text{ЧНД}}$ – изменение мощности ЧНД против исходного режима;

$Q_{\text{охл}}$ – расход теплоты на охлаждение ЧНД с учетом ее энергоценности;

ΔN_T – возможное снижение мощности турбины до ЧНД.

Первый член (6.6) учитывает непосредственное уменьшение теплоты конденсации отработавшего пара в конденсаторе; второй характеризует изменение внутренней мощности ЧНД турбины; третий учитывает возможное увеличение потерь теплоты по линии рециркуляции; четвертый – расход теплоты на охлаждение ЧНД с учетом ее энергоценности, а пятый – возможное снижение мощности турбины до ЧНД.

Характер изменения мощности ЧНД $\Delta N_{\text{ЧНД}}$ будет зависеть от режима работы этого отсека при исходном (без уплотнения поворотной диафрагмы) значении минимально-вентиляционного расхода пара в конденсатор G_K^{\min} .

Если на этом режиме ЧНД работает с положительным КПД, то при снижении G_K^{\min} от исходного значения на величину ΔG_K произойдет уменьшение мощности ЧНД $N_{\text{ЧНД}}$, и величина $\Delta N_{\text{ЧНД}} = N_{\text{ЧНД}}^{\text{исх}} - N_{\text{ЧНД}}$ будет выше нуля.

Если на исходном режиме ЧНД работает с потреблением мощности, то величина $\Delta N_{\text{ЧНД}}$ является отрицательной, и значение ее определяется в первую очередь не расходом пара, а давлением в конденсаторе (плотностью отработавшего пара). В первом приближении значение $\Delta N_{\text{ЧНД}}$ в (6.6) для этого случая может приниматься равным нулю.

Энтальпию пара в нижнем отборе $h_{\text{тн}}$ на характерном режиме работы турбины и изменение мощности ЧНД при снижении расхода пара в конденсатор следует определять по НЭХ турбоустановки.

Так как в линии рециркуляции поддерживается температура $t_{\text{рец}} \approx 60^\circ\text{C}$, то можно принимать $h_{\text{рец}} \approx 60$ ккал/кг.

При работе турбины с ограниченной заданной тепловой нагрузкой отопительных отборов снижение расхода пара в конденсатор на величину ΔG_K приводит к уменьшению мощности турбины до ЧНД на этом потоке пара

$$\Delta N_T = \Delta G_K (h_o - h_{\text{тн}}) (1 + \epsilon_p), \quad (6.7)$$

где h_o – энтальпия свежего пара;

e_p – доля регенеративной выработки электроэнергии для потока пара из нижнего отопительного отбора.

Заменяя систему регенерации условным отбором, значение e_p можно найти как

$$e_p = \frac{h_{пв} - h'_{тн}}{h_y - h_{пв}} \cdot \frac{h_o - h_y}{h_o - h'_{тн}}, \quad (6.8)$$

где $h_{пв}$ – энтальпия питательной воды;

$h'_{тн}$ – энтальпия насыщения конденсата для нижнего отбора;

h_y – энтальпия пара в условном отборе, давление в котором соответствует температуре насыщения

$$t'_n = (t_{пв} + t'_{тн})/2. \quad (6.9)$$

Величина ΔN_t должна учитываться при работе турбины с частичной тепловой нагрузкой. В зимний период, когда достигается полная загрузка отборов турбин и включаются ПВК, можно принимать $\Delta N_t = 0$, поскольку в этом случае при снижении расхода пара в конденсатор есть возможность соответствующего увеличения тепловой нагрузки турбины и сохранение ее мощности до ЧНД.

При расчете эффекта от уплотнения поворотных диафрагм ЧНД необходимо также считаться с дополнительными затратами энергии на охлаждение выхлопного патрубка турбины.

С этой целью может применяться впрыск в периферийную область за последней ступенью ЧНД перегретого конденсата, отбираемого после верхних подогревателей низкого давления.

В этом случае дополнительный расход теплоты на турбину из-за охлаждения ЧНД будет равен

$$Q_{\text{окл}} = G_{\text{окл}} (h_{\text{окл}} - h'_k) \cdot \xi_{\text{ср}}, \quad (6.10)$$

где $G_{\text{окл}}$, $h_{\text{окл}}$ – расход конденсата на впрыск и его энтальпия;

$\xi_{\text{ср}}$ – среднее значение коэффициента ценности теплоты отборов на ПНД, в которых производится нагрев конденсата, забираемого на впрыск.

Величину $\xi_{\text{ср}}$ можно найти по методике и данным, приведенным в [19].

Изменение расхода конденсата по линии рециркуляции, определяемое с учетом соотношения ΔG_k и $G_{\text{окл}}$

$$\Delta G_{\text{рец}} = \Delta G_k - G_{\text{окл}}, \quad (6.11)$$

в приближенных расчетах может не учитываться.

Если ТЭЦ работает с ПВК, и при уплотнении поворотной диафрагмы ЧНД возможно сохранение мощности турбины до ЧНД, то величина экономии теплоты $\Delta Q_{\text{эк}}$ в (6.6) соответствует около 85...90% от значения первого члена в этой формуле. Иначе экономия теплоты будет составлять примерно 50% от величины $\Delta G_k (h_{\text{тн}} - h'_k)$.

Экономия топлива от уплотнения поворотных диафрагм найдется как

$$\Delta B_{\text{упл}} = \Delta Q_{\text{эк}} \tau_{\text{упл}} / (\eta_k^{\text{н}} \eta_{\text{тн}} Q_{\text{н,у}}^{\text{р}}), \quad (6.12)$$

где $\tau_{\text{упл}}$ – продолжительность использования турбины с уплотненной поворотной диафрагмой.

Формулу (6.12) необходимо в отдельности использовать для периодов работы турбины с $\Delta N_{\text{т}} = 0$ и $\Delta N_{\text{т}} \neq 0$, а результаты расчетов – суммировать.

Уплотнение поворотной диафрагмы ЧНД не изменяет маневренных характеристик турбин и сохраняет возможность их работы по электрическому графику.

Другими мероприятиями, снижающими потери теплоты в конденсаторе, являются **подогрев в пучке конденсатора сырой воды** параллельно с циркуляционной, а также **отбор охлаждающей воды в качестве сырой для ХВО**.

Последнее решение особенно применимо для ТЭЦ с прямоточной системой водоснабжения, когда качество воды удовлетворяет требованиям ХВО. Для ТЭЦ с градирнями при этом возрастают затраты на подготовку воды.

При отсутствии вытеснения нагрузки отборов экономия теплоты в этом случае найдется как

$$Q_{\text{ут}} = G_{\text{сыр}} C_p (t_{\text{в2}} - t_{\text{исх}}), \quad (6.13)$$

где $G_{\text{сыр}}, C_p$ – расход и теплоемкость отбираемой сырой воды;

$t_{\text{в2}}, t_{\text{исх}}$ – температура воды после и до конденсатора.

6.2. Увеличение удельной выработки электроэнергии на существующем тепловом потреблении

Увеличение выработки электроэнергии на существующем тепловом потреблении на ТЭЦ можно обеспечить за счет реализации целого комплекса мероприятий.

Снижение давления в отопительных отборах возможно за счет снижения температурных напоров сетевых подогревателей при поддержании их хорошего технического состояния (очистка и пр.).

На ТЭЦ отопительные отборы турбин ПТ-60-130/13 в основном подключены к коллектору собственных нужд давлением около 1,5 ата.

При отключении части этих турбин от коллектора возможна их работа с давлением в Т-отборе по условию подогрева сетевой воды.

Проведение этого мероприятия повышает удельную выработку и может быть выгодным даже при условии резервирования питания коллектора собственных нужд паром промышленного отбора.

К снижению давления в отопительном отборе приводит также параллельное подключение к нему основных и пиковых сетевых подогревателей, что возможно на большинстве ТЭЦ Беларуси, так как все турбины ПТ-60-130/13 поставлялись с пиковыми бойлерами.

Основной эффект при применении такого мероприятия достигается в увеличении суммарной поверхности теплообмена и соответствующем снижении температурного напора в подогревателе.

Расчет экономии топлива при этом можно произвести по формуле

$$\Delta B_{\text{эк}} = \Delta \dot{E}_{\text{тф}} (b'_{\text{зм}} - b'_{\text{тф}}), \quad (6.14)$$

где $\Delta \dot{E}_{\text{тф}}$ – увеличение теплофикационной выработки при неизменном отпуске теплоты от турбин.

6.3. Повышение электрической мощности турбин при постоянном расходе свежего пара

Это, во-первых, мероприятия, направленные на снижение расхода электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ.

К ним относятся, например, снятие избыточных напоров и производительности различных насосов за счет обточки их колес или удаления части ступеней, а также применение регулируемого электропривода на механизмах (дымососы, вентиляторы, насосы, в том числе сетевые), работающих с переменными нагрузками и др.

Получаемую при этом экономию топлива можно найти по (5.22).

Также это мероприятия, направленные на повышение КПД проточной части турбин и связанные с заменой отдельных ступеней турбины с улучшением профиля лопаток.

Так, замена роторов ЦВД Лукомльской ГРЭС на роторы с улучшенным профилированием лопаток и периферийным бандажом рабочих колес, по данным ЛМЗ, привела к повышению электрической мощности на 7,5 МВт.

К увеличению мощности приводят также мероприятия по углублению вакуума в конденсаторе, например, за счет:

- улучшения охлаждающей способности градирен, в частности за счет систем вихревой подачи охлаждающего воздуха, разрабатываемых ИТМО АНБ;
- поддержания должной плотности и чистоты трубок конденсаторов (за счет периодической их чистки), что в особенности важно для КЭС и блоков ТЭЦ, работающих по электрическому графику.

Экономия топлива от внедрения таких мероприятий определяется увеличением электрической мощности ΔN_T и может быть рассчитана по формуле

$$\Delta B_{\text{эк}} = \Delta N_T \cdot \tau \cdot b'_{\text{зам}}, \quad (6.15)$$

где τ – время работы с увеличением мощности ΔN_T после внедрения мероприятия.

6.4. Оптимизация режимов ТЭЦ и снижение потерь конденсата пара и воды

Как отмечалось во втором разделе, оптимальная мощность блоков 250 и 180 МВт, работающих с частичными тепловыми нагрузками, может существенно превышать мощность на режиме теплового графика, так как в этом случае существует определенный диапазон дополнительной (сверх "привязанной"

теплофикационной) выработки электроэнергии, в котором прирост расхода теплоты (топлива) оказывается ниже, чем на блоках КЭС тех же начальных параметров пара.

За счет оптимизации мощности блоков, работающих с частичной тепловой нагрузкой, можно обеспечить значительную экономию топлива в энергосистеме. Критерием оптимальности является максимизация экономии топлива в энергосистеме против варианта отпуска электроэнергии от замещающей КЭС (Лукомльской ГРЭС).

При этом оптимальным будет режим работы блока с таким расходом пара в конденсатор, при котором будет обеспечиваться положительная и максимальная экономия топлива

$$\Delta B_{эkj} = \Delta N_{нетj} b'_{зам} - \Delta B_j, \quad (6.16)$$

где $\Delta N_{нетj}$ – увеличение мощности нетто блока против режима с минимальным расходом пара в конденсатор G_k^{min} ;

ΔB_j – увеличение расхода топлива блоком на этом режиме по сравнению с исходным режимом при G_k^{min} .

Экономию топлива за счет снижения станционных потерь конденсата пара и воды можно найти по формуле

$$\Delta B = \Delta G_{пот} (h_{пот} - h_{исх}) b_{г\tau} \xi_{ср}, \quad (6.17)$$

где $\Delta G_{пот}, h_{пот}$ – снижение потерь конденсата и его энтальпия;

$h_{исх}$ – энтальпия исходной воды для восполнения потерь;

$\xi_{ср}$ – средний коэффициент ценности теплоты отборов, используемых для подогрева исходной воды.

6.5. Уменьшение потерь при работе котлоагрегатов

Снижение потерь теплоты в парогенераторах можно обеспечить за счет следующих мероприятий, направленных на повышение их КПД путем уменьшения потерь с уходящими газами q_2 (при снижении коэффициента избытка воздуха и температуры уходящих газов), с химическим q_3 и механическим q_4 недожогом и на наружное охлаждение q_5 .

1. Повышение качества горения за счет:

- модернизации и замены горелочных устройств на более совершенную конструкцию, позволяющую получить более однородную воздушно-топливную смесь, что приводит к снижению потери с химическим q_3 и механическим q_4 (при сжигании мазута) недожогом топлива;
- внедрения систем автоматического регулирования процесса горения с коррекцией по CO и O_2 , способствующих повышению КПД брутто котла из-за снижения коэффициента избытка воздуха в топке и, соответственно, уменьшения объема и температуры уходящих газов;
- сжигания мазута с предельно низкими значениями коэффициента избытка воздуха $\alpha_r = 1,02 \dots 1,03$, что позволяет снизить образование SO_3 при горении. При этом наряду с уменьшением низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева снижается расход топлива из-за уменьшения объема и температуры уходящих газов.

2. Увеличение поверхностей нагрева котла путем:

- увеличения поверхности пароперегревателя, что повышает общее тепловосприятие котла, но одновременно и потребление мощности дымососами из-за увеличения сопротивления газового тракта;
- установки дополнительных поверхностей нагрева (пучков) в уходящих газах, что приводит к снижению температуры уходящих газов и потерь с ними;

3. Повышение коэффициента теплопередачи при:

- замене набивки РВП на интенсифицированную;
- очистке поверхностей нагрева котлов;
- обработке воды специальными ингибиторами, позволяющими снизить скорость образования отложений и загрязнений на внутренних поверхностях труб (что кроме экономичности также повышает надежность и долговечность работы котла).

4. Уплотнение газового тракта за счет

- уплотнения шиберов на котлах;
- реконструкции уплотнений на РВП с целью снижения перетоков воздуха с воздушной стороны в газовую и, соответственно, уменьшения потерь теплоты с уходящими газами;
- замены обмуровки и обшивки топки котла, что не только снижает присосы воздуха в топку котла, но и уменьшает потери теплоты в окружающую среду теплопередачей.

Снижение потерь теплоты в окружающую среду также достигается за счет замены изношенной тепловой изоляции теплотехнического оборудования с применением более современных материалов.

При этом повышение КПД котла при снижении потерь с уходящими газами Δq_2 рассчитывается по (5.17), (5.19). Приблизительно изменение КПД можно найти как

$$\Delta \eta_{к. q_2}^{бр} = \Delta q_2 = q_2 \left(\frac{\Delta t_{yx}}{t_{yx} - t_{xв}} + \frac{\Delta \alpha_{yx}}{\alpha_{yx}} \right), \% \quad (6.18)$$

где Δt_{yx} , $\Delta \alpha_{yx}$ – снижение температуры уходящих газов и коэффициента избытка воздуха в них за счет проведения энергосберегающих мероприятий;

t_{yx} , α_{yx} – показатели работы котла до его модернизации.

Изменение КПД при снижении потери теплоты с химическим Δq_3 и механическим Δq_4 недожогом топлива можно найти как разность этих потерь до

и после замены горелочных устройств.

Повышение КПД котла при снижении потерь в окружающую среду q_5 приближенно можно оценить по формуле

$$\Delta\eta_{\kappa,q_5}^{\text{бр}} = \Delta q_5 = q_5 \cdot \frac{\Delta t_n}{t_n}, \%, \quad (6.19)$$

где Δt_n – изменение температуры наружной поверхности обмуровки котла, °С;

t_n – температура наружной поверхности обмуровки топки котла до проведения энергосберегающих мероприятий, °С.

Экономия условного топлива за счет проведения мероприятий, снижающих потери в парогенераторе Δq_i , рассчитывается по формуле

$$\Delta B_i = B_{\kappa}^{(н)} \frac{\Delta q_i}{\eta_{\kappa(н)}^{\text{бр}}}, \text{ т у. т.}, \quad (6.20)$$

где $B_{\kappa}^{(н)}$, $\eta_{\kappa(н)}^{\text{бр}}$ – номинальный расход условного топлива и КПД котла до проведения рассматриваемых мероприятий, т у. т.

При этом нужно учесть, что проведение энергосберегающих мероприятий может приводить к изменению расхода электроэнергии на тягу $\Delta \mathcal{E}_{\text{сн}}$ при изменении температуры и коэффициента избытка воздуха уходящих газов (их объемного расхода).

Экономия (или перерасход) топлива в этом случае рассчитывается как

$$\Delta B_{\text{сн}} = \Delta \mathcal{E}_{\text{сн}} b'_{\text{зам}}. \quad (6.21)$$

Другими энергосберегающими мероприятиями котельного цеха могут быть:

- перевод разогрева резервного топлива (мазута) с пара на горячую воду;
 - использование теплоты конденсата пара от мазутного хозяйства и теплоты воды непрерывной продувки;
 - уменьшение величины непрерывной продувки за счет использования современных средств контроля солесодержания,
- а также оптимизация распределения нагрузок между котлоагрегатами, работающими на общую паровую сеть и снижение технического минимума нагрузки котлов, позволяющее снизить потери, связанные с остановом и пуском котла из «холодного» или «горячего» резервов.

6.6. Повышение тепловой экономичности ТЭЦ за счет новых технологических решений

На ряде турбин высокого давления в связи с их неудовлетворительным техническим состоянием произведено удаление последних ступеней. В таких условиях целесообразным является перевод некоторых из них в режим **ухудшенного вакуума** с организацией двухступенчатого (конденсатор – сетевой подогреватель) подогрева сетевой воды.

Турбина, переведенная в режим ухудшенного вакуума, может работать в течение отопительного периода без существенного потребления мощности в ЧНД, а при определенных условиях даже с положительной мощностью этого отсека.

При этом не только вырастает тепловая мощность турбины на величину утилизируемой в конденсаторе теплоты отработавшего пара $Q_{\text{от}}$ (с соответствующим снижением вынужденного отпуска теплоты с горячей водой от пиковых источников), но и увеличивается теплофикационная выработка электроэнергии. Это может обеспечить значительную экономию топлива в энергосистеме.

Давление отработавшего пара определяется температурой его конденсации t_k . На режиме ухудшенного вакуума последняя зависит от нагрева сетевой воды

$$t_k = t_{oc} + \Delta t_{oc} + \delta t_k, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (6.22)$$

где t_{oc} , Δt_{oc} – температура обратной сетевой воды и ее нагрев в конденсаторе;

δt_k – недогрев сетевой воды до температуры насыщения в конденсаторе.

При этом

$$\Delta t_{oc} = Q_{yt} / (G_{св} C_p), \quad (6.23)$$

где $G_{св}$, C_p – расход сетевой воды и ее теплоемкость.

Величина Q_{yt} рассчитывается по формуле

$$Q_{yt} = G_k (h_k - h'_k) + Q_{сл}, \quad (6.24)$$

где G_k – расход пара в конденсатор;

h_k , h'_k – энтальпия отработавшего пара и конденсата в конденсаторе;

$Q_{сл}$ – теплота сливов в конденсатор с дренажами и по линии рециркуляции (при минимально-вентиляционных расходах пара в конденсатор $Q_{сл} \approx 1,5$ Гкал/ч).

Расход сетевой воды через конденсатор турбины, переведенной на ухудшенный вакуум, должен быть максимальным с последующим распределением воды между бойлерными работающими турбин.

При этом значение часовой экономии топлива в энергосистеме за счет утилизации теплоты отработавшего пара для подогрева сетевой воды можно определить по формуле

$$\Delta B = Q_{yt} (b_{тэ} - W_{от} (b'_{зам} - b'_{тф})), \text{ т у.т./ч.} \quad (6.25)$$

Второй член в (6.25) необходимо учитывать, когда подогрев сетевой воды в конденсаторе приводит к вытеснению нагрузки отопительного отбора турбины, т.е. в переходный период работы ТЭЦ. Если происходит вытеснение пиковых источников теплоты (в зимний период), значение второго слагаемого в (6.25) равно нулю.

От некоторых ТЭЦ Беларуси (Бобруйская ТЭЦ-2, Новополоцкая ТЭЦ, Могилевская ТЭЦ-2) осуществляется отпуск пара давлением 30 ... 50 ата через РОУ свежего пара.

В этих условиях целесообразно применение термокомпрессоров, в качестве рабочего пара для которых используется свежий пар с давлением p_0 , а инжектируемого – пар из коллектора производственного отбора давлением p_n .

Расчеты показывают, что достижимый коэффициент инжекции в термокомпрессоре составляет $\mu \approx 0,35 \dots 0,55$. При этом дополнительный расход инжектируемого пара из производственного отбора турбины будет равен

$$D_{ин} = D_{тк} \mu, \quad (6.26)$$

где $D_{тк}$ – отпуска пара от термокомпрессора.

Соответственно, увеличение теплофикационной мощности турбины

$$\Delta N_{тф} = D_{ин} (h_0 - h_n) \eta_m \eta_r, \quad (6.27)$$

и дополнительная теплофикационная выработка электроэнергии за период $\tau_{тк}$

$$\Delta \mathcal{E}_{тф} = \Delta N_{тф} \tau_{тк}, \quad (6.28)$$

обеспечат экономию топлива в энергосистеме по (6.14).

Многие ТЭС Республики Беларусь сжигают значительное количество газового топлива. В системе топливного хозяйства таких ТЭС возможно применение турбодетандерных установок (ТДУ), в которых используется энер-

гия сжатого топливного газа для выработки электроэнергии. Эта энергия может идти на обеспечение собственных нужд ТЭС или выдаваться в сеть, но в любом случае применение ТДУ позволит получить существенную экономию топлива.

Для предупреждения недопустимого захлаживания газа после турбодетандерного агрегата (ТДА) и образования газовых гидратов требуется подогрев газа перед и, в некоторых случаях, за турбодетандером. При установке ТДА на ТЭС с этой целью возможно использование низкопотенциальной теплоты пара из отборов турбин. При этом удельный расход топлива на отпуск электроэнергии от ТДУ может быть в несколько раз меньше величины его для замещающей КЭС.

Удельный расход теплоты брутто на выработку электроэнергии в ТДА

$$q_{\text{т}}^{\text{бр}} = Q_{\text{ТДА}} / \mathcal{E}_{\text{ТДА}}. \quad (6.29)$$

где $\mathcal{E}_{\text{ТДА}}$, $Q_{\text{ТДА}}$ – электрическая мощность ТДА и подведенная к нему теплота из отборов ТЭС, для которых среднее значение коэффициентов ценности $\xi_{\text{ср}} = 0,4 \dots 0,5$.

С учетом расхода электроэнергии и теплоты на собственные нужды ТДА определяется удельный расход теплоты нетто на отпуск электроэнергии от ТДА

$$q_{\text{т}}^{\text{н}} = q_{\text{т}}^{\text{бр}} \frac{100 + q_{\text{т}}^{\text{сн}}}{100 - \mathcal{E}_{\text{т}}^{\text{сн}}}. \quad (6.30)$$

Соответственно удельный расход топлива на отпуск электроэнергии от ТДА равен

$$b_3^{\text{отн}} = q_{\text{т}}^{\text{н}} / (Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{к}}^{\text{н}} \eta_{\text{тн}}). \quad (6.31)$$

Первый в Беларуси ТДА мощностью 5 МВт введен в эксплуатацию в 1999 г. на Лукомльской ГРЭС.

Величина удельного расхода топлива на отпуск электроэнергии от него по (6.24) – (6.26) находится на уровне 60...70 г у.т./кВт·ч.

7. НОРМИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ И ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

7.1. Особенности технологической схемы современных ГТУ

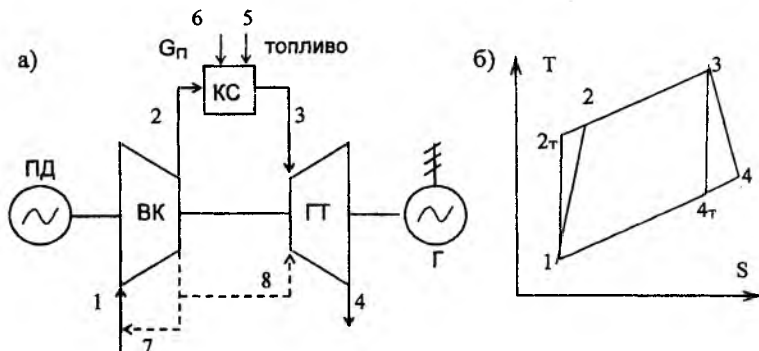
Применение парогазовых технологий обеспечивает повышение тепловой экономичности выработки электроэнергии и теплоты, экономию капитальных вложений в развитие энергосистемы.

Современные ГТУ отличаются высокой маневренностью, надежностью и низкой стоимостью, а создаваемые на их основе ПГУ, обладая меньшей удельной стоимостью, чем паротурбинные установки, обеспечивают более высокую тепловую экономичность.

Развитие современных ГТУ идет по пути упрощения их схемы, но повышения начальной температуры газов перед турбиной t_3 . В современных ГТУ $t_3 = 1100...1200$ °С, а электрический КПД достигает 33...34% и выше [19, 20]. Разрабатываются и осваиваются новые высокотемпературные ГТУ с начальной температурой газов до 1500 °С [18 – 22].

Электрический КПД утилизационных ПГУ конденсационного типа, в которых паровые турбины работают на паре, получаемом в котле-утилизаторе (КУ) за счет теплоты газов, покидающих газовую турбину, достигает 52...55% [21, 22].

В настоящее время в основном применяются одновальные ГТУ, схема и термодинамический цикл которой показаны на рис. 7.1.



- | | |
|----------------------------|---|
| ВК – воздушный компрессор; | 1 – воздух на всасе в ВК; |
| КС – камера сгорания; | 2 – воздух после сжатия в ВК на входе в КС; |
| ГТ – газовая турбина; | 3 – газы после КС перед расширением в ГТ; |
| Г – генератор; | 4 – газы за ГТ; |
| ПД – пусковой двигатель. | 5 – подача топлива; |
| | 6 – впрыск пара $G_{\text{П}}$ в КС; |
| | 7 – антиобледенительный подогрев воздуха; |
| | 8 – подача воздуха на охлаждение ГТ |

Рис. 7.1. Схема (а) и термодинамический цикл (б) современной одновальной ГТУ

Высокотемпературные элементы ГТУ требуют охлаждения. С этой целью обычно используется воздух, отбираемый после последних ступеней компрессора. При этом чаще применяется открытое воздушное охлаждение, когда воздух, пройдя системы охлаждения, выпускается в проточную часть газовой турбины. Воздушное охлаждение снижает экономичность установок, и в последнее время осваиваются схемы с комбинированным паровоздушным охлаждением [21].

Для предотвращения обледенения заборных устройств при температурах наружного воздуха, близких к нулю, организуется подача части нагретого в компрессоре воздуха на его всас.

Впрыск пара $G_{\text{П}}$ в камеру сгорания может применяться для нескольких целей:

- экологический впрыск осуществляется непосредственно в зону горения

и служит для подавления образования окислов азота NO_x ;

- энергетический впрыск для получения пиковой мощности или для регулирования тепловой нагрузки теплофикационных ГТУ и ПГУ.

Отметим, что в пределе возможно применение контактных ПГУ с полным энергетическим впрыском пара, получаемого в котле-утилизаторе, в камеру сгорания ГТУ. В таких схемах (называемых STIG) отсутствует паровая турбина. Эти установки имеют низкую удельную стоимость и достаточно высокую экономичность.

Однако максимальную экономичность и наиболее широкое распространение получили бинарные утилизационные ПГУ (УПГУ) (см. рис. 7.11), в которых топливо подводится только в КС ГТУ.

Используются также схемы с дожиганием топлива в котле-утилизаторе (КУ):

- перед пароперегревателем для повышения температуры газов и получения пара более высоких параметров (при этом для повышения экономичности возможно применение «расщепленного» котла-утилизатора, в котором дожигание производится не во всем объеме газов, а только в той их части, водяной эквивалент которой равен водяному эквиваленту пара в пароперегревателе);
- на «хвосте» КУ для получения пиковой тепловой мощности (при этом происходит экономия капитальных вложений в ПВК, а также снижение суммарных потерь теплоты с уходящими газами и соответствующее повышение КПД топливоиспользования),

а также схемы со сбросом газов после ГТУ в энергетический котел ПТУ, используемые в нем в качестве окислителя топлива.

В таких схемах используется существующая паровая турбина с соответствующей экономией капитальных вложений и сохранением более высокого КПД паросиловой части.

7.2. Основные параметры и показатели работы ГТУ

Основными параметрами работы ГТУ являются начальная температура газов t_3 и степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = p_2/p_1$.

Оптимальная величина π_k^{opt} растет с увеличением t_3 и существенно различается для одноцелевых ГТУ, работающих без утилизации теплоты уходящих газов, и теплофикационных, использующих сбросную теплоту газов после газовой турбины. При этом чем более эффективно используется теплота газов, тем ниже становится π_k^{opt} , приближаясь к тем значениям, при которых обеспечивается максимальная удельная работа ГТУ

$$I_{\text{ГТУ}} = I_T - I_K \rightarrow \max. \quad (7.1)$$

Здесь

I_T – работа расширения газовой турбины

$$I_T = C_{\text{рт}} (t_3 + 273) (1 - \pi_T^{-(k_T-1)/k_T}) \eta_T, \quad (7.2)$$

I_K – работа сжатия компрессора

$$I_K = \gamma \cdot C_{\text{рк}} (t_1 + 273) (\pi_k^{(k_k-1)/k_k} - 1) / \eta_k, \quad (7.3)$$

где η_k, η_T – КПД компрессора и газовой турбины;

π_T – степень понижения давления в турбине с учетом гидравлических потерь на различных участках газоздушного тракта;

$\gamma = (G_k + G_T) / G_k$ – коэффициент, учитывающий увеличение расхода газов в турбине G_T по сравнению с расходом воздуха через компрессор G_k на величину расхода топлива в КС G_s ;

$C_{\text{рк}}$ – средняя теплоемкость воздуха при изменении его температуры от t_1 до t_2 в процессе сжатия в компрессоре;

$C_{рт}$ – средняя теплоемкость газов при изменении их температуры от t_3 до t_4 в процессе расширения их в газовой турбине;

k_k, k_T – показатели адиабаты для процессов сжатия и расширения.

В [20] приведены значения теплоемкости газов в зависимости от их температуры и коэффициента избытка воздуха

$$\alpha = G_k / (G_T \cdot L_0), \quad (7.4)$$

где L_0 – теоретическая масса воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива.

Главным показателем экономичности работы одноцелевой ГТУ является ее электрический КПД

$$\eta_3 = \frac{N_{ГТУ}}{B_{ГТУ} Q_n^p} = \frac{l_T - l_k}{q_{kc} / \eta_{кэ}} \eta_{эм}, \quad (7.5)$$

и удельный расход теплоты – величина, ему обратная

$$q = \frac{1}{\eta_3} = \frac{B_{ГТУ} Q_n^p}{N_{ГТУ}}. \quad (7.6)$$

Здесь

$\eta_{кэ}, \eta_{эм}$ – КПД камеры сгорания и электромеханический КПД ГТУ;

$N_{ГТУ}, B_{ГТУ}, Q_n^p$ – мощность ГТУ, расход топлива в камеру сгорания и его теплотворная способность;

q_{kc} – удельная тепловая нагрузка камеры сгорания ГТУ.

При работе ГТУ в составе ПГУ кроме расхода топлива важными показателями ее эксплуатации являются расход $G_{вых}^r = G_k + G_T + G_n$ и температура t_4 уходящих газов.

7.3. Энергетические характеристики ГТУ

Характеристики ГТУ (ее мощность N_3 , расход топливного газа G_T , расход воздуха через компрессор G_K , расход выходных газов $G_{\text{вых}}^r$, температура газов на выходе t_4) зависят от большого числа факторов.

Значительное влияние оказывают параметры наружного воздуха, поэтому характеристики ГТУ строятся при фиксированных условиях по ISO:

- температура наружного воздуха $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$;
- барометрическое давление $B_a = 760$ мм рт. ст. = 1,013 бар;
- относительная влажность воздуха $\varphi = 60\%$.

Рассмотрим зависимость ЭХ ГТУ от основных факторов, которыми являются:

- нагрузка ГТУ N_3 ;
- температура наружного воздуха $t_{\text{нв}}$;
- барометрическое давление B_a ;
- относительная влажность атмосферного воздуха φ (или абсолютное влагосодержание d);
- сопротивление на входе в компрессор $\Delta p_{\text{вх}}$;
- сопротивление на выходе из газовой турбины $\Delta p_{\text{вых}}$;
- величина подогрева воздуха на всасе компрессора $\Delta t_{\text{вх}}$;
- величина впрыска пара в КС G_n ;
- отработанный ресурс времени τ ;
- частота вращения n .

1) Влияние нагрузки.

Для предупреждения помпажных явлений компрессор должен работать с практически постоянным расходом воздуха G_K , поэтому регулирование нагрузки происходит за счет снижения начальной температуры газов t_3 . Вследствие этого экономичность работы одновальных ГТУ при частичных нагрузках резко снижается.

Современные ГТУ имеют поворотные лопатки в первых ступенях компрессора, применение которых позволяет изменять расход воздуха на 25 ... 30%. Использование такой конструкции входного направляющего аппарата (ВНА) расширяет диапазон работы ГТУ с номинальной начальной температурой t_3 при снижении мощности установки (рис. 7.2).

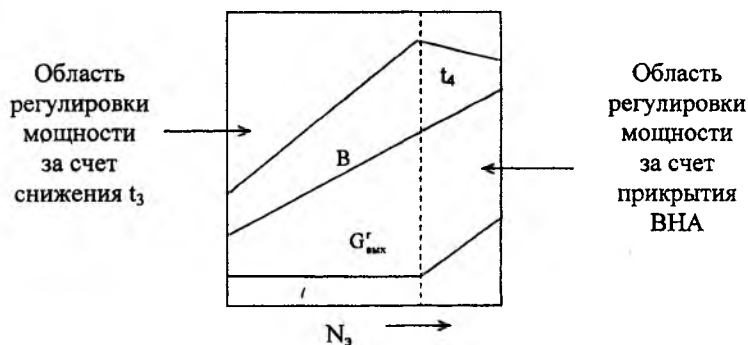


Рис. 7.2. Зависимость основных характеристик ГТУ от ее нагрузки

2) Влияние температуры наружного воздуха.

Работа сжатия компрессора составляет примерно половину полезной мощности ГТ. При снижении температуры наружного воздуха $t_{нв}$ увеличиваются его плотность и расход воздуха через компрессор при той же потребляемой мощности. При этом экономичность работы ГТУ повышается, т.е. электрический КПД $\eta_э$ растет, а удельный расход теплоты q уменьшается (рис. 7.3).

3) Влияние барометрического давления.

При изменении барометрического давления процессы сжатия и расширения в цикле ГТУ на h_s -диаграмме смещаются эквидистантно: степень повышения давления в компрессоре π_k и степень понижения давления в турбине π_t остаются постоянными. Вследствие этого электрический КПД ГТУ $\eta_э$ и удельный расход теплоты q практически остаются неизменными.

Однако при этом может сильно изменяться мощность ГТУ и расход выпускных газов (рис. 7.4).

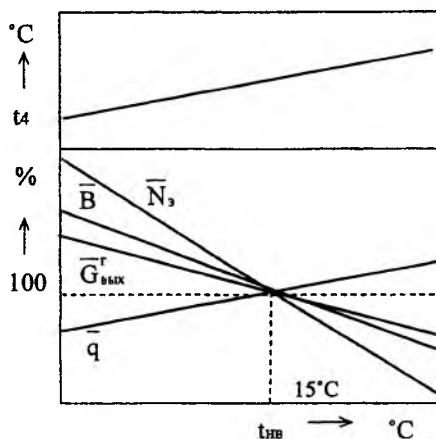


Рис. 7.3. Зависимость основных характеристик ГТУ от температуры наружного воздуха

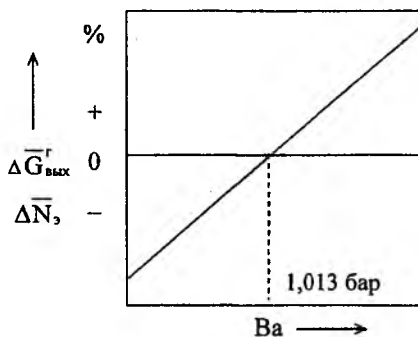


Рис. 7.4. Зависимость характеристик ГТУ от барометрического давления

Учет барометрического давления необходим также для определения предельной нагрузки ГТУ и той ее мощности, при снижении ниже которой

приходится применять неэкономичный способ регулирования нагрузки ГТУ за счет уменьшения начальной температуры газов.

4) Влияние влажности атмосферного воздуха.

При увеличении влажности атмосферного воздуха возрастает работа газов в газовой турбине за счет дополнительного расширения водяных паров, а также создается эффект испарительного охлаждения воздуха в компрессоре, вследствие чего снижается работа сжатия.

Однако при этом увеличиваются потери теплоты с водяными парами в уходящих газах ГТУ и расход топлива в камере сгорания на парообразование и перегрев влаги воздуха.

В целом влажность атмосферного воздуха имеет небольшое отрицательное влияние на экономичность работы ГТУ (рис. 7.5).

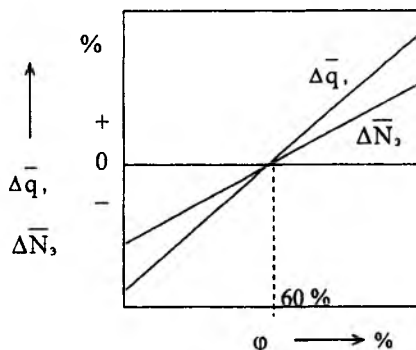


Рис. 7.5. Зависимость характеристик ГТУ от влажности атмосферного воздуха

5) Влияние сопротивления на входе ГТУ $\Delta p_{вх}$.

При увеличении сопротивления на всасе уменьшается давление после компрессора и степень расширения газов в турбине π_T . Вследствие этого снижается мощность ГТУ, увеличиваются температура уходящих газов t_4 и потери теплоты с ними. Возрастает также величина подвода теплоты в камере сгорания. При этом, соответственно, повышается удельный расход теплоты в цикле q , а КПД ГТУ η_g падает.

На рис. 7.6 показано относительное изменение основных характеристик ГТУ при отклонении фактического сопротивления на входе в компрессор $\Delta p_{вх}$ от номинального $\Delta p_{вх}^н$, принятого при построении НЭХ.

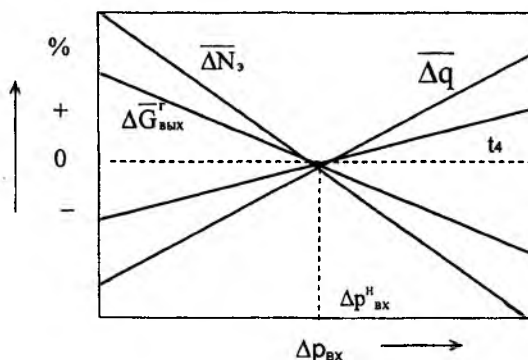


Рис. 7.6. Зависимость основных характеристик ГТУ от сопротивления на входе

По данным [22] для ГТУ Оршанской ТЭЦ номинальная величина потерь на входе составляет $\Delta p_{вх}^н = 8$ млбар.

б) Влияние сопротивления на выходе из ГТУ $\Delta p_{вых}$.

При увеличении сопротивления на выходе из ГТУ процесс сжатия в компрессоре не меняется, но конечное давление газов за турбиной становится выше. Как следствие, степень расширения газов в турбине π_t и мощность ГТУ снижаются, а температура уходящих газов t_4 и потери с ними растут. Расход уходящих газов при этом остается неизменным.

На рис. 7.7 показано относительное изменение основных характеристик ГТУ при отклонении фактического сопротивления на выходе из газовой турбины $\Delta p_{вых}$ от номинального $\Delta p_{вых}^н$, принятого при построении НЭХ.

По данным [22] для ГТУ Оршанской ТЭЦ при работе ее обособленно номинальная величина потерь на выходе составляет $\Delta p_{вых}^н = 6$ млбар. При на-

дичии теплообменников, утилизирующих теплоту газов после ГТУ (например, котла-утилизатора) сопротивление на выходе увеличивается до 22...26 млбар.

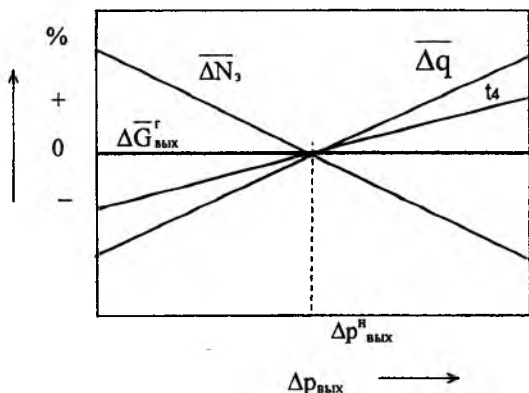


Рис. 7.7. Зависимость основных характеристик ГТУ от сопротивления на выходе

Величину потерь давления на выходе необходимо нормировать.

При переменных режимах работы котла-утилизатора сопротивление его газового тракта можно описать через объемный расход газов, определяющий скорость течения среды (и, соответственно, потери давления в КУ).

На практике (рис. 7.8) удобно пользоваться зависимостью сопротивления $\Delta p_{\text{вых}}$ от комплекса $(G_{\text{вых}}^r \cdot T_4)$ $\Delta p_{\text{вых}} = f(G_{\text{вых}}^r \cdot T_4)$, поскольку эти величины рассчитываются и, как следует из уравнения состояния идеального газа

$$pV = GRT, \quad (7.7)$$

определяют объемный расход газов.

7) Влияние времени работы ГТУ (после очередной промывки).

В ГТУ производится периодическая промывка компрессора из-за заноса его проточной части примесями, содержащимися в атмосферном воздухе.

При загрязнении компрессора во время эксплуатации ГТУ снижаются его политропный КПД и степень повышения давления. Хотя при этом снижа-

ется относительный расход топлива \bar{q} , мощность ГТУ снижается еще сильнее (рис. 7.9), что приводит к снижению экономичности установки. С учетом этого, необходимо производить промывки компрессора примерно через 2000 часов эксплуатации.

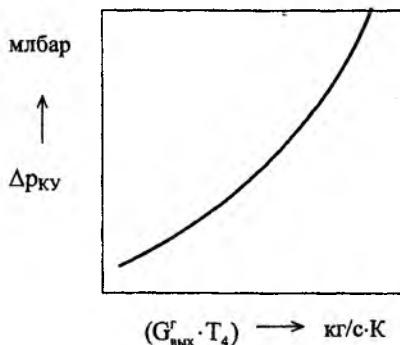


Рис. 7.8. Зависимость сопротивления тракта котла-утилизатора на переменных режимах

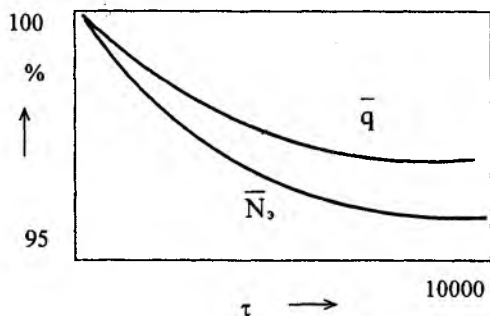


Рис. 7.9. Зависимость относительной величины удельного расхода топлива и мощности ГТУ от продолжительности ее работы (в часах)

8) Влияние частоты вращения ГТУ.

140 Этот фактор важно учитывать для приводных ГТУ, работающих с пере-

менным числом оборотов. При увеличении частоты вращения n возрастают степень повышения давления π_k и мощность ГТУ, а t_4 уменьшается.

Для энергетических ГТУ возможное изменение частоты вращения сказывается на их показателях лишь в сотых долях процентов (рис. 7.10), чем можно пренебречь.

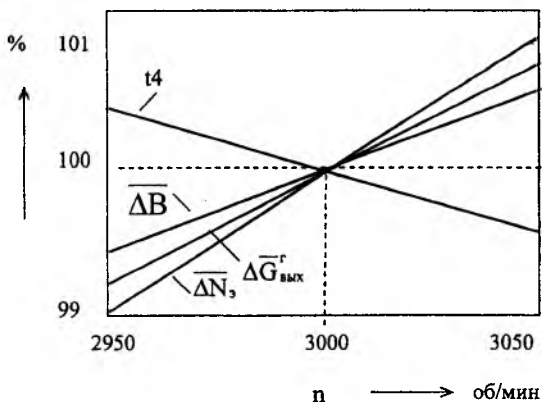


Рис. 7.10. Зависимость основных характеристик ГТУ от частоты n

9) Влияние подогрева воздуха на всасе в компрессор.

Подогрев воздуха на всасе компрессора применяется в диапазоне температур наружного воздуха $+5 \dots -5^\circ\text{C}$ для предотвращения обмораживания воздухозаборных устройств. При этом обычно осуществляется отбор (рециркуляция) воздуха после компрессора на его вход.

При этом увеличивается объемный расход воздуха через компрессор и снижается мощность ГТУ из-за уменьшения расхода газов через турбину. Хотя одновременно несколько уменьшается подвод теплоты в камеру сгорания, но, в целом, влияние подогрева воздуха оказывает отрицательное воздействие на экономичность работы ГТУ.

10) Влияние впрыска пара в камеру сгорания ГТУ.

Экологический впрыск пара применяется в основном для утилизации-

ных ГТУ или ПГУ, когда есть источник пара. Для одноцелевых ГТУ применяют сухие методы подавления образования NO_x .

При впрыске пара в камеру сгорания мощность ГТУ возрастает. При этом удельная работа водяного пара выше, чем газов при тех же условиях

$$H_o = R (t_3 + 273) \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (7.8)$$

поскольку для пара величина газовой постоянной $R_n = 0,42 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ почти в два раза выше, чем для «сухих» газов $R_r^{\text{сух}} \approx 0,28 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

Однако при впрыске увеличивается подвод теплоты в камеру сгорания на перегрев этого пара

$$\Delta Q_{\text{КС}}^n = G_n (h_3^n - h_{\text{вх}}^n), \quad (7.9)$$

где $h_{\text{вх}}^n$, h_3^n – энтальпия водяного пара, подаваемого на впрыск, и после камеры сгорания.

Параметры пара при расчете ГТУ и котла-утилизатора определяются по температуре парогазовой смеси и парциальному давлению водяного пара

$$P_n = \frac{G_n R_n}{G_n R_n + (G_r - G_n) R_r^{\text{сух}}}. \quad (7.10)$$

При впрыске возрастают также потери теплоты с уходящими газами, поскольку вместе с водяными парами теряется их скрытая теплота парообразования.

В целом впрыск пара отрицательно сказывается на экономичности работы ГТУ, однако при энергетическом впрыске можно существенно повысить ее

мощность. Полезное использование теплоты водяных паров (особенно при охлаждении их до температуры конденсации) повышает экономичность ввода пара в камеру сгорания.

7.4. Порядок нормирования показателей ГТУ

Для нормирования показателей ГТУ можно использовать следующий алгоритм [22].

Вначале за счет введения соответствующих поправок находится фиктивная мощность, приведенная к параметрам работы ГТУ по ISO при принятых при построении НЭХ фиксированных условиях

$$N_{\phi} = N_{ГТУ} - \Delta N_{\tau} - \Delta N_{Р_{\text{вых}}} - \Delta N_{P_a} - \Delta N_{\phi} - \Delta N_{\Delta t_a}, \quad (7.11)$$

где ΔN_{τ} , $\Delta N_{Р_{\text{вых}}}$, ΔN_{P_a} , ΔN_{ϕ} , $\Delta N_{\Delta t_a}$ – значения поправок к мощности на отработанный ресурс времени, давление на выходе из ГТУ, барометрическое давление и влажность атмосферного воздуха, антиобледенительный подогрев воздуха на всасе в компрессор.

Затем по характеристикам ГТУ при полученной фиктивной мощности находятся исходные значения ее основных показателей таких как расход воздуха через компрессор G'_k и расход газов на выходе газовой турбины $G'_{\text{вых}}$, температура газов на выходе t'_4 , удельный q'_4 и полный V' расход топлива.

Для получения номинальных значений указанных показателей к их исходным величинам вводятся поправки на отличие фактических параметров и условий работы от фиксированных.

Необходимо также различать расчет характеристик ГТУ для фактических и перспективных (планируемых) режимов работы, а также учитывать особенности расчета номинальных (с вводом поправок на внешние факторы) и

фактических (с учетом влияния внутренних факторов) показателей.

В состав внешних факторов включаются:

- параметры наружного воздуха (температура $t_{\text{нв}}$, барометрическое давление $В_a$ и влажность ϕ);
- величина подогрева воздуха на всасе компрессора Δt_b ;
- величина экологического впрыска пара в КС $G_{\text{п}}$;
- отработанный ресурс времени τ ;
- сопротивление на выходе из газовой турбины $\Delta p_{\text{вых}}$.

К внутренним факторам следует отнести сопротивление на входе в компрессор $\Delta p_{\text{вх}}$, зависящее от состояния системы всаса и шумоглушения.

Температура газов после ГТУ t_4 является обобщенным показателем состояния ГТУ и качества поддержания начальной температуры t_3 . По разнице номинального для заданных условий $t_4^{\text{н}}$ и фактического $t_4^{\text{ф}}$ значений температуры уходящих газов необходимо определять резерв тепловой экономичности ГТУ и соответствующий перерасход топлива.

7.5. Особенности расчета и нормирования показателей ПГУ

Для конденсационных ПГУ основным показателем, характеризующим экономичность их работы, может служить электрический КПД.

Мощность ПГУ в схемах утилизационных ПГУ (рис. 7.11), в которых паровые турбины работают на паре, получаемом в котле-утилизаторе, однозначно связана с мощностью ГТУ через параметры пара в КУ.

В этом случае электрический КПД ПГУ $\eta_{\text{упгу}}^3$ будет зависеть в основном от электрического КПД газовой $\eta_{\text{гту}}^3$ и паровой $\eta_{\text{пту}}^3$ частей схемы

$$\eta_{\text{упгу}}^3 = \eta_{\text{гту}}^3 + (1 - \eta_{\text{гту}}^3) \cdot \eta_{\text{пту}}^3 \cdot \eta_{\text{ку}}, \quad (7.12)$$

где $\eta_{ку}$ – КПД котла-утилизатора.

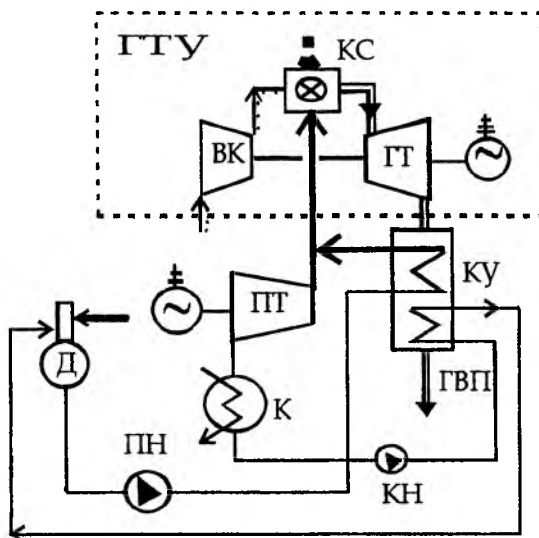


Рис. 7.11. Принципиальная схема конденсационной КЭС с УПГУ

ВК – воздушный компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина;
 КУ – котел-утилизатор; ГВП – газо-водяной подогреватель;
 ПТ – паровая турбина; К – конденсатор; Д – деаэрактор;
 КН – конденсатный насос; ПН – питательный насос

КПД котла-утилизатора определяется иначе, чем обычных топливоиспользующих котлоагрегатов. Он показывает эффективность утилизации теплоты газов в КУ и находится как отношение реальной степени утилизации теплоты газов к теоретически возможной:

$$\eta_{ку} = \frac{C_p(t_4) \cdot t_4 - C_p(t_{yx})t_{yx}}{C_p(t_4) \cdot t_4 - C_p(t_{нв})t_{нв}} \eta_{окл} = \frac{h_4 - h_{yx}}{h_4 - h_{нв}} \eta_{окл} \quad (7.13)$$

Здесь

$h_4, h_{ух}, h_{нв}$ – энтальпия газов после газовой турбины (на входе в котел-утилизатор), после КУ при фактической температуре уходящих газов $t_{ух}$ и при температуре наружного воздуха $t_{нв}$;

C_p – средняя изобарная теплоемкость газов при соответствующей температуре (определяется с учетом состава газов, например, по коэффициенту избытка в них воздуха [20]);

$\eta_{охл}$ – коэффициент, учитывающий потери на наружное охлаждение.

Средние значения КПД котла-утилизатора $\eta_{ку} \approx 0,75 \dots 0,80$.

В схемах утилизационных ПГУ паровая регенерация заменяется газовой (отсутствуют ПНД, ПВД), поэтому электрический КПД паровой $\eta_{ПГУ}^3$ части схемы можно найти по формуле

$$\eta_{ПГУ}^3 = \eta_t \eta_{oi} \eta_{мг}, \quad (7.14)$$

где $\eta_t, \eta_{oi}, \eta_{мг}$ – термический, внутренний относительный и электромеханический КПД ПГУ.

В случае одноконтурного котла-утилизатора, в котором производится пар одного давления без промпрегрева

$$\eta_{ПГУ}^3 = \frac{h_0 - h'_к{}^{ад} - \Delta h_n}{h_0 - h'_к - \Delta h_n} \eta_{oi} \eta_{мг}, \quad (7.15)$$

где $h_0, h'_к{}^{ад}, h'_к$ – энтальпия свежего пара, пара в конце адиабатного расширения и конденсата в конденсаторе;

Δh_n – повышение энтальпии в питательном насосе.

При расчете и нормировании показателей теплофикационных ПГУ возникает задача разделения топливных затрат между отпускаемыми электроэнергией и теплотой.

При этом могут использоваться следующие методы.

1. Удельный расход топлива на отпуск теплоты определяется через ее топливный эквивалент

$$b_{тз} = 143 f \text{ кг у.т./Гкал} = 34,1 f \text{ кг у.т./ГДж}, \quad (7.16)$$

где $f = 1,020 \dots 1,025$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты при ее отпуске.

Тогда полный расход топлива на отпуск теплоты $Q_{отп}$

$$B_{тз} = b_{тз} Q_{отп}, \quad (7.17)$$

и электроэнергии $\mathcal{E}_{отп}$

$$B_3 = B_{ПГУ} - B_{тз}, \quad (7.18)$$

где $B_{ПГУ}$ – расход топлива на ПГУ.

Для чисто утилизационных ПГУ без дожигания топлива в КУ

$$B_{ПГУ} = B_{ГТУ} = \frac{N_{ГТУ}^3}{\eta_3 Q_{н}^p}. \quad (7.19)$$

При этом УРТ на отпуск электроэнергии $\mathcal{E}_{отп}$ равен

$$b_{тз} = B_3 / \mathcal{E}_{отп}. \quad (7.20)$$

2. УРТ на отпуск теплоты определяется через КПД котла-утилизатора.

При этом производится пропорциональное отнесение потерь теплоты с Уходящими газами на отпуск электроэнергии и теплоты, а величина $b_{тз}$ находится по выражению

$$b_{тэ} = 143 f / (\eta_{ку}\eta_{тп}), \text{ кг у.т./Гкал}, \quad (7.21)$$

где $\eta_{ку}$, $\eta_{тп}$ – КПД котла-утилизатора и теплового потока.

Расчет УРТ на отпуск электроэнергии b_e осуществляется аналогично по (7.17) – (7.20).

Недостатком данного метода расчета удельного расхода топлива является существенная зависимость КПД котла-утилизатора и, соответственно, $b_{тэ}$ от температуры наружного воздуха. Происходящее при этом изменение абсолютных значений УРТ на отпуск электроэнергии и теплоты затрудняет качественный анализ экономичности работы установки. При низких температурах наружного воздуха из-за снижения $\eta_{ку}$ будет возрастать величина $b_{тэ}$ (до 200 кг у.т./Гкал и даже более), а значение удельного расхода топлива на отпуск электроэнергии соответственно может существенно уменьшаться.

3. Расчет УРТ также может производиться с применением экономического метода разделения топливных затрат (как было показано в первой главе пособия).

4. В [22] при построении характеристик ПГУ Оршанской ТЭЦ предложен метод расчета удельного расхода топлива на отпуск электроэнергии при фиксированном значении УРТ на отпуск теплоты на уровне его для паротурбинных ТЭЦ и котельных $b_{тэ} = 172 \text{ кг у. т./Гкал}$.

Достоинствами этого метода нормирования показателей ПГУ являются его простота и возможность легкого сопоставления показателей ПГУ с показателями паротурбинных ТЭЦ.

При этом УРТ на отпуск электроэнергии однозначно характеризует эффективность работы ТЭЦ и обеспечиваемую в энергосистеме экономию топлива за счет ввода ПГУ. Также при таком методе разделения топливных затрат появляется возможность построения удобных для пользования графиков расчета нормативных показателей ТЭЦ (рис. 7.12) в зависимости от мощности ГТУ.

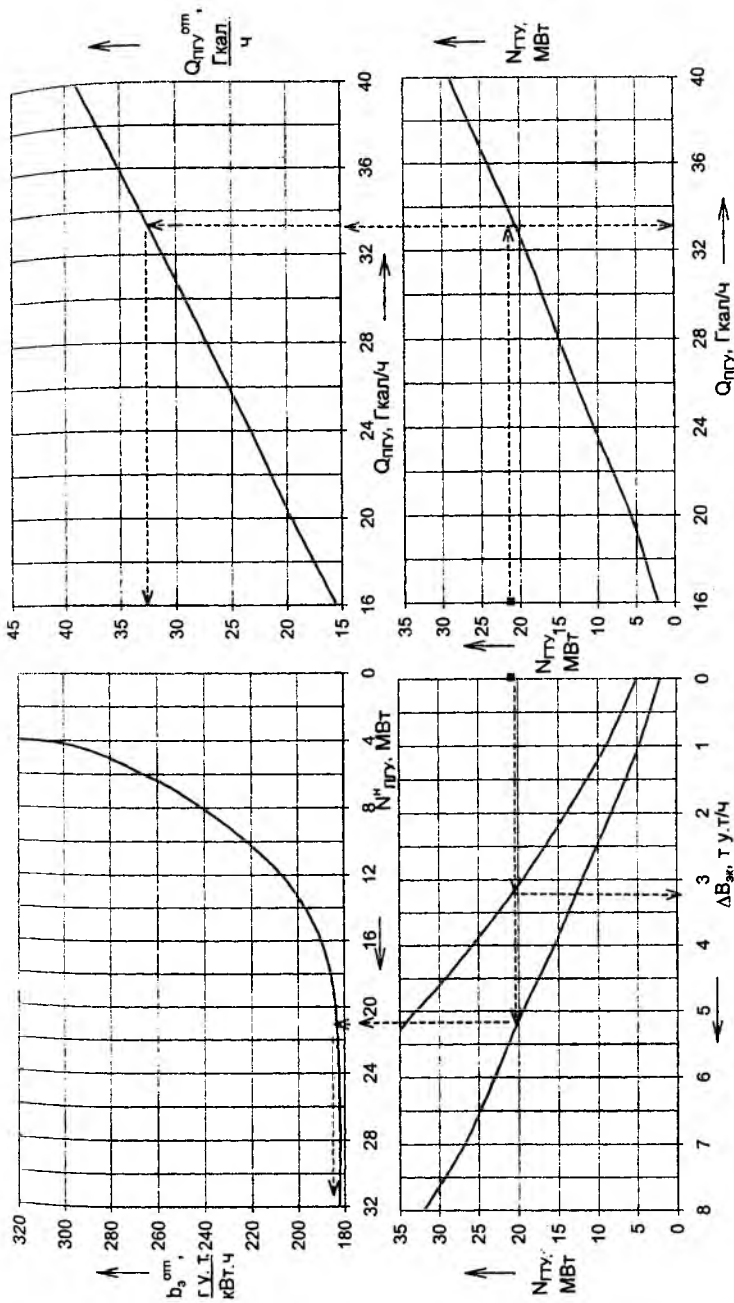


Рис. 7.12. Графики исходно-нормативных показателей ПГУ Оршанской ТЭЦ при $t_{гп} = 15^\circ\text{C}$

Необходимо также отметить, что по результатам нормирования показателей ТЭЦ по этой методике легко можно рассчитать значения УРТ на отпуск электроэнергии и теплоты с использованием других способов разделения топливных затрат.

В условиях Оршанской ТЭЦ [22] принят следующий алгоритм нормирования показателей ПГУ.

1. Вначале по средней за отчетный период мощности ГТУ определяется фиктивная мощность ГТУ при условиях построения ее характеристик по (7.11). Дополнительно при этом вводится поправка $\Delta N_{\text{впр}}$ для определения мощности ГТУ на «сухих» газах без впрыска пара.

2. Далее рассчитываются исходные значения расхода топлива $V_{\text{ГТУ}}$ и отпуски теплоты $Q_{\text{ГТУ}}$ при фиктивной мощности ГТУ по данным расчета ее тепловой схемы.

3. Затем определяются средние за период работы номинальные показатели работы ГТУ при фактической температуре наружного воздуха:

- отпуск теплоты

$$Q_{\text{ГТУ}}^{\text{ном}} = Q_{\text{ГТУ}} + \Delta Q_{\text{впр}} + \Delta Q_{\text{СП}} + \Delta Q_{\tau}; \quad (7.22)$$

- расход топлива в КС

$$V_{\text{ГТУ}}^{\text{ном}} = V_{\text{ГТУ}} + \Delta V_{\text{впр}} + \Delta V_{\text{в}} + \Delta V_{\text{д}} + \Delta V_{\text{пуск}} + \Delta V_{\tau}, \quad (7.23)$$

где $\Delta Q_{\text{впр}}$, $\Delta Q_{\text{СП}}$, ΔQ_{τ} – поправки к отпуску теплоты на впрыск пара в камеру сгорания ГТУ, параметры работы сетевого пучка котла-утилизатора ГТУ и время работы компрессора после промывки;

$\Delta V_{\text{впр}}$, $\Delta V_{\text{в}}$, $\Delta V_{\text{д}}$, $\Delta V_{\text{пуск}}$, ΔV_{τ} – поправки к расходу топлива на впрыск пара, на подогрев воздуха на всасе в компрессор, влагосодержание наружного воздуха, плановые пуски и продолжительность работы ГТУ после промывки.

Кроме того, для условий Оршанской ТЭЦ вводятся поправки для учета увеличения мощности паровой турбины ПГУ при совместной работе на нее двух ГТУ, а также другие параметры работы данной ПГУ.

Нормативный удельный расход топлива на отпуск электроэнергии определяется по найденным номинальным показателям работы ПГУ.

Отметим, что при принятом методе разделения топливных затрат удельный расход топлива на отпуск электроэнергии может получаться даже выше, чем на паротурбинных ТЭЦ.

Однако при этом удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении для ПГУ существенно выше, поэтому ее работа обеспечивает большую экономию топлива в энергосистеме в соответствии с формулой

$$\Delta B_{\text{эк}} = B_{\text{зам}} - B_{\text{ПГУ}} = b_{\text{зам}} N_{\text{ПГУ}} + b_{\text{кот}} Q_{\text{ПГУ}} - B_{\text{ПГУ}}, \quad (7.24)$$

где $B_{\text{зам}}$, $B_{\text{ПГУ}}$ – расход топлива в схеме замещения и на ПГУ;

$N_{\text{ПГУ}}$, $Q_{\text{ПГУ}}$ – электрическая и тепловая мощность ПГУ;

$b_{\text{кот}}$ – УРТ на отпуск тепла от котельной в раздельной схеме замещения.

Л и т е р а т у р а

1. П о л о ж е н и е о разработке, согласовании и утверждении нормативно-технических документов по топливоиспользованию: РД РБ 34.09.154–98 – Мн.:Концерн «Белэнерго», 1998.

2. П о л о ж е н и е о пересмотре (разработке) энергетических характеристик оборудования и порядке определения нормативных удельных расходов топлива на энергопредприятиях: П 34-70-012-87 – М.: СПО Союзтехэнерго, 1987.

3. М е т о д и ч е с к и е указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой

экономичности оборудования: РД 34.08.552-95. – М.: СПО ОРГРЭС, 1995.

4. М е т о д и к а расчета норм расхода и экономии топлива: МТ.34-00-019-85. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1986.

5. М е т о д и к а определения плановых норм расхода топливно-энергетических ресурсов в сопоставимых условиях для электроэнергетической отрасли: РД РБ 09110.09.451-99 – Мн.: Концерн «Белэнерго», 1999.

6. И н с т р у к ц и я по составлению технического отчета о тепловой экономичности работы электростанции. – М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1971. – 79 с.

7. Д е н и с о в В. Е., К а ц н е л ь с о н Г. Г. Повышение эффективности теплофикации на базе эксергетического подхода // Теплоэнергетика. – 1989. – № 2. – С. 61 – 63.

8. Ш а р г у т Я. Я. Распределение затрат на производство тепла и электроэнергии на ТЭЦ // Теплоэнергетика, 1994. – № 4. – С. 62 – 66.

9. Ш и ц м а н С. Е. О методе распределения расхода топлива на ТЭЦ // Теплоэнергетика. – 1989. – № 8. – С. 71 – 73.

10. К а ч а н А. Д. Нормирование и оперативный анализ показателей топливоиспользования на ТЭЦ // Энергетика... (Изв. высш. учебн. заведений). – 1990. – № 9. – С. 3 – 10.

11. Б е н е н с о н Е. И., И о ф ф е Л. С. Теплофикационные паровые турбины – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 272 с.

12. К а ч а н А. Д. Оптимизация режимов и повышение эффективности работы паротурбинных установок ТЭС. – Мн.: Вышэйш. школа, 1985. – 176 с.

13. М е т о д ы оптимизации режимов энергосистем / В.М. Горнштейн, Б.П. Мирошниченко, А.В. Пономарев и др.; Под ред. В.М. Горнштейна. – М: Энергия, 1981. – 336с.

14. К а ч а н А. Д. Режимы работы и эксплуатации тепловых и электрических станций. – Мн.: Вышэйш. школа, 1978. – 288 с.

15. Т е х н и ч е с к и й отчет по работе «Нормирование технико-экономических показателей работы Каунасской ТЭЦ с использованием ЭВМ».

Нормативные характеристики и графики удельных расходов топлива очереди высокого давления. – Горловка, 1986.

16. М и н с к а я ТЭЦ-4. Энергетические характеристики оборудования. Очередь 240 кгс/см². – Мн.: МТЭЦ-4, 1986.

17. М и н с к а я ТЭЦ-4. Энергетические характеристики. – Мн.: Концерн «Белэнерго», 2000.

18. П е к к е р Я. Л. Теплотехнические расчеты по приведенным характеристикам топлива (обобщенные методы). М., «Энергия», 1977. – 256 с.

19. Р у б и н ш т е й н Я. М., Щ е п е т и л ь н и к о в М. И. Исследование реальных тепловых схем ТЭС и АЭС. – М: Энергоиздат, 1982. – 272 с.

20. С т а ц и о н а р н ы е газотурбинные установки / Л. В. Арсеньев, В. Г. Тырышкин, М. А. Богов и др.; Под ред. Л. В. Арсеньева, В. Г. Тырышкина. Л.: Машиностроение. – 1989. – 543 с.

21. О л ь х о в с к и й Г. Г. Энергетические газотурбинные установки. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 304 с.

22. И с с л е д о в а н и е и нормирование удельных расходов топлива для Оршанской ТЭЦ с учетом ввода в работу ПГУ / Отчет о НИР. – Мн.: БГПА, 1999.

Содержание

	стр.
Введение.....	3
1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДЕЙСТВУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ АНАЛИЗА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ	4
1.1. Задачи анализа эффективности топливоиспользования на ТЭС и требования, предъявляемые к нему.	4
1.2. Порядок разработки, согласования и пересмотра нормативно- технической документации.	6
1.3. Требования к содержанию нормативно-технической документации по нормированию и анализу показателей топливоиспользования на ТЭС.	10
1.4. Методические основы разработки НЭХ турбин и котлов.	13
1.5. Способы разделения топливных затрат между электроэнергией и теплотой на ТЭЦ.	18
2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОАГРЕГАТОВ	25
2.1. Условия построения и состав нормативных энергетических характеристик паровых турбин	25
2.2. Особенности представления основных энергетических характеристик турбин различного типа.	29
2.3. Ввод поправок к исходно-номинальному значению удельного расхода теплоты на отклонение внешних факторов от принятых при построении НЭХ.	45
2.4. Учет отличия фактических значений внутренних факторов от фиксированных	50

2.5. Особенности представления в НЭХ других показателей работы турбоустановок.	56
3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОАГРЕГАТОВ	65
3.1. Условия построения и состав НЭХ котлов.	65
3.2. Основные характеристики работы котлов.	68
3.3. Ввод поправок к показателям котлоагрегатов.	80
3.4. Выбор производительности и количества работающих котлов на ТЭС с поперечными связями.	82
4. РАСЧЕТ УДЕЛЬНЫХ РАСХОДОВ ТОПЛИВА НА ОТПУСК ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ТЕПЛОТЫ НА ТЭС.	85
4.1. Расчет показателей нетто турбинного цеха.	85
4.2. Определение КПД нетто котельного цеха.	89
4.3. Определение нормативных удельных расходов топлива на ТЭС. ...	93
5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЗЕРВОВ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ (ПЕРЕРАСХОДОВ ТОПЛИВА) НА ТЭС.	99
5.1. Определение перерасходов (экономии) топлива по внутренним факторам, определяющим экономичность работы турбин.	99
5.2. Особенности определения перерасходов топлива по котлоагрегатам.	106
5.3. Определение перерасходов топлива, связанных с изменением затрат электроэнергии на собственные нужды ТЭС и на внеплановые пуски основного оборудования.	108

6. РАСЧЕТ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ МЕРОПРИЯТИЙ НА ТЭС.	110
6.1. Снижение потерь теплоты в конденсаторах турбин ТЭЦ.	110
6.2. Увеличение удельной выработки электроэнергии на существующем тепловом потреблении.	118
6.3. Повышение электрической мощности турбин при постоянном расходе свежего пара.	119
6.4 Оптимизация режимов ТЭЦ и снижение потерь конденсата пара и воды.	120
6.5. Уменьшение потерь при работе котлоагрегатов	122
6.6. Повышение тепловой экономичности ТЭЦ за счет новых технологических решений.	125
7. НОРМИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ И ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК.	129
7.1. Особенности технологической схемы современных ГТУ.	129
7.2. Основные параметры и показатели работы ГТУ.	132
7.3. Энергетические характеристики ГТУ.	134
7.4. Порядок нормирования показателей ГТУ.	143
7.5. Особенности расчета и нормирования показателей ПГУ.	144
Л и т е р а т у р а.	151

Учебное издание

КАЧАН Аркадий Дмитриевич
КАЧАН Светлана Аркадьевна

**АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ НА ТЭС**

Технический редактор М.И. Гриневич.

Подписано в печать 28.02.2005.
Формат бумаги 60x84 1/16. Бумага офсетная.
Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.
Усл. печ. л. 9,18. Уч.-изд. л. 7,18. Тираж 100. Заказ 2.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.
ЛИ № 02330/0056957 от 01.04.2004.
220013, Минск, проспект Ф.Скорины, 65.