ОРГРЭС — ЭНЕРГЕТИКАМ

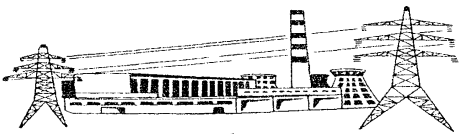
РОССИЙСКОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО ЭНЕРГЕТИКИ
И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ "ЕЭС РОССИИ"

ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И РАЗВИТИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОБЕСПЕЧЕННОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ ЦИРКУЛЯЦИОННЫМИ СИСТЕМАМИ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

РД 153-34.1-22.508-2001

СО 34.22.508-2001



Москва СПО ОРГРЭС 2001

gost.e-ecolog.ru

РОССИЙСКОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО ЭНЕРГЕТИКИ
И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ "ЕЭС РОССИИ"

ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И РАЗВИТИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОБЕСПЕЧЕННОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ ЦИРКУЛЯЦИОННЫМИ СИСТЕМАМИ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

РД 153-34.1-22.508-2001

СО 34.22.508-2001.

СЛУЖБА ПЕРЕДОВОГО ОПЫТА ОРГРЭС

Москва 2001

Разработано Открытым акционерным обществом "Фирма по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей ОРГРЭС"

Исполнитель *В.А. КАЛАТУЗОВ*

Утверждено Департаментом научно-технической политики и развития РАО "ЕЭС России" 06.06.2001 г.

Первый заместитель начальника *А.П. ЛИВИНСКИЙ*

Срок первой проверки настоящего РД – 2005 г., периодичность проверки – один раз в 5 лет.

Ключевые слова: ограничение электрической мощности, обеспеченность электрической мощности, система технического водоснабжения, градирни, циркуляционные насосы, турбоагрегаты.

© СПО ОРГРЭС, 2001

УДК 621.311

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОБЕСПЕЧЕННОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ ЦИРКУЛЯЦИОННЫМИ СИСТЕМАМИ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

РД 153-34.1-22.508-2001
Взамен МУ 34-70-143-86

Дата введения $\frac{2001 - 09 - 01}{\text{год} - \text{месяц} - \text{число}}$

Настоящие Методические указания устанавливают основные положения по организации и методике определения обеспеченности электрической мощности электростанций циркуляционными системами водоснабжения.

Методические указания разработаны на основании опыта эксплуатации, наладки и испытаний оборудования, сооружений и систем циркуляционного водоснабжения электростанций и содержат в себе графоаналитический метод расчета.

Выполнение расчетов построено на характеристиках циркуляционных систем по пропускной способности, охладительному эффекту, распределению нагрузок между гидроохладителями и др.

Расчеты, выполненные по Методическим указаниям, определяют:

– максимальные возможности электростанций по выработке электрической мощности с учетом планируемых отборов пара Т и П для расчетного периода;

– направление эффективных капитальных вложений.

Методические указания обязательны для:

– эксплуатационного персонала электростанций, диспетчерских служб;

– предприятий, решающих вопросы планирования выработки электрической мощности и участвующих в согласовании располагаемых мощностей электростанции;

Издание официальное

Настоящий РД не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен без разрешения организации-разработчика

— проектных организаций и конструкторских бюро для анализа выбираемой системы циркуляционного водоснабжения при проектировании электростанций, выполнении проектов реконструкции и модернизации сооружений и оборудования циркуляционных систем технического водоснабжения.

Обеспеченность электрической мощности определяется как соответствие параметров циркуляционной системы охлаждения (количества и температуры охлаждающей воды) конденсационным нагрузкам турбоагрегатов с их номинальной электрической мощностью при планируемых объемах производственных и теплофикационных отборов без превышения предельно допустимых значений температуры охлаждающей воды и давления пара в конденсаторах (температуры насыщения пара).

Несоответствие параметров циркуляционной системы заданной конденсационной нагрузке электростанции выражается в ограничении мощности турбоагрегатов.

Ограничение мощности является суммой ограничений, возникающих при изменении (повышении) давлений пара в конденсаторах турбин и изменении (снижении) расхода свежего пара на турбины при достижении предельно допустимых значений давления пара в конденсаторах турбин в зависимости от категории ограничений.

Расчеты, выполненные по Методическим указаниям, являются обязательным документом, предоставляемым электростанциями в организации, согласовывающие ограничения мощности. Согласованное значение располагаемой мощности (ограничение мощности) в часы учета рабочей мощности отображается на графиках $N^{э}_{расп} = f(\theta)$ и $N^{э}_{расп} = f(t_e)$.

С выходом настоящих Методических указаний утрачивают силу "Методические указания по определению обеспеченности электрической мощности электростанций циркуляционными системами водоснабжения: МУ 34-70-143-86" (М.: СПО Союзтехэнерго, 1987).

1 ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

D_o – расход свежего пара на турбину, т/ч;

$D_{кj}$ – расход пара в конденсатор турбины, т/ч;

j – порядковый номер турбины;

$D_{рег}$ – расход пара на регенерацию, т/ч;

$D_{тj}$ – расход пара из теплофикационных отборов, т/ч или Гкал/ч;

$D_{пj}$ – расход пара из производственных отборов, т/ч;

$N^{э}_{расп}$ – располагаемая мощность электростанции, МВт;

$N^{э}_{у}$ – установленная мощность электростанции, МВт;

$N^{р}_{т}$ – расчетная мощность турбоагрегата, МВт

ΔN_{p_2} – изменение мощности турбины из-за повышения давления пара (ухудшения вакуума) в конденсаторе, МВт;

Δi_j – разность теплосодержаний отработавшего пара и конденсата, ккал/кг;

$U^{р}_{o}$ – общая тепловая нагрузка циркуляционной системы в расчетном режиме, Мкал/ч;

$u^{i}_{ср}$ – средняя удельная тепловая нагрузка градирни, Мкал/(м^2 · ч);

$\Delta t^{св}$ – средневзвешенный перепад температур воды (ширина зоны охлаждения) при охлаждении в гидроохладителях, °С;

$\Delta t_{кj}$ – нагрев воды в конденсаторе турбины, °С;

δt_j – температурный напор конденсатора, °С;

$t''_{пр}$ – предельно допустимая температура насыщенного пара в конденсаторе, °С;

$t''_{н}$ – температура насыщенного пара в конденсаторе, °С;

$t^{св}_{2}$ – средневзвешенная температура воды после охлаждения в гидроохладителях (на входе в конденсаторы турбин), °С;

t_{2i} – температура воды после охлаждения в гидроохладителе, °С;

t_e – температура воды в естественном водоеме, °С;

W – расход охлаждающей воды в циркуляционной системе (без учета расхода воды на маслогазоохладители), м^3/ч;

W_i^n – проектная гидравлическая нагрузка гидроохладителя, м^3/ч;

W_i – фактическая гидравлическая нагрузка гидроохладителя, м^3/ч;

$W_{кj}^n$ – номинальный расход охлаждающей воды через конденсатор турбины, м^3/ч;

$W_{кj}$ – фактический расход охлаждающей воды через конденсатор турбины, м^3/ч;

F_i – площадь орошения градирни, м^2;

γ – удельный вес нагретой воды при ее расчетной температуре, кг/м^3;

C – удельная теплоемкость воды, применяемая в расчетах равной 1 ккал/(кг · °С);

θ – температура воздуха по сухому термометру, °С;

τ – температура воздуха по смоченному термометру, °С;

φ – относительная влажность воздуха, %;

e – упругость водяного пара, мБ;

χ_j – коэффициент уменьшения паровой нагрузки конденсатора.

2 ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

2.1 **Установленная электрическая мощность тепловой электростанции (ТЭС)** – суммарное значение наибольшей активной электрической мощности турбоагрегатов в соответствии с техническими условиями или паспортом на оборудование.

2.2 **Ограничение установленной мощности тепловой электростанции** – значение вынужденного недоиспользования установленной мощности (ГОСТ 19431-84).

2.3 **Технические ограничения** – снижение установленной мощности агрегата из-за его неудовлетворительного состоя-

ния, не устраняемого во время капитальных ремонтов, конструктивных дефектов или несоответствия производительности отдельного оборудования (сооружений) установленной мощности, отсутствия тепловых нагрузок на турбинах типа Р.

Для устранения технических ограничений мощности требуются значительные материальные затраты и длительный останов оборудования. В случае экономической целесообразности или отсутствия возможности устранения технических ограничений производится перемаркировка установленной мощности оборудования электростанции в соответствии с действующим в отрасли порядком.

2.4 **Сезонные ограничения** – снижение установленной мощности агрегата из-за действия внешних сезонно повторяющихся факторов (ухудшение вакуума в конденсаторах турбин вследствие повышения температуры охлаждающей воды в летний период, сезонные изменения тепловых нагрузок).

2.5 **Временные** – режимные ограничения – снижение установленной мощности агрегата из-за недостатка тепловых нагрузок (на турбинах типа Р), увеличения конденсационной выработки (на турбинах типов ПТ и Т), конструктивных особенностей отдельных типов турбин, не позволяющих развивать номинальную мощность при низких нагрузках отборов, работы турбин в режимах ухудшенного вакуума, на противодавлении с отключенными ЦНД и т.д.

2.6 **Временные ограничения периода освоения** – снижение установленной мощности вновь введенного агрегата в период нормативных сроков освоения и из-за строительно-монтажных недоделок.

2.7 **Системные ограничения** – недостаточная пропускная способность электрических связей, определяющая режим работы и уровень нагрузок оборудования электростанций.

3 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

3.1 Настоящие Методические указания разработаны для определения обеспеченности электростанций циркуляционными системами технического водоснабжения и ограничений мощности электростанций графоаналитическим методом.

3.2 Основными причинами возникновения ограничений мощности электростанций из-за циркуляционных систем технического водоснабжения являются:

– просчеты, допущенные на стадии проектирования электростанции;

– просчеты в проектах реконструкции и модернизации оборудования и сооружений, входящих в циркуляционную систему;

– недостатки строительства и монтажа;

– изменения (перераспределение) проектных нагрузок ($D_п$, $D_т$, $D_к$) при выработке электрической мощности теплофикационными турбинами;

– изменение состава турбинного парка электростанции;

– эксплуатационные ухудшения в работе циркуляционных систем, гидроохладителей, конденсационных установок;

– нарушения правил эксплуатации электростанций.

3.3 В основу расчетов заложен принцип проверки значений температуры охлаждающей воды по трем ограничивающим факторам:

– максимально допустимому значению температуры охлаждающей воды $t_2 = 33{,}0°C$, по техническим условиям эксплуатации маслогазоохладителей (МГО) турбоагрегатов. Данное условие не учитывается в случаях, когда охлаждение МГО производится от постороннего источника поступления охлажденной воды;

– максимально допустимому давлению отработавшего пара в конденсаторах турбин $p_2 = 12$ кПа (0,12 кгс/см^2). Для турбоагрегатов среднего давления и с ухудшенным вакуумом возможны и другие ограничивающие значения давлений отработавшего пара;

– максимально допустимому значению температуры охлаждающей воды по техническим условиям работы фильтров БОУ $t_2 = 40{,}0°C$ (частный случай).

3.4 Турбины с противодавлением, газовые турбины в расчетах не рассматриваются. В зависимости от схемы охлаждения МГО в расчетах может быть учтена их тепловая нагрузка и расход охлаждающей воды.

3.5 Расчеты по обеспеченности и ограничению мощности циркуляционными системами технического водоснабжения

производятся по результатам натурных испытаний оборудования и технологических сооружений (градирен), входящих в циркуляционную систему электростанции. В расчетах учитываются результаты испытаний, полученные специализированными организациями в соответствии с действующими нормативными документами.

3.6 Определение обеспеченности и ограничений мощности турбоагрегатов производится в независимости от технического состояния котлов и турбоагрегатов. Условно принимается техническое состояние котлов и турбоагрегатов, соответствующее нормативным показателям.

3.7 Для каждого конкретного случая определяется категория ограничений:

– технические;

– сезонные;

– временные – режимные.

В зависимости от категорий ограничений определяются способ их устранения и экономическая эффективность принимаемых решений.

3.8 При выполнении расчетов по настоящим Методическим указаниям используются типовые энергетические характеристики турбоагрегатов и их конденсаторов, нормативные или расчетные характеристики работы гидроохладителей, циркуляционных насосов.

4 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ОБЕСПЕЧЕННОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ

4.1 Расчет обеспеченности и ограничений электрической мощности циркуляционными системами охлаждения производится для неотопительного периода эксплуатации. Однако не исключена необходимость проведения расчетов и для других условий.

4.2 Для проведения расчетов необходимы следующие исходные данные:

4.2.1 По турбоагрегатам:

– количество и типы турбоагрегатов на электростанции;

– типы конденсаторов на каждом турбоагрегате;

– средние значения эксплуатационных расходов пара из регулируемых отборов каждого турбоагрегата для рассматриваемого (расчетного) периода;

– нормативные энергетические характеристики турбоагрегатов и их конденсаторов.

4.2.2 По градирням:

– количество и типы градирен с указанием площади орошения, высоты вытяжной башни, высоты воздуховходного окна, типа и высоты оросителя;

– нормативные, проектные характеристики градирен и характеристики, полученные по результатам натурных испытаний;

– техническое состояние градирен на текущий период.

4.2.3 По водохранилищам-охладителям:

– план водохранилища, его ширина и длина;

– полная площадь водохранилища.

4.2.4 По системе циркуляционного водоснабжения:

– схема циркуляционного водоснабжения с указанием мест установки циркуляционных насосов, конденсаторов турбин, гидроохладителей, направлений движения потоков воды;

– характеристики циркуляционных насосов при их параллельной или последовательной работе (в зависимости от схемы);

– расход охлаждающей воды в системе при работе всех циркуляционных насосов;

– заводские характеристики циркуляционных насосов или характеристики по данным испытаний;

– расход охлаждающей воды на МГО и возможность подачи ее от других источников, не входящих в циркуляционную систему.

4.3 Расчетные метеорологические условия района расположения электростанции для расчетного периода определяются по данным местных метеорологических служб.

Порядок определения исходных метеорологических параметров приведен в приложении А.

4.4 Температура охлаждающей воды перед конденсаторами определяется по температуре воды на выходе из гидроох-

ладителей с учетом особенностей конкретной циркуляционной системы (подача охлаждающей воды после МГО на гидроохладители или на сторону всасывания циркуляционных насосов).

Температура воды после охлаждения в гидроохладителях определяется по [1], [2] и характеристикам, построенным по результатам натурных балансовых испытаний вновь построенных или реконструированных градирен. В случае ухудшения полученных при испытаниях результатов по сравнению с нормативными характеристиками соответствующих градирен [1], [2] указывается причина, срок и способы устранения. Характеристики, полученные при испытаниях вновь построенных или реконструированных градирен, могут использоваться в качестве нормативных, если результат по ним соответствует или улучшает результат по [1], [2] для соответствующих типов градирен с асбошиферным оросителем и данные характеристики утверждены ОАО "Фирма ОРГРЭС" (Москва).

5 ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ОБЕСПЕЧЕННОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ ЦИРКУЛЯЦИОННЫМИ СИСТЕМАМИ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

5.1 Расчет обеспеченности электрической мощности электростанций циркуляционными системами производится:

5.1.1 Для ТЭЦ:

– при работе всех турбоагрегатов с номинальной электрической мощностью и эксплуатационных параметрах регулируемых отборов пара Т и П расчетного периода;

– при определении возможности форсировки электрической мощности сверх номинальной с пропуском освобождающегося пара производственного и теплофикационного отборов в конденсатор при работе всех турбин в конденсационном режиме с максимальным расходом пара в конденсатор.

5.1.2 Для электростанций с турбинами типа К при работе всех турбоагрегатов с номинальной мощностью.

5.2 Расчет производится в следующем порядке:

5.2.1 При эксплуатационных расходах пара из регулируемых отборов для расчетной электрической нагрузки по диаграмме режимов работы турбин определяется расход свежего пара D_0 на соответствующую турбину.

5.2.2 Расход пара на регенерацию каждой турбины определяется по паспортным характеристикам регенеративных подогревателей турбоагрегатов ПНД и ПВД. Число регенеративных отборов и соответственно ступеней подогрева составляет 7-10, общая доля отбора пара достигает примерно 30 % расхода свежего пара. В случае отсутствия информации по паспортным характеристикам допускается определение расхода пара на регенерацию по формуле

$$D_{рег} = 0{,}3\ D_0. \qquad (5.1)$$

5.2.3 Для расчетного режима определяется расход пара в конденсатор каждой турбины:

$$D_к^р = D_0 - D_п - D_ч - D_{рег}. \qquad (5.2)$$

5.2.4 Общий расход охлаждающей воды W в циркуляционной системе определяется из условий:

– характеристики совместной работы всех циркуляционных насосов;

– номинального расхода охлаждающей воды в конденсаторы турбин;

– фактической производительности градирен или проектной (в случае отсутствия результатов испытаний).

В случае несовпадения значений по одному из трех условий в расчете принимается минимальное из трех значений расхода воды в системе W.

5.2.5 Распределяется гидравлическая нагрузка между гидроохладителями по двум сравниваемым вариантам:

– согласно результатам проведенных испытаний:

$$W_1 + W_2 + W_i = W.$$

Если гидравлическая нагрузка между гидроохладителями по данным испытаний не совпадает с проектными значениями, то

указываются причина, вызывающая несовпадение, срок и способы устранения.

До устранения причин, вызывающих непроектное распределение воды между гидроохладителями, в качестве исходных данных в расчетах обеспеченности мощности используются результаты, полученные при натурных испытаниях (1-й вариант). Одновременно производится расчет при достижении проектного расхода воды в случае устранения причин его снижения (2-й вариант). Сравнение расчетов по 1-му и 2-му вариантам позволяет определить объем увеличения мощности электростанции, экономию расхода топлива, сопоставить капитальные затраты на увеличение расхода воды с экономически достигаемым при этом результатом;

– пропорционально их проектной производительности в случае отсутствия результатов натурных испытаний при проектировании электростанций или их расширении:

$$W_i = (w_i^n / \sum w_i^n) W. \qquad (5.3)$$

5.2.6 Производится распределение расходов охлаждающей воды между конденсаторами:

– для циркуляционных систем с поперечными связями пропорционально номинальному расходу воды в конденсаторы:

$$W_{кj} = (w_{кj}^n / \sum w_{кj}^n) W; \qquad (5.4)$$

– для блочной схемы – пропорционально подаче циркуляционных насосов.

5.2.7 Определяется тепловая нагрузка циркуляционной системы в расчетном режиме:

$$U_o^p = \sum(D_{кj}^p \Delta i_j). \qquad (5.5)$$

5.2.8 Определяется удельная тепловая нагрузка на гидроохладители в расчетном режиме:

для градирен:

$$u_{ср}^p = U_o^p / \sum F_i; \qquad (5.6)$$

$$\Delta t^{св} = u^{р}_{ср} \sum F_i / \gamma CW; \qquad (5.7)$$

для водохранилищ-охладителей:

$$\Delta t^{св} = U^{р}_{о} / \gamma CW. \qquad (5.8)$$

По полученному значению удельной тепловой нагрузки расчетного режима:

– для градирен при нескольких значениях температуры воздуха θ и влажности φ расчетного периода по номограммам [1], [2] для каждого типа градирен находятся соответствующие значения t_{2i};

– для водохранилищ-охладителей при нескольких значениях температуры воды в естественном водоеме t_e по номограммам [1], [2] находятся соответствующие значения t_{2i}.

Таким же образом находятся соответствующие значения t_{2i} еще для нескольких произвольных значений удельной тепловой нагрузки, меньших расчетной.

5.2.9 По полученным значениям t_{2i} для каждого значения удельной тепловой нагрузки определяется средневзвешенная температура воды после гидроохладителей (перед конденсаторами):

$$t^{св}_{2} = \sum (t_{2i} W_i)/W. \qquad (5.9)$$

Все полученные значения сводятся в таблицу.

5.2.10 По полученным значениям температуры охлаждающей воды при фиксированных значениях удельной тепловой нагрузки и температуры воздуха строятся графики $t^{св}_{2} = f(u_{ср}, \theta)$ или $t^{св}_{2} = f(\Delta t^{св}, t_e)$.

5.2.11 Проверяются условия максимально допустимых значений температуры охлаждающей воды, при превышении которых начинаются ограничения и строится расчетная линия ограничения нагрузки:

– по условиям охлаждения МГО $t^{св}_{2} \leq 33^{o}C$;

– по условиям предельно допустимого давления отработавшего пара в конденсаторах турбин $p_2 = 12$ кПа (0,12 кгс/см^2), $t^{"} = 49{,}1^{o}C$.

Для построения линии ограничения по условиям достижения предельно допустимого давления отработавшего пара необходимо задаться несколькими значениями температуры охлаждающей воды после гидроохладителей (перед конденсаторами):

$$t_2 = t_2^{св}$$

При заданных значениях $t_2^{св}$, расчетном значении $D_{кj}^{p}$ и известном уже $W_{кj}$ определяются значения температуры насыщенного пара в конденсаторе каждой турбины по формулам:

$$t_{н}'' = t_2^{св} + \Delta t_{кj}^{p} + \delta t_j^{p}; \qquad (5.10)$$

$$\Delta t_{кj}^{p} = (D_{кj}^{p} \Delta i_j)/W_{кj}, \qquad (5.11)$$

где δt_j^{p} – температурный напор в конденсаторе, определяется по нормативным характеристикам конденсаторов при расчетном значении $D_{кj}^{p}$ и для каждого значения заданной $t_2^{св}$. В случае отсутствия нормативных характеристик допускается определение δt_j^{p} по заводским характеристикам.

Графически определяются значения температуры охлаждающей воды $t_2^{св}$ для каждой турбины, при которой $t_{н}''$ достигнет предельно допустимого значения, равного 49,1°С. Это граничная точка (точка перегиба), при превышении значения температуры пара в которой необходимо снижать расход свежего пара на турбину и электрическую мощность.

Для определения значения температуры точки перегиба каждой турбины строится график $t_{н}'' = f(t_2^{св})$, где в качестве граничного значения для всех турбин является $t_{пр}'' = 49{,}1°С$.

Допустимое значение расхода пара в конденсатор каждой турбины в точках перегиба определяется с помощью коэффициента уменьшения паровой нагрузки конденсатора, который определяется по формуле

$$\chi_j = (t_{пр}'' - t_2^{св})/(t_{н}'' - t_2^{св}). \qquad (5.12)$$

В соответствии с найденными значениями χ_j определяются расходы пара в конденсаторы каждой турбины для точек перегиба:

$$\text{при } \chi_j \geq 1 \quad D_{кj} = D^{p}_{кj}; \text{ при } \chi_j < 1 \quad D_{кj} = \chi_j D^{p}_{кj}. \qquad (5.13)$$

При $\chi_j = 1$ турбина работает в граничном режиме, т.е. в точке перегиба.

По полученным значениям $D_{кj}$ в точках перегиба определяются значения удельной тепловой нагрузки гидроохладителей для соответствующих значений $t_2^{св}$:

– для циркуляционных систем с градирнями

$$u^{i}_{ср} = (\sum D_{кj}\, \Delta i_j)/\sum F_{i;}$$

– для циркуляционных систем с водохранилищами-охладителями

$$\Delta t^{св} = (\sum D_{кj}\, \Delta i_j)/W.$$

Полученные значения $u^{i}_{ср}$ и $\Delta t^{св}$ откладываются соответственно на графиках $t_2^{св} = f(u_{ср}\, \theta)$ или $t_2^{св} = f(\Delta t^{св};\, t_e)$, на которых наносится также линия ограничения мощности по условиям предельно допустимого давления отработавшего пара до пересечения с линией ограничения по $t_2^{св} = 33°C$. Таким образом определяется положение расчетной линии обеспеченности (ограничения).

5.2.12 На графике $t_2^{св} = f(u_{ср}\, \theta)$ или $t_2^{св} = f(\Delta t^{св};\, t_e)$ методом интерполяции определяются значения θ или t_e, проходящие через каждую точку перегиба.

Расход пара в конденсатор каждой турбины для этих точек уже известен из формулы (5.2). Определение расхода пара для $u_{ср}$ градирен или для $\Delta t^{св}$ водохранилищ-охладителей, лежащего ниже точки пересечения линии p_2 с линией 33°С, при увеличении значений θ или t_e производится по формулам:

$$D_{кj} = (u^{c}_{ср} / u^{a}_{ср})\, D^{a}_{кj}; \qquad (5.14)$$

$$D_{кj} = (\Delta t_i^{св} / \Delta t_a^{св}) / D_{кj}^a \text{ или } D_{кj} = W\,\Delta t/\Delta i, \qquad (5.15)$$

где $D_{кj}$ – расход пара в конденсатор турбины, определенный в точке пересечения линии p_2 с линией 33°С;

$u_{ср}^a$, $\Delta t_a^{св}$ – средняя удельная тепловая нагрузка градирни, водохранилища-охладителя, соответствующая $D_{кj}^a$.

5.2.13 По известным уже значениям $D_{кj}$ определяются соответствующие им значения расходов свежего пара D_{oj} каждой турбины по формуле

$$D_{oj} = D_т + D_п + D_к + D_{рег} \qquad (5.16)$$

или

$$D_{oj} = (D_т + D_п + D_к)/0{,}7, \qquad (5.17)$$

где 0,7 – коэффициент, учитывающий расходы пара регенеративных отборов.

5.2.14 По типовым энергетическим характеристикам турбоагрегатов для полученных значений расходов свежего пара на турбину определяются соответствующие им значения мощности.

В соответствии с найденными значениями мощности при фиксированных значениях температуры окружающего воздуха или температуры воды в естественном водоеме строится график обеспеченности (располагаемой мощности) электростанции в координатах: $N_{расп}^э$ – ордината, θ или t_e – абсцисса.

На графиках $N_{расп}^э = f(\theta)$ и $N_{расп}^э = f(t_e)$ отображается точка мощности электростанции при температуре атмосферного воздуха $\theta = 24{,}6$°С и влажности $\varphi = 57\%$, соответствующая атмосферным показателям, при которых выполнен проект градирен ЛоТЭП (ЛоАЭП). Тепловая нагрузка при этом на градирню составляет 8 – 10°С, а температура охлажденной воды не превышает 33,0°С. Отображение данной точки необходимо как при проектировании электростанций, так и при эксплуатации с целью контроля соответствия проектных решений фактическим условиям эксплуатации.

При построении окончательного графика $N_{расп}^э = f(\theta)$ или $N_{расп}^э = f(t_e)$ учитываются поправки ΔN_{p_2} на изменение давле-

ния пара в конденсаторе, определяемые по нормативным характеристикам конденсаторов. В случае отсутствия нормативных характеристик допускается пользоваться следующей зависимостью: изменение температуры охлаждающей воды перед конденсаторами турбин на $\pm 1^{\circ}C$ по сравнению с температурой, установленной заводом-изготовителем, соответствует изменению мощности турбины на $\pm 0,4\%$ расчетной мощности. В особых случаях, обусловленных режимом энергопотребления, расчет производится без учета поправки ΔN_{p_2}.

Примеры определения обеспеченности электрической мощности на электростанциях приведены в приложении Б.

Приложение А

(рекомендуемое)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСХОДНЫХ МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ ГРАФИКА ОБЕСПЕЧЕННОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ

1. Для расчета температуры воды на выходе из градирни необходимы следующие метеорологические параметры:

– температура воздуха по сухому термометру θ, °С;

– относительная влажность воздуха φ, %;

– скорость ветра на высоте 2 м над поверхностью земли ω_2, м/с.

Для расчета температуры охлаждающей воды в водохранилище-охладителе необходимы следующие метеорологические параметры:

– естественная температура воды в неподогреваемом водоеме t_e, °С;

– скорость ветра на высоте 2 м над водной поверхностью водохранилища ω_2, м/с.

2. Наиболее полно метеорологические параметры приводятся в действующем на территории России "Справочнике по климату СССР", изданном Гидрометеоиздатом в 5 частях.

Метеорологические параметры, необходимые для расчета температуры воды после охлаждения, выбираются для ближайшей к ТЭС метеорологической станции по следующим таблицам Справочника:

– таблица 1 "Средняя месячная и годовая температура воздуха" (ч. 2);

– таблица 6 "Число дней со средней суточной температурой воздуха в различных пределах" (ч. 2);

– таблица 12 "Абсолютный максимум температуры воздуха" (ч. 2);

– таблица 3 "Средняя месячная и годовая скорость ветра" (ч. 3);

– таблица 1 "Средняя месячная и годовая упругость водяного пара" (ч. 4).

Данные могут быть представлены электростанции по ее запросу учреждениями гидрометеослужбы (территориальны-

ми гидрометеослужбами, гидрометеообсерваторией и др.), которые в обязательном порядке имеют выпуск указанного Справочника для своего региона, или Бюро гидрометеорологических расчетов и справок Центральной высотной гидрометеорологической обсерватории Госкомгидромета России.

Не допустимы нарушения предельно допустимых значений температуры охлажденной воды по условиям работы МГО и предельно допустимых значений давления отработанного пара в конденсаторах турбин. Данное требование должно быть обеспечено при одном из трех предельных значений метеофакторов (максимальное значение, 5%, 10% обеспеченности среднесуточных значений температуры и влажности) – таблица А.1.

Обеспеченности, равной 5%, 10%, соответствует продолжительность стояния температур θ, τ и влажности φ соответственно в течение 5 и 10 дней в году.

Среднесуточные значения температуры и влажности вычисляются по данным четырех разовых измерений в 9 ч 00 мин, 12 ч 00 мин, 15 ч 00 мин, 18 ч 00 мин. Выбор предельного значения метеофакторов определяется в зависимости от требований эксплуатации.

Согласование ограничений мощности выполняется при средней за последние 5 лет температуре наружного воздуха в часы учета рабочей мощности, принимаемой по данным наблюдений местной метеослужбы или справочным данным. Точка, соответствующая температуре атмосферного воздуха в часы учета рабочей мощности, отображается на рисунке Б.3.

Таблица А.1

Пункт	Максимальные значения			Обеспеченность					
				5%			10%		
	θ	φ	τ	θ	φ	τ	θ	φ	τ
Астрахань	31,4	50	23,6	28,3	55	22,4	27,8	56	21,6
Владивосток	27,7	74	24,2	23,9	80	21,5	22,7	84	20,8
Волгоград	32,8	31	21,0	28,9	37	19,3	27,6	41	19,0
Воронеж	30,0	39	20,5	25,5	46	18,2	23,9	51	17,6
Иркутск	24,4	59	19,2	20,6	68	17,0	19,7	71	16,5

Окончание таблицы А.1

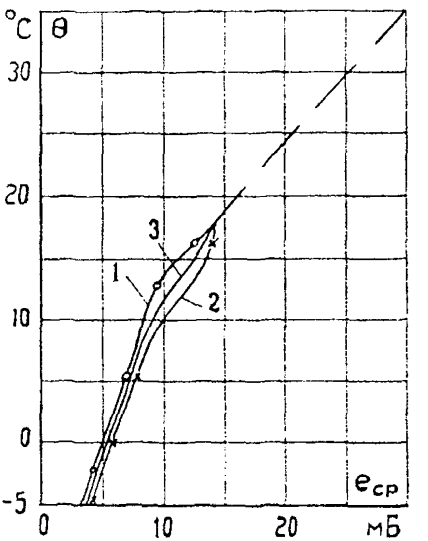
Пункт	Максимальные значения			Обеспеченность					
				5%			10%		
	θ	φ	τ	θ	φ	τ	θ	φ	τ
Казань	29,5	38	20,0	24,7	51	18,2	23,3	55	17,7
Краснодар	30,0	54	23,2	26,5	57	20,6	25,5	59	20,1
Красноярск	25,7	52	19,2	22,6	61	17,9	21,4	64	17,2
Москва	28,7	52	22,0	24,6	57	19,0	22,9	59	17,9
Нижний Новгород	29,5	46	21,4	24,0	52	17,8	22,7	56	17,3
Новосибирск	26,8	53	20,4	23,6	64	19,2	22,2	66	18,2
Омск	29,2	42	20,4	24,1	50	17,6	22,5	64	16,8
Орск	33,3	34	22,0	24,1	50	17,6	22,5	64	16,8
Пермь	28,5	47	20,8	23,2	56	17,7	21,9	60	17,2
Ростов-на-Дону	32,3	30	20,4	27,8	41	19,2	26,5	46	19,0
Санкт-Петербург	30,0	54	23,2	23,2	60	18,2	21,7	63	17,4
Свердловск	29,0	45	20,8	23,2	57	27,8	21,5	62	17,0
Томск	28,0	62	22,8	22,2	66	18,2	20,8	69	17,3
Уфа	29,4	42	20,6	25,3	48	18,3	23,8	53	17,8
Хабаровск	28,8	62	23,4	25,0	74	21,8	24,0	77	21,2
Челябинск	29,8	50	22,3	23,7	54	17,8	22,4	58	17,3

3. Пример определения метеорологических параметров района г. Смоленска: из соответствующих таблиц Справочника выбираются среднемесячные значения температуры воздуха θ, упругости водяного пара e и абсолютного максимума температуры воздуха θ_{max}, обозначаемые в Справочнике соответственно t, e, t_{max}, значения которых приведены в таблице А.2 по месяцам.

Таблица А.2

Параметр	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
θ °С	–6,9	–6,4	–2,2	5,3	12,6	16,0	17,8	16,2	11,6	5,6	0,0	–4,5
e мБ	3,6	3,6	4,3	6,8	9,5	12,5	14,4	14,0	11,0	7,8	5,9	4,4
θ_{max} °С	6,0	8,0	19,0	26,0	31,0	33,0	35,0	34,0	29,0	25,0	16,0	10,0

Соответствующие каждому месяцу параметры θ и e наносятся на график и соединяются линиями при повышении и понижении температуры воздуха, затем проводится линия средних значений (рисунок А.1).



1 – январь-июль; 2 – август-декабрь; 3 – средние значения января-декабря;
○ – справочные значения θ и e для марта-июля;
× – справочные значения θ и e для августа-декабря

Рисунок А.1 – Зависимость упругости водяного пара e от температуры воздуха θ для района г. Смоленска

Для температур воздуха, превышающих их среднемесячные значения, зависимость $\theta_{ср} = f(\theta)$ экстраполируется до θ_{max}.

4. Для построения графика обеспеченности мощности электростанции в неотопительный период циркуляционной системой водоснабжения с градирнями задается ряд значений θ, для каждого из которых определяется относительная влажность по формуле

$$\varphi = (e_{ср} / E) \cdot 100\%,$$

где $e_{ср}$ – среднее значение упругости водяного пара, определяемое по рисунку А.1;

E – максимальная упругость водяного пара, определяемая по таблице А.3.

Ниже приведены результаты исходных расчетных данных θ и φ:

θ °C	5	10	15	20	25	30	35
e мБ	7,1	9,1	12,5	16,0	19,3	22,5	15,6
E мБ	8,7	12,3	17,1	23,4	31,7	42,5	56,3
φ %	82	74	73	68	61	53	45

Таблица А.3

Температура, °C	Максимальная упругость водяного пара E, мБ									
	Температура (десятые доли градуса), °C									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
5	8,7	8,8	8,8	8,9	9,0	9,0	9,1	9,2	9,2	9,3
6	9,4	9,4	9,5	9,5	9,6	9,7	9,7	9,8	9,9	10,0
7	10,0	10,1	10,2	10,2	10,3	10,4	10,4	10,5	10,6	10,6
8	10,7	10,8	10,9	11,0	11,0	11,1	11,2	11,2	11,3	11,4
9	11,5	11,6	11,6	11,7	11,8	11,9	12,0	12,0	12,1	12,2
10	12,3	12,4	12,4	12,5	12,6	12,7	12,8	12,9	13,0	13,0
11	13,1	13,2	13,3	13,4	13,5	13,6	13,7	13,8	13,8	13,9
12	14,0	14,1	14,2	14,3	14,4	14,5	14,6	14,7	14,8	14,9
13	15,0	15,1	15,2	15,3	15,4	15,5	15,6	15,7	15,8	15,9
14	16,0	16,1	16,2	16,3	16,4	16,5	16,6	16,7	16,8	17,0
15	17,1	17,2	17,3	17,4	17,5	17,6	17,7	17,8	18,0	18,1
16	18,2	18,3	18,4	18,5	18,7	18,8	18,9	19,0	19,1	19,3
17	19,4	19,5	19,6	19,8	19,9	20,0	20,1	20,3	20,4	20,5
18	20,6	20,8	20,9	21,0	21,2	21,3	21,4	21,6	21,7	21,8
19	22,0	22,1	22,3	22,4	22,5	22,7	22,8	23,0	23,1	23,2
20	23,4	23,5	23,7	23,8	24,0	24,1	24,3	24,4	24,6	24,7
21	24,9	25,0	25,2	25,4	25,5	25,7	25,8	26,0	26,1	26,3
22	26,5	26,6	26,8	26,9	27,1	27,3	27,4	27,6	27,8	27,9
23	28,1	28,3	28,5	28,6	28,8	29,0	29,2	29,3	29,5	29,7
24	29,9	30,0	30,2	30,4	30,6	30,8	31,0	31,1	31,3	31,5
25	31,7	31,9	32,1	32,3	32,5	32,7	32,9	33,0	33,2	33,4
26	33,6	33,8	34,0	34,2	34,4	34,6	34,9	35,1	35,3	35,5

Окончание таблицы А.3

Температура, °С	Максимальная упругость водяного пара Е, мБ									
	Температура (десятые доли градуса), °С									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0 8	0 9
27	35,7	35,9	36,1	36,3	36,5	36,8	37,0	37,2	37,4	37,6
28	37,8	38,1	38,3	38,5	38,7	39,0	39,2	39,4	39,6	39,9
29	40,1	40,3	40,6	40,8	41,0	41,3	41,5	41,8	42,0	42 2
30	42,5	42,7	43,0	43,2	43,5	43,7	44,0	44,2	44,5	44,7
31	45,0	45,2	45,5	45,8	46,0	46,3	46,5	46,8	47,1	47,3
32	47,6	47,9	48,1	48,4	48,7	49,0	49,2	49,5	49,8	50,1
33	50,4	50,6	50,9	51,2	51,5	51,8	52,1	52,4	52,7	53,0
34	53,3	53,6	53,8	54,2	54,5	54,8	55,1	55,4	55,7	56,0
35	56,3	56,6	56,9	57,2	57,6	57,9	58,2	58,5	58,8	59,2
36	59,5	59,8	60,1	60,5	60,8	61,1	61,5	61,8	62,2	62,5
37	62,8	63,2	63,5	63,9	64,2	64,6	64,9	65,3	65,6	66,0
38	66,3	66,7	67,0	67,4	67,8	68,2	68,5	68,9	69,3	69 6
39	70,0	70,4	70,8	71,1	71,5	71,9	72,3	72,7	73,1	73,5
40	73,6	74,2	74,6	75,0	75,4	75,8	76,2	76,6	77,1	77,5

Для построения графика обеспеченности мощности (располагаемой мощности) электростанции циркуляционной системой водоснабжения с водохранилищем-охладителем задается ряд значений естественной температуры воды неподогреваемого водоема.

Задаваемые значения t_e должны охватывать весь диапазон температур воды для расчетного периода, включая жаркую пятидневку.

Значения можно принимать по литературным источникам [4], [6], [7] или по данным наблюдений ближайшей к электростанции гидрометеорологической службы.

Расчетная скорость ветра определяется следующим образом:

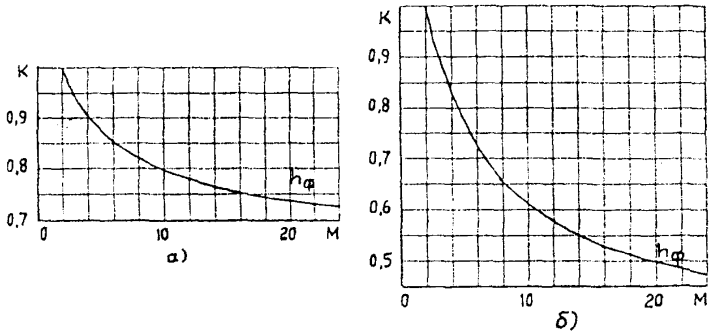
Из таблицы 3 Справочника (ч. 3) выбирается среднемесячная скорость ветра на высоте флюгера $\omega_ф$ для каждого месяца неотопительного периода. Для района г. Смоленска высота флюгера 16 м. Для расчета температуры воды после охлажде-

ния в гидроохладителях эту скорость необходимо привести к скорости ветра на высоте 2 м для градирен – от поверхности суши, для водохранилищ – от поверхности воды.

Расчетная скорость ветра на высоте 2 м приближенно определяется по формуле

$$\omega_2 = K\,\omega_{\phi},$$

где K – коэффициент приведения (рисунок А.2).



а – для приведения значения скорости ветра на высоте флюгера к скорости ветра на высоте 2 м от поверхности зеркала воды водохранилища; б – то же от поверхности земли

Рисунок А.2 – Зависимость коэффициента K от высоты флюгера h_ϕ

Для флюгера высотой 16 м коэффициент приведения K равен 0,755 и 0,535 соответственно при расчете скорости ветра над водой и над сушей.

Расчет скоростей ветра приведен в таблице А.4.

Таблица А.4

Скорость ветра, м/с	K	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь
ω_ϕ	–	4,4	4,1	3,9	3,6	3,5	3,7	4,3
ω_2	0,755	3,3	3,1	2,4	2,7	2,6	2,8	3,2
ω_2	0,535	2,4	2,2	2,1	1,9	1,9	2,0	2,3

Приложение Б

(обязательное)

ПРИМЕРЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЕСПЕЧЕННОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ

Пример 1. ТЭЦ с градирнями

Необходимо определить располагаемую мощность ТЭЦ строящейся электростанции с градирнями для летнего периода эксплуатации.

Исходные данные

Район расположения ТЭЦ – Московская область.

Расчетная схема циркуляционного водоснабжения с поперечными связями (циркуляционные насосы установлены в центральной насосной).

На ТЭЦ установлены:

– турбина № 1 ПТ-135/165-130/15 ТМЗ с конденсатором К-2-6000-1, $W_к^н$ = 12400 м^3/ч,

– турбины № 2 и 3 ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ с конденсатором 80-КЦС-1, $W_к^н$ = 8000 м^3/ч;

– циркуляционные насосы 2×40 В-16а суммарной подачей 25200 м^3/ч при давлении 24 м вод. ст. Расход охлаждающей воды через конденсаторы 22000 м^3/ч и через МГО 3200 м^3/ч с возвратом на сторону всасывания циркуляционных насосов.

Охлаждение циркуляционной воды производится двумя типовыми башенными пленочными градирнями с напорным водораспределением и двухъярусными асбоцементными оросителями:

– градирня № 1 площадью орошения F_1 = 1520 м^2 с расстоянием между асбоцементными листами оросителя 25 мм рассчитана на охлаждение 10500 м^3/ч воды;

– градирня № 2 площадью орошения F_2 = 2100 м^2 с расстоянием между асбоцементными листами оросителя 20 мм рассчитана на охлаждение 14700 м^3/ч воды.

Расчетный расход охлаждающей воды в циркуляционной системе принимается из условия работы циркуляционных насосов равным 22000 м^3/ч.

Градирни находятся в хорошем состоянии, их охлаждающая эффективность соответствует нормативным характеристикам.

Расчетная электрическая нагрузка и расход свежего пара на турбину № 1 135 МВт и 580 т/ч; № 2 – 80 МВт и 310 т/ч; № 3 – 80 МВт и 358 т/ч.

Средние летние нагрузки регулируемых отборов и отборы на регенерацию турбины:

Турбина	$Q_т$ Гкал/ч	$D_т$ т/ч	$D_п$ т/ч	$D_{рег}$ т/ч
№ 1	30	58	120	172
№ 2	–	–	–	90
№ 3	30	58	50	107

Расчет производится в следующем порядке:

– при эксплуатационных значениях регулируемых отборов Т и П и номинальной электрической нагрузке по диаграмме режимов определяется с соответствующими поправками расход свежего пара и вычисляется расход пара в конденсатор $D_{кд}$ в соответствии с формулой (5.2) при расчетной электрической нагрузке и эксплуатационных значениях регулируемых отборов турбины № 1 – 230 т/ч, № 2 – 220 т/ч, № 3 – 143 т/ч;

– производится распределение суммарного расхода циркуляционной воды между конденсаторами в соответствии с формулой (5.4) для турбины № 1 – 9606 м^3/ч, № 2 – 6197 м^3/ч, № 3 – 6197 м^3/ч;

– гидравлическая нагрузка на градирни W_i распределяется в соответствии с формулой (5.3):

№ 1 – 9237 м^3/ч;

№ 2 – 12762 м^3/ч;

– тепловая нагрузка циркуляционной системы в расчетном режиме определяется по формуле (5.5):

$$U_0^p = 230 \times 550 + 220 \times 535 + 143 \times 550 = 322850 \text{ Мкал/ч};$$

– определяется средняя удельная тепловая нагрузка на градирни по формуле (5.6) и перепад температур воды в градирнях по формуле (5.7) в расчетном режиме:

$$u_{ср}^p = 322850/3620 = 89{,}2 \text{ Мкал/(ч·м}^2\text{)};$$

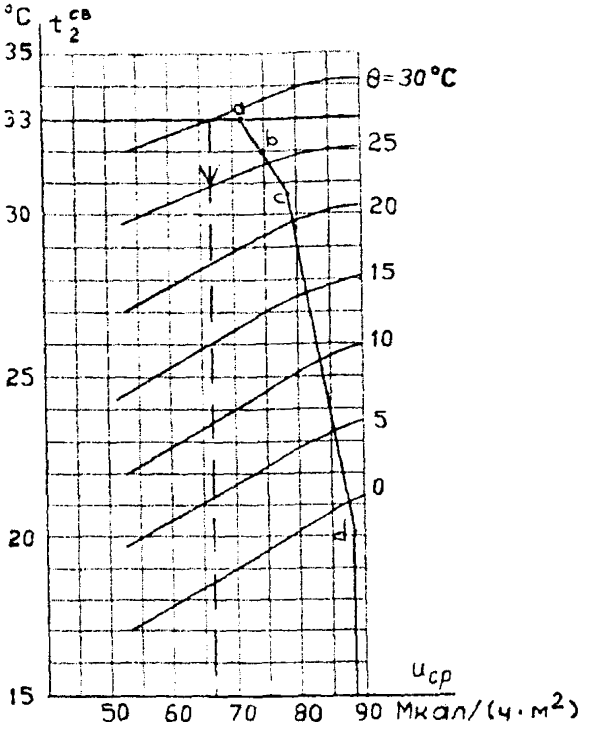
$$\Delta t^{св} = 89{,}2 \times \frac{3620}{22000} = 14{,}7^{\circ}C;$$

– по номограммам [1] определяется температура охлаждающей воды t_{2i} и $t_2^{св}$ (для расчетной и нескольких произвольных удельных тепловых нагрузок, меньших расчетной) и перепад температур $\Delta t^{св}$ при средней скорости ветра 3 м/с. Результаты сводятся в таблицу Б.1

Таблица Б.1

$q_{ср}$ Мкал/(ч·м²)	$\Delta t^{св}$ °С	θ °С	φ %	Градирня № 1 t_{21} °С	Градирня № 2 t_{22} °С	$t_2^{св}$ °С
60	9,6	4	86	16,8	19,2	18,1
		5	80	19,1	21,7	20,6
		10	76	22,1	23,3	22,8
		15	71	24,6	25,9	25,4
		20	65	27,4	28,2	27,9
		25	56	29,7	30,7	30,3
		30	47	32,1	32,9	32,6
70	11,2	4	86	18,1	19,9	19,2
		5	80	20,3	22,4	21,6
		10	76	23,2	24,4	23,9
		15	71	25,6	26,9	26,4
		20	65	28,1	29,3	28,8
		25	56	30,6	31,4	31,2
		30	47	32,8	33,7	33,3
80	12,8	4	86	19,3	21,0	20,3
		5	80	21,5	23,4	22,6
		10	76	24,0	25,6	25,0
		15	71	26,5	28,1	27,3
		20	65	28,9	30,3	29,7
		25	56	31,0	32,5	31,8
		30	47	33,4	34,5	34,0
89,2	14,7	4	86	21,8	22,2	21,2
		5	80	22,6	24,4	23,6
		10	76	25,0	26,4	25,8
		15	71	27,2	28,1	28,0
		20	65	29,5	31,0	30,3
		25	56	31,3	32,9	32,9
		30	47	33,7	34,8	34,3

– по полученным значениям $t_2^{св}$ строится график $t_2^{св} = f(u_{ср};\theta)$ (рисунок Б.1).



а – точки начала изменения нагрузки турбин по условиям охлаждения МГО; b, c, d – точки начала изменения нагрузки турбин (точки перегиба) соответственно № 1, 2, 3

Рисунок Б.1 – Зависимость температуры охлаждающей воды от средней удельной тепловой нагрузки градирен и температуры воздуха для ТЭЦ с циркуляционной системой с градирнями

Расчетная линия обеспеченности строится следующим образом:

– устанавливаются два предела линии ограничения: по условиям охлаждения МГО независимо от нагрузки и по предельно допустимому давлению насыщенного пара в конденсаторе $p_2 = 12$ кПа (0,12 кгс/см^2); $t''_{пр} = 49{,}1$°С;

– задается несколько значений температуры охлаждающей воды $t_{2i}^{св}$ = 33; 29; 25; 20°С;

– по формуле (5.11) вычисляется значение нагрева воды в конденсаторе каждой турбины:

$$\Delta t_{к1}^{р} = \frac{230 \times 550}{9606} = 13{,}2°С;$$

$$\Delta t_{к2}^{р} = \frac{220 \times 535}{6197} = 19{,}0°С;$$

$$\Delta t_{к3}^{р} = \frac{143 \times 550}{6197} = 12{,}7°С;$$

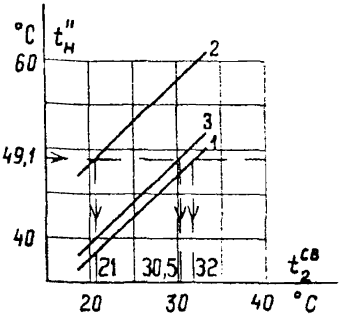
– при расчетном значении $D_{кj}$, известном значении $W_{кj}$ и при каждом из заданных значений $t_{2i}^{св}$ по нормативной характеристике конденсатора определяется соответствующее значение температурного напора δt_j;

– по формуле (5.10) определяется значение температуры насыщенного пара для каждой турбины при каждом из заданных значений температуры охлаждающей воды. Все полученные значения сводятся в таблицу Б.2.

Таблица Б.2

$t_2^{св}$ °С	Турбоагрегат № 1			Турбоагрегат № 2			Турбоагрегат № 3		
	$\Delta t_{к1}^{р}$ °С	δt_1 °С	$t''_н$ °С	$\Delta t_{к2}^{р}$ °С	δt_2 °С	$t''_н$ °С	$\Delta t_{к3}^{р}$ °С	δt_3 °С	$t''_н$ °С
33,0	13,2	3,8	50,0	19,0	8,6	60,5	12,7	5,7	51,4
29,0	13,2	4,0	46,2	19,0	8,8	56,8	12,7	5,9	47,6
25,0	13,2	4,2	42,4	19,0	9,0	53,0	12,7	6,1	43,8
20,0	13,2	4,5	37,7	19,0	9,3	48,3	12,7	6,3	39,0

– по значениям $t''_н$ из таблицы Б.2 при соответствующих значениях $t_{2i}^{св}$ для каждой турбины строится график $t''_н = f(t_2^{св})$ и графически определяется значение t_2, соответствующее температуре насыщенного пара $t''_{пр}$ = 49,1 °С (рисунок Б.2).



1, 2, 3 – соответственно для турбин № 1, 2, 3

Рисунок Б.2 – Зависимость температуры насыщения пара от температуры охлаждающей воды

Полученные значения $t_{2i}^{св}$ являются точками начала изменения нагрузки соответствующей турбины, т.е. точками перегиба, и равны соответственно для турбин № 1, 2, 3 – 32,0; 21,0; 30,5°С (на рисунке Б.1 точки b, c, d).

Последней точкой перегиба для всех турбин является точка a на рисунке Б.1 в месте пересечения линии $t_2^{св} = 33$°С с линией предельного давления отработавшего пара;

– для данных значений температур точек перегиба при расчетном значении $D_{кj}$ и известном $W_{кj}$ определяются соответствующие значения $t''_н$ каждой турбины.

Значения $\Delta t_{кj}^{р}$ уже вычислены ранее (см. таблицу Б.2).

Значения δt_j при соответствующих значениях $t_{2i}^{св}$ определяются по нормативным характеристикам конденсаторов.

Все полученные значения сводятся в таблицу Б.3.

Таблица Б.3

$t_2^{св}$ °С	Турбоагрегат № 1			Турбоагрегат № 2			Турбоагрегат № 3		
	$\Delta t_{к1}^{р}$ °С	δt_1 °С	$t''_н$ °С	$\Delta t_{к2}^{р}$ °С	δt_2 °С	$t''_н$ °С	$\Delta t_{к3}^{р}$ °С	δt_3 °С	$t''_н$ °С
33,0	13,2	3,80	50,0	19,0	8,60	60,60	12,7	5,7	51,4
32,0	13,2	3,90	49,10	19,0	8,63	60,13	12,7	5,8	50,5
30,5	13,2	3,93	47,63	19,0	8,73	58,23	12,7	5,9	49,1
21,0	13,2	4,44	38,64	19,0	9,10	49,10	12,7	6,3	40,0

По формуле (5.12) вычисляется коэффициент уменьшения паровой нагрузки конденсатора каждой турбины для температур точек перегиба:

$$\chi_1 = (49{,}1 - 33)/(50 - 33) = 0{,}947;$$
$$\chi_2 = (49{,}1 - 33)/(60{,}6 - 33) = 0{,}583;$$
$$\chi_3 = (49{,}1 - 33)/(51{,}4 - 33) = 0{,}875 \text{ и т.д.}$$

В соответствии с вычисленными значениями χ_j по формуле (5.13) определяются расходы пара в конденсаторы турбин и по формуле (5.6) средняя удельная тепловая нагрузка на градирни, соответствующая этим расходам.

Например, при $t_2^{св} = 33°C$

$$D_{к1} = 0{,}947 \times 230 = 218 \text{ т/ч};$$
$$D_{к2} = 0{,}583 \times 220 = 128 \text{ т/ч};$$
$$D_{к3} = 0{,}875 \times 143 = 125 \text{ т/ч}.$$
$$u_{ср} = (218 \times 550 + 128 \times 535 + 125 \times 550)/3620 = 71{,}03 \text{ Мкал/(ч·м}^2\text{)} \text{ и т.д.}$$

Все полученные значения сводятся в таблицу Б.4.

Таблица Б.4

$t_2^{св}$ °C	Турбоагрегат № 1		Турбоагрегат № 2		Турбоагрегат № 3		$u_{со}$ Мкал/(ч·м²)
	χ_1	$D_{к1}$ т/ч	χ_2	$D_{к2}$ т/ч	χ_3	$D_{к3}$ т/ч	
33,0	0,947	218	0,583	128	0,875	125	71,03
32,0	1	230	0,608	134	0,919	131	74,65
30,5	>1	230	0,671	148	1	143	78,54
21,0	>1	230	1	220	>1	143	89,2

По полученным значениям $u_{ср}$ на рисунке Б.1 строится линия ограничения по предельно допустимому давлению до пересечения с линией ограничения $t_2^{св} = 33°C$ и определяется положение расчетной линии ограничения.

На рисунке Б.1 методом интерполяции определяются значения температуры воздуха по сухому термометру θ, проходящие через точки перегиба (a, b, c, d). Расход пара в конденсаторы турбин для этих точек вычислен ранее.

Расход пара в конденсаторы турбин в случае ограничения мощности турбин по условиям охлаждения МГО при увеличе-

нии значения θ выше значения в точке перегиба при $t_2^{св}$ = 33°С (в точке а) определяется по формуле (5.14).

Например, на рисунке Б.1 в точке пересечения линии θ = 30°С с линией $t_2^{св}$ = 33°С допустимая удельная тепловая нагрузка равна 66,5 Мкал/(ч·м^2), средняя удельная тепловая нагрузка градирен 71,03 Мкал/(ч·м^2). Расход пара в конденсатор каждой турбины при этом равен:

$$D_{к1} = (66{,}5/71{,}03) \times 218 = 204 \text{ т/ч};$$

$$D_{к2} = (66{,}5/71{,}03) \times 128 = 119{,}8 \text{ т/ч};$$

$$D_{к3} = (66{,}5/71{,}03) \times 125 = 117 \text{ т/ч}.$$

По известным уже значениям $D_{кj}$ по формуле (5.16) или (5.17) определяются расходы свежего пара на каждую турбину и по диаграмме режимов соответствующая им мощность. При этом учитываются поправки ΔN_{p_2} на изменение давления пара в конденсаторе. Для этого вначале при $D_{кj}$ и $t_{2i}^{св}$ определяется P_2, а затем по графику $\Delta N_{p_2} = f(P_2, D_{кj})$ определяется ΔN_{p_2}.

Результаты расчета сводятся в таблицу Б.5, по которой строится график $N'_{расп} = f(\theta)$ (рисунок Б.3).

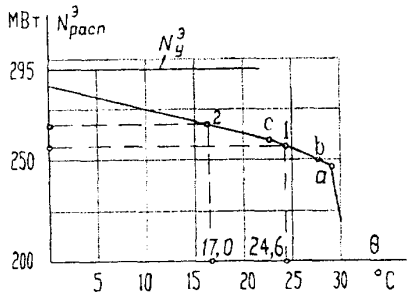


Рисунок Б.3 – Зависимость электрической мощности ТЭЦ от температуры окружающего воздуха

На графике $N'_{расп} = f(\theta)$ нанесены точка 1, соответствующая мощности электростанции при расчетном значении температуры атмосферного воздуха 24,6°С, принимаемом при проектировании градирни, и точка 2, соответствующая температуре атмосферного воздуха в часы учета рабочей мощности.

Таблица Б.5

Точки перегиба	$t_2^{св}$ °С	θ °С	Турбоагрегат № 1			Турбоагрегат № 2			Турбоагрегат № 3			$N^{э}_{расп}$ МВт
			D_{o1} т/ч	N_1 МВт	ΔN_{p_2} МВт	D_{o2} т/ч	N_2 МВт	ΔN_{p_2} МВт	D_{o3} т/ч	N_3 МВт	ΔN_{p_2} МВт	
d	21,0	–1	580	134,4	–0,6	310	76,6	–3,4	358	78,8	–1,2	290
c	30,5	22,4	580	132,0	–3,0	211	53,3	–4,7	358	75,2	–4,8	261
b	32,0	27,5	580	131,4	–3,6	191	47,7	–4,3	341	71,5	–4,5	251
a	33,0	29,0	566	129,7	–3,3	183	45,9	–4,1	333	69,7	–4,3	245
–	33,0	30,0	546	116,0	–3,0	171	41,0	–4,0	321	65,8	–4,2	223

Согласно проведенному расчету ограничения электрической мощности электростанций появляются уже при отрицательных температурах атмосферного воздуха из-за превышения максимально допустимого давления отработавшего пара в конденсаторе турбины № 2. Основной причиной данного ограничения является недостаточное количество охлаждающей воды для работы турбины в конденсационном режиме. Остальные турбины при этих же температурах работают в расчетном режиме. При температуре воздуха 22,4°С ограничения мощности появляются также по режиму работы турбины № 3 и при температуре воздуха 27,5°С по режиму работы турбины № 1. Причиной данных ограничений является малый расход пара из регулируемых отборов.

Для сокращения ограничений электрической мощности рекомендуются следующие мероприятия:

– сбалансировать расходы пара и охлаждающей воды в конденсаторы турбин исходя из проектной кратности охлаждения;

– обеспечить подачу охлаждающей воды на МГО из другого источника водоснабжения;

– рассмотреть возможность увеличения расходов охлаждающей воды в системе циркуляции, а также целесообразность установки дополнительного гидроохладителя или модернизации существующих градирен с увеличением гидравлической нагрузки и охлаждающей эффективности.

П р и м е р 2. ГРЭС с водохранилищем-охладителем

Исходные данные

Район расположения ГРЭС — Московская область.

Расчетная схема циркуляционного водоснабжения с поперечными связями (циркуляционные насосы установлены в центральной насосной станции).

На ГРЭС установлены:

— 12 турбоагрегатов К-210-130 ЛМЗ с конденсаторами 200-КЦС-2, $W_к^н = 25000$ м^3/ч;

— циркуляционные насосы суммарной подачей $25000 \times 12 = 300000$ м^3/ч; суточный расход циркуляционной воды, сбрасываемой в водохранилище, составляет $300000 \times 24 = 7{,}2 \times 10^6$ м^3/сут.

Охлаждение циркуляционной воды производится в водохранилище-охладителе. По [1] находятся:

— коэффициент использования водохранилища $K_н = 0{,}6$;

— общая площадь водохранилища $\Omega = 10{,}2$ км^2;

— площадь активной зоны $\Omega_{акт} = K_и\Omega = 0{,}6 \times 10{,}2 = 6{,}12$ км^2;

— удельная площадь активной зоны

$$\omega_{уд} = (\Omega_{акт}/W) = 6{,}12 \times 10^6/7{,}2 \times 10^6 = 0{,}85 \text{ м}^2/(\text{м}^3/\text{сут});$$

— расчетная номинальная электрическая нагрузка каждой турбины 210 МВт;

— расход пара в конденсатор турбины при расчетной электрической нагрузке $D_{кj}^р = 420$ т/ч;

— расход циркуляционной воды через конденсатор турбины $W_{кj} = 25000$ м^3/ч.

Расчет производится в следующем порядке: определяется нагрев воды в конденсаторе турбины при расчетной нагрузке:

$$\Delta t_к^р = (550 \times 420)/25000 = 9{,}2°C;$$

— при заданной скорости ветра $\omega_2 = 2$м/с и нескольких значениях $\Delta t_к$, меньших расчетной, для нескольких задаваемых значений t_c по номограмме [1] определяется температура охлаждающей воды на входе в конденсаторы турбины. Результаты сводятся в таблицу Б.6.

Таблица Б.6

t_e °C	Δt °C									
	5		6		7		8		9,2	
	δt °C	t_2 °C	δt °C	t_2 °C	δt °C	t_2 °C	δt °C	t_2 °C	δt °C	t_2 °C
10	10,9	20,9	12,0	22,0	13,0	23,0	13,9	23,9	14,8	24,8
15	9,1	24,1	10,1	25,1	11,1	26,1	12,0	27,0	13,0	28,0
20	7,2	27,2	8,2	28,2	9,2	29,2	10,1	30,1	10,9	30,9
25	5,5	30,5	6,4	31,4	7,3	32,3	8,2	33,2	9,0	34,0

По полученным значениям t_2 строится график $t_2 = f(\Delta t^{св}, t_e)$ – рисунок Б.4).

Расчетная линия ограничения строится следующим образом:

– устанавливаются два предела линии ограничения: по условиям охлаждения МГО $t_2 \leq 33$°С и по предельно допустимому давлению насыщенного пара в конденсаторе $p_2 = 12$ кПа (0,12 кгс/см^2); $t''_н = 49,1$°С;

– задается несколько значений температуры охлаждающей воды: 33; 28; 24; 20°С;

– при расчетном значении $D^p_{кj}$, известном $W_{кj}$ и при каждом из заданных значений температуры воды по нормативной характеристике конденсатора определяется соответствующее значение температурного напора;

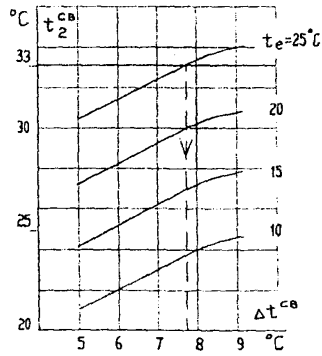


Рисунок Б.4 – Зависимость температуры охлаждающей воды от перепада температур воды в гидроохладителе и температуры воды в водоеме для ГРЭС с циркуляционной системой водоснабжения с водохранилищем-охладителем

– по формуле (5.10) определяется температура насыщенного пара для каждой турбины при каждом из заданных значений температуры охлаждающей воды (в данном случае при наличии однотипных турбин и равных условий их эксплуатации значения температуры насыщенного пара вычисляются для одной турбины).

Все полученные значения для одной турбины сводятся в таблицу Б.7.

Таблица Б.7

t_2 °C	$\Delta t_к^p$ °C	Δt^p °C	$t_п''$ °C
33	9,2	5,2	47,2
28	9,2	5,4	42,6
24	9,2	5,7	38,9
20	9,2	6,0	35,2

Из таблицы Б.7 следует, что в данном случае ограничения мощности по предельно допустимому давлению не будет, так как при расходе охлаждающей воды, равном номинальному расходу воды, давление в конденсаторе не достигает предельно допустимого значения, равного 12 кПа (0,12 кгс/см^2). Ограничения мощности начнутся при t_2 = 33°С, изменение температуры воды будет сказываться на изменении давления пара в конденсаторе и соответственно на изменении мощности при расчетном значении расхода пара в конденсатор.

Соответствующие значения ΔN_{p_2} определяются для значений температуры воды, меньших 33°С, при Δt^p = 9,2°С ($D_к$ = 420 т/ч) по нормативным характеристикам конденсаторов.

Результаты вычислений сводятся в таблицу Б.8.

Таблица Б.8

$t_в$ °C	t_2 °C	p_2 кПа (кгс/см^2)	ΔN_{p_2} МВт	$\Sigma \Delta N_{p_2}$ МВт	N МВт	$N^э_{расп}$ МВт
10	24,8	7,5 (0,075)	–5,4	–64,8	204,6	2455,2
15	28,0	8,7 (0,087)	–7,5	–90,0	202,5	2430,0
20	30,9	9,8 (0,098)	–10,0	–120,0	200,0	2400,0
23,5	33,0	11,6 (0,116)	–12,0	–144,0	198,0	2376,0

Значение t_e, при котором начнутся ограничения мощности по условиям $t_2 \le 33°C$, равно 23,5°С. Это значение определено по рисунку Б.4. При значениях t_e, больших 23,5°С, по рисунку Б.4 определяется соответствующее значение $\Delta t^{св}$ и по формуле (5.15) вычисляется значение $D_{кj}$.

Например, в точке пересечения линии $t_e = 25°C$ и линии $t_2^{св} = 33°C$ $\Delta t^{св} = 7,8°C$.

Тогда $D_{кj} = (25000 \times 7,8)/550 = 359$ т/ч и $D_{0j} = 359/0,7 = 513$ т/ч.

По диаграмме режимов турбоагрегатов К-210-130 определяется соответствующая мощность N = 186 МВт.

Поправка ΔN_{p_2} при $t_2 = 33°C$, $t_н'' = 47,4°C$ по нормативной характеристике конденсатора составляет 12 МВт.

По данным таблицы Б.8 и значению мощности, определенной при $t_e = 23,5°C$ и при другом значении $t_e > 23,5°C$ (в данном примере $t_e = 25,0°C$), строится зависимость $N^э_{расп} = f(t_e)$, показанная на рисунке Б.5.

Из рассмотренного примера следует, что ограничение установленной (номинальной) электрической мощности происходит при достижении значения естественной температуры воды в неподогреваемом водоеме, равного 23,5°С. Но так как для Московской области среднемесячные значения не превышают 19,9°С, ограничения установленной мощности электростанции по температуре и количеству охлажденной воды не будет.

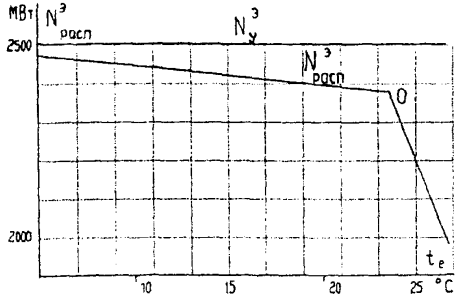


Рисунок Б.5 – Зависимость электрической мощности ГРЭС от температуры воды в неподогреваемом водоеме

Пример 3. ТЭЦ с градирнями с блочной схемой расположения турбоагрегатов (циркуляционные насосы установлены в машинном зале перед конденсаторами турбин)

В основу расчета заложен принцип проверки температуры по двум ограничивающим параметрам:

– максимально допустимой температуре охлаждающей воды, подаваемой на МГО, которая не должна превышать 33°С;

– максимально допустимому давлению отработавшего пара в конденсаторе турбины, которое не должно превышать 12 кПа (0,12 кгс/см^2).

Расчет обеспеченности установленной мощности циркуляционной системой проводится в диапазоне температур атмосферного воздуха и относительной его влажности, характерных для района расположения ТЭЦ. Для работы турбоагрегатов в июле принимаются их условия работы с номинальной мощностью и планируемым распределением тепловых нагрузок между регулируемыми отборами турбин Ти П.

Расчетные электрические нагрузки, нагрузки регулируемых отборов в июле и расходы пара в конденсатор представлены в таблице Б.9.

Таблица Б.9

Номер турбины	Тип турбины	$N_{расп}$ МВт	$D_п$ т/ч	$D_т$ т/ч	$D_{рег}$ т/ч	$D_к$ т/ч
1	ПТ-60-130	60	76	15	71	108
2	Т-50-130	50	–	22,4	51,6	126
3	Р-50-130	50	Резерв			
4	ПТ-135-130	123	–	–	182	330
5	Т-50-130	50	–	–	58,6	140

Суммарный расход охлаждающей воды 29340 м^3/ч распределен по конденсаторам турбин по фактической подаче соответствующих насосов и расхода на вспомогательное оборудование.

Тип турбины	Расход воды $W_{кj}$, м³/ч	Расход воды на вспомогательное оборудование, м³/ч	δt +2°С
ПТ-60-130	6150	1954	6,8
Т-50-130	4647		6,8
Р-50-130	–		
ПТ-135-130	7200	1445	7,3
Т-50-130	6275	1445	7,2
Итого...	24272	4844	
Примечание – Температурный напор определен с учетом эксплуатационного ухудшения на 2°С.			

Гидравлическая нагрузка по градирням распределена в соответствии с полученными натурными данными испытаний при эксплутационном состоянии и положении задвижек на подводящих трубопроводах градирен:

Градирни	Расход воды, м³/ч	Недоохлаждение, °С
№ 1	4000	12,8
№ 2	5300	13,6
№ 3	7700	4,1
№ 4	7200	3,1

Метеорологические параметры для расчета температуры воды после охлаждения с учетом охлаждающей эффективности градирен, полученных при натурных испытаниях, задаются в диапазоне, характерном для района расположения электростанции в летний период в соответствии со "Справочником по климату СССР", и представлены в расчетной таблице Б.10. Температура атмосферного воздуха по сухому термометру в часы учета рабочей мощности составляет 21,9°С и влажность – 60%.

Тепловая нагрузка циркуляционной системы в расчетном режиме определяется:

$$U_o^p = 108\times550+126\times550+330\times535+140\times535=380150 \text{ Мкал/ч}.$$

Удельная тепловая нагрузка градирен и перепад температур в градирнях в расчетном режиме составляет:

$$u_{ср}^p = \frac{380150}{4\times1600} = 59{,}4 \text{ Мкал/(ч·м}^2\text{)};$$

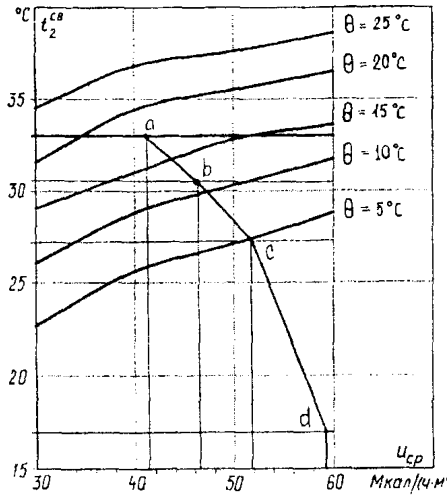
$$\Delta t^{св} = 59{,}4 \times \frac{4 \times 1600}{24272} = 15{,}4\ ^{\circ}C.$$

По нормативным номограммам градирен при нескольких значениях температуры воздуха θ и влажности φ определяется температура охлаждающей воды t_{2i} для расчетной и меньших нагрузок (см. таблицу Б.10).

Таблица Б.10

$u_{ср}$ Мкал/(ч·м²)	$\Delta t^{св}$ °C	θ °C	φ %	Градирни				$t_2^{'св}$ °C
				№ 1	№ 2	№ 4	№ 5	
				t_2°C	t_2°C	t_2°C	t_2°C	
30	7,9	5	90	27,7	28,5	18	18,9	22,70
		10	80	31	31,8	21,4	22,3	26,05
		15	70	33,9	34,7	24,5	25,3	29,04
		20	70	37,4	38,2	26,2	27,15	31,58
		25	59	39,4	40,2	29,9	30,8	34,51
40	10,6	5	90	30,6	31,4	20,9	21,8	25,60
		10	80	33,8	34,6	24,1	25	28,80
		15	70	36	36,8	26,3	27,2	31,00
		20	70	39,4	40,2	29,7	30,6	34,40
		25	59	41,8	42,6	32,1	33	36,80
50	13,2	5	90	32,1	32,9	22,4	23,3	27,10
		10	80	35,6	36,4	25,3	26,3	30,29
		15	70	37,8	38,6	28,1	29	32,80
		20	70	40,8	41,6	30,6	31,5	35,52
		25	59	42,6	43,4	32,9	33,8	37,60
59,4	15,4	5	90	33,8	34,6	24,1	25	28,80
		10	80	36,6	38	26,9	27,8	31,71
		15	70	38,6	39,4	28,9	29,8	33,60
		20	70	41,5	42,3	31,8	32,7	36,50
		25	59	43,6	44,4	33,9	34,8	38,60

По полученным значениям $t_2^{св}$ строится график $t_2^{св} = f(u_{ср}; \theta)$ — рисунок Б.6).



a, b, c, d — точки начала изменения нагрузки турбин (точки перегиба) соответственно № 1, 5, 2, 4

Рисунок Б.6 – График зависимости температуры охлаждающей воды от средней удельной тепловой нагрузки градирен и температуры воздуха $t_2^{св} = f(u_{ср}; \theta)$ для ТЭЦ с градирнями (с блочной схемой расположения турбоагрегатов)

Для построения расчетной линии обеспеченности задаемся несколькими значениями температуры охлаждающей воды $t_{2i}^{св}$ = 33; 30; 25; 20°С и по формуле (5.11) вычисляем значение нагрева воды в конденсаторе каждой турбины:

$$\Delta t_{к1}^{р} = \frac{108 \times 550}{6150} = 9{,}7^{\circ}C; \qquad \Delta t_{к2}^{р} = \frac{126 \times 550}{4647} = 14{,}9^{\circ}C;$$

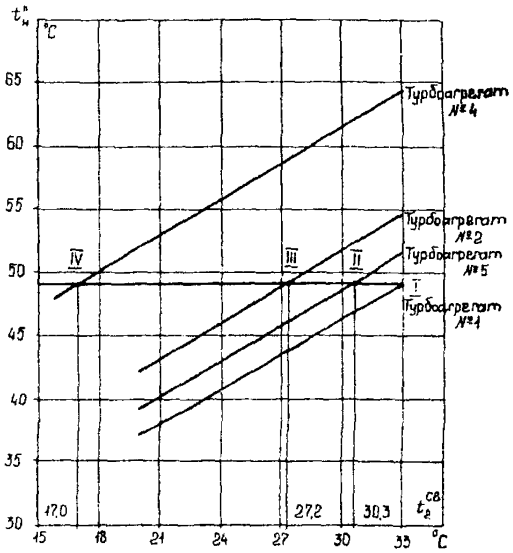
$$\Delta t_{к4}^{р} = \frac{330 \times 535}{7200} = 24{,}5^{\circ}C; \qquad \Delta t_{к5}^{р} = \frac{140 \times 535}{6275} = 11{,}9^{\circ}C.$$

Определенные по нормативной характеристике конденсатора значения температурного напора δt_j, а также значения температуры насыщенного пара для каждой турбины, вычисленные при заданных значениях $t_{2i}^{св}$ по формуле (5.10), сводятся в таблицу Б.11.

Таблица Б.11

$t_2^{св}$ °С	Турбоагрегат № 1			Турбоагрегат № 2			Турбоагрегат № 4			Турбоагрегат № 5		
	$\Delta t_{к1}^{р}$ °С	δt_1 °С	$t_н''$ °С	$\Delta t_{к2}^{р}$ °С	δt_2 °С	$t_н''$ °С	$\Delta t_{к4}^{р}$ °С	δt_4 °С	$t_н''$ °С	$\Delta t_{к5}^{р}$ °С	δt_5 °С	$t_н''$ °С
33	9,7	6,3	49,0	14,9	6,7	54,6	24,5	6,8	64,3	11,9	6,7	51,6
30	9,7	6,6	46,3	14,9	6,8	51,7	24,5	7,0	61,5	11,9	6,8	48,5
25	9,7	7,0	41,7	14,9	7,0	46,9	24,5	7,2	56,7	11,9	7,0	43,9
20	9,7	7,4	37,1	14,9	7,4	42,3	24,5	7,5	52,0	11,9	7,4	39,3

По значениям $t_н''$ из таблицы Б.11 для каждой турбины при соответствующих значениях $t_{2i}^{св}$ строится график $t_н'' = f(t_2^{св})$ – рисунок Б.7 и графически определяется значение $t_2^{св}$, соответствующее температуре насыщенного пара $t_{пр}'' = 49,1°С$.



Точки I, II, III, IV – начало ограничения мощности по предельно допустимому давлению пара в конденсаторах турбоагрегатов № 1, № 5, № 2 и № 4 соответственно

Рисунок Б.7 – График зависимости температуры насыщенного пара от температуры охлаждающей воды $t_н'' = f(t_2^{св})$

Полученные значения $t_{2i}^{св}$ являются точками начала ограничения нагрузки по предельно допустимому значению пара в конденсатор турбины, т.е. точками перегиба, и равны соответственно для турбин № 1, 2, 4, 5 — 33,0; 27,2; 17,1; 30,3°С (на рисунке Б.6 точки b, c, d). Точка a — последняя точка перегиба для всех турбин, расположена в месте пересечения линии $t_2^{св} = 33°С$ с линией предельного давления отработавшего пара.

Для полученных значений температур точек перегиба при расчетном значении $D_{кj}^{р}$ и известном $W_{кj}$ определяется соответствующее значение $t_{н}''$ каждой турбины (таблица Б.12).

Таблица Б.12

$t_2^{св}$ °С	Турбоагрегат № 1			Турбоагрегат № 2			Турбоагрегат № 4			Турбоагрегат № 5		
	$\Delta t_{к1}^{р}$ °С	δt_1 °С	$t_{н}''$ °С	$\Delta t_{к2}^{р}$ °С	δt_2 °С	$t_{н}''$ °С	$\Delta t_{к4}^{р}$ °С	δt_4 °С	$t_{н}''$ °С	$\Delta t_{к5}^{р}$ °С	δt_5 °С	$t_{н}''$ °С
33,0	9,7	6,3	49,0	14,9	6,7	54,6	24,5	6,8	64,3	11,9	6,7	51,6
30,3	9,7	6,8	47,4	14,9	6,5	51,7	24,5	6,9	61,7	11,9	6,8	48,9
27,2	9,7	6,6	43,1	14,9	6,6	48,3	24,5	7,0	58,3	11,9	6,9	45,6
17,0	9,7	7,0	33,7	14,9	7,1	39,0	24,5	7,5	49,0	11,9	7,9	36,8

Допустимое значение расхода пара в конденсатор каждой турбины в точках перегиба определяется с помощью коэффициента уменьшения паровой нагрузки конденсатора χ_j по формуле (5.12):

$$\chi_1 = (49,1 - 33)/(49,0 - 33) = 1,006;$$

$$\chi_2 = (49,1 - 33)/(54,6 - 33) = 0,745;$$

$$\chi_4 = (49,1 - 33)/(64,3 - 33) = 0,514;$$

$$\chi_5 = (49,1 - 33)/(51,6 - 33) = 0,866 \text{ и т.д.}$$

В соответствии с вычисленными значениями χ_j по формуле (5.13) определяются расходы пара в конденсаторы турбин и по формуле (5.6) средняя удельная тепловая нагрузка на градирни, соответствующая этим расходам.

Так, при $t_2^{св} = 33°С$, получаем:

$$D_{к1} = 1{,}006 \times 108 = 109 \text{ т/ч};$$

$$D_{к2} = 0{,}745 \times 126 = 94 \text{ т/ч};$$

$$D_{к4} = 0{,}514 \times 330 = 170 \text{ т/ч};$$

$$D_{к5} = 0{,}866 \times 140 = 121 \text{ т/ч}.$$

$$u_{ср} = (109 \times 550 + 94 \times 550 + 170 \times 535 + 121 \times 535)/6400 = 41{,}77 \text{ Мкал/(ч·м}^2\text{)}$$ и **т.д.**

Все полученные значения сводятся в таблицу Б.13.

Таблица Б.13

t_2 °С	Турбоагрегат № 1		Турбоагрегат № 2		Турбоагрегат № 4		Турбоагрегат № 5		$u_{ср}$ Мкал/(ч·м²)
	χ_1	$D_{к1}$ т/ч	χ_2	$D_{к2}$ т/ч	χ_4	$D_{к4}$ т/ч	χ_5	$D_{к5}$ т/ч	
33,0	>1	109,0	0,75	94,0	0,51	170,0	0,87	121,0	41,7
30,3	>1	108,0	0,87	110,0	0,59	195,0	1,0	140,0	46,6
27,2	>1	108,0	>1	126,0	0,7	231,0	>1	140,0	51,9
17,0	1	108,0	>1	126,0	1	330,0	>1	140,0	59,2

По рассчитанным значениям $u_{ср}$ на рисунке Б.6 строится линия ограничения по предельно допустимому давлению пара в конденсаторах турбоагрегатов до пересечения с линией ограничения $t_2^{св} = 33$°С и определяется положение расчетной линии ограничения. Далее на этом же рисунке методом интерполяции определяются значения температуры воздуха по сухому термометру θ, проходящие через точки перегиба (a, b, c, d).

По значениям расходов пара в конденсаторы турбин (см. таблицу Б.13) с учетом принятых тепловых нагрузок определяются соответствующие значения расходов свежего пара каждой турбины.

По типовым энергетическим характеристикам турбоагрегатов для полученных расходов свежего пара на турбины определяются соответствующие им значения мощности с учетом поправок ΔN_{p_2} на изменение давления пара в конденсаторе от

нормативного. Результаты расчета сводятся в таблицу **Б.14 и и** по ним строится график $N^{?}_{расп} = f(\theta)$ (рисунок Б.8).

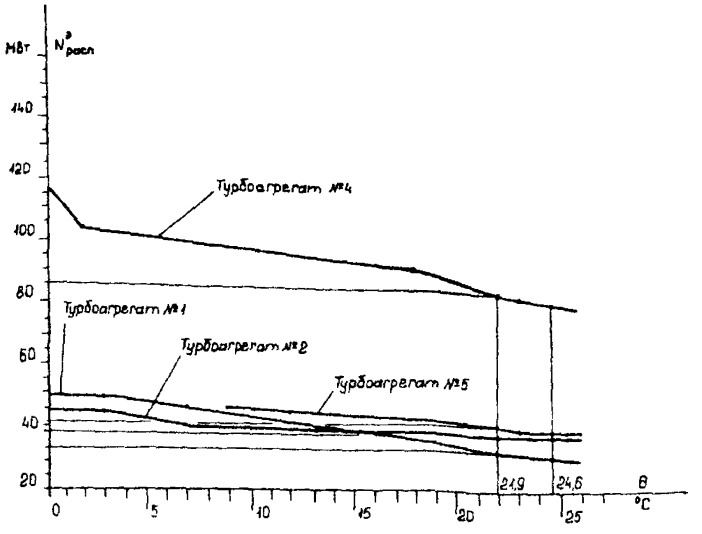
Таблица Б.14

Точки перегиба	$t_2^{св}$ °С	Турбоагрегат № 1 (ПТ -60-130)				Турбоагрегат № 2 (Т50-130)			
		θ °С	D_0 т/ч	N_1 МВт	ΔN_{P2} МВт	θ °С	D_0 т/ч	N_2 МВт	ΔN_{P2} МВт
1	17,0	–10,0	270,0	55,3	–3,60	–10,0	200,0	50,0	–4,5
2	27,2	–5,0	270,0	55,3	–5,40	–5,0	200,0	50,0	–5,4
3	30,3	3,0	270,0	55,3	6,50	3,0	191,0	49,3	–5,5
4	33,0	7,0	265,0	55,0	–7,20	7,0	174,0	47,0	–5,8

Окончание таблицы Б.14

Точки перегиба	$t_2^{св}$ °С	Турбоагрегат № 4 (ПТ 135-130)				Турбоагрегат № 5 (Т50-130)			
		θ °С	D_0 т/ч	N_4 МВт	ΔN_{P2} МВт	θ °С	D_0 т/ч	N_5 МВт	ΔN_{P2} МВт
1	17,0	0,0	512,0	123,0	–5,4	2,0	198,0	50,0	–3,2
2	27,2	2,0	13,0	112,0	–7,2	12,0	198,0	50,0	–4,4
3	30,3	18,0	377,0	99,9	–9,0	22,0	198,0	50,0	–5,2
4	33,0	23,0	347,0	91,6	–9,4	27,0	177,0	47,1	–5,3

В качестве варианта построения зависимости располагаемой мощности электростанции от температуры атмосферного воздуха график построен для каждого турбоагрегата в отдельности (см. рисунок Б.8). На графике представлены линии ограничения мощности, полученные для рассчитываемого режима, а также для режимов при отклонениях фактических температурных напоров. Результирующий график мощности электростанции $N^{?}_{расп} = f(\theta)$ строится суммированием мощностей при каждом принятом для построения графика значении температуры окружающего воздуха θ°С с учетом поправки на отклонение влажности по графику рисунка Г.1.



21,9°С – температура атмосферного воздуха по сухому термометру в часы учета рабочей мощности; 24,6°С – расчетное значение температуры атмосферного воздуха, принимаемое при проектировании градирен

Рисунок Б.8 – График зависимости электрической мощности от температуры окружающего воздуха для каждого турбоагрегата $N^э_{расп} = f(\theta)$ для ТЭЦ с градирнями (с блочной схемой расположения турбоагрегатов)

При температуре атмосферного воздуха по сухому термометру в часы учета рабочей мощности 21,9 °С и влажности 60% получены следующие значения:

Расход свежего пара на турбину D_0, т/ч	Расход пара в конденсатор $D_к$, т/ч	Мощность турбоагрегата N, МВт	Изменение мощности турбоагрегата по изменению давления пара в конденсаторе ΔN, МВт
235,4	73,4	39,5	–4,4
151,6	70,6	41,0	–1,2
343,7	161,7	92,0	–8,3
170,6	112,0	46,0	–3,8

Установленная мощность – 283 МВт (без учета турбоагрегата Р-50-130).

Располагаемая мощность – 200,8 МВт.

Ограничение мощности – 82,2 МВт, в том числе по изменению давления пара в конденсаторе 17,7 МВт.

Основными причинами ограничений мощности являются:

– недостаточное количество охлаждающей воды;

– повышенное гидравлическое сопротивление градирен № 1, 2;

– недоохлаждение воды в градирнях.

С целью определения изменения эксплуатационных показателей работы электростанции в случае устранения вышеизложенных причин производится повторный расчет.

Для данного примера примем, что выполненные ремонтные мероприятия позволили:

– увеличить расход циркуляционной воды в системе на 8000 $м^3/ч$;

– улучшить охлаждающую эффективность градирен до нормативных показателей.

Для упрощения изложения опустим последовательность проведенного расчета, в результате которого определено, что располагаемая мощность электростанции увеличилась на 46 МВт.

По результатам проведенного расчета выполняется планирование располагаемой мощности (приложение В).

Влияние отклонений относительной влажности от принятых в расчетах значений учитывается на графиках $N'_{расп} = f(\theta)$ (приложение Г).

Приложение В

(рекомендуемое)

РЕКОМЕНДУЕМОЕ ПЛАНИРОВАНИЕ РАСПОЛАГАЕМОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

1. Планирование располагаемой мощности электростанции в неотопительный период производится на основании проведенных расчетов и графиков $N^{э}_{расп} = f(\theta)$ или $N^{э}_{расп} = f(t_e)$.

2. Планирование располагаемой мощности электростанции, имеющей систему водоснабжения с градирнями, производится в такой последовательности:

– из таблицы 6 "Справочника по климату СССР" (ч.2) для района расположения электростанции выбирается число дней со среднесуточными значениями температуры атмосферного воздуха в указанных пределах и продолжительностью стояния этих температур в часах;

– для среднего значения каждого из пределов температур воздуха по графикам $N^{э}_{расп} = f(\theta)$ определяется значение располагаемой мощности;

– при известных значениях мощности в каждом диапазоне температур воздуха и продолжительности стояния этих температур подсчитывается суммарная выработка электроэнергии по электростанции для каждого месяца;

– делением суммарной месячной выработки электроэнергии на число часов работы турбоагрегатов в данном месяце определяется средняя планируемая располагаемая мощность электростанции по каждому месяцу.

3. Планирование располагаемой и рабочей мощностей следует производить при значениях температуры атмосферного воздуха в пределах часов учета рабочей мощности, устанавливаемых ЦДУ ЕЭС России.

Пример расчета планируемой мощности электростанции с градирнями по месяцам приведен в таблице В.1.

4. Планирование располагаемой мощности электростанции, имеющей систему водоснабжения с водохранилищем-охладителем, производится при среднемесячных значениях температуры воды в неподогреваемом водоеме.

Таблица В.1

θ °С	Май		Июнь		Июль		Август		Сентябрь	
	n_i	N_i	n_i	N_i	n_i	N_i	n_i	N_i	n_i	N_i
Ниже 0	2,4	235,0	–	–	–	–	–	–	–	–
0–5	43,2	234,0	4,8	234,0	–	–	–	–	57,6	234,0
5–10	177,6	232,5	36,0	232,4	2,4	232,5	14,4	232,5	235,2	232,5
10–15	232,8	218,0	168,0	221,0	81,8	223,0	196,8	222,5	285,6	218,0
15–20	220,8	198,5	259,2	201,0	328,8	203,5	238,4	202,0	122,4	198,5
20–25	67,2	179,0	225,6	182,0	280,8	184,5	272,8	183,0	19,2	179,0
25–30	0,7	131,0	26,4	142,0	30,4	149,0	216,6	146,5	–	–
Планируемая выработка электроэнергии, тыс.МВт·ч $\sum (n_i, N_i)$	158,68		143,33		145,00		148,38		158,16	
Среднемесячная располагаемая мощность ТЭЦ, МВт $\sum (n_i N_i)/\sum (n_i)$	213,30		199,30		194,90		199,40		219,70	

Примечание – n_i – продолжительность стояния температуры атмосферного воздуха, ч; N_i – располагаемая мощность электростанции при данном диапазоне температур, МВт.

5. Планирование рабочей мощности производится на основании проведенных расчетов по настоящим Методическим указаниям и в соответствии с РД 153-34.1-09.312-99 [9].

6. Для согласования располагаемой мощности с подразделениями ОАО "Фирма ОРГРЭС" электростанции необходимо предоставить следующие документы:

– сведения по установленному оборудованию и режимам его эксплуатации в расчетном периоде;

– расчет располагаемой мощности, выполненный согласно настоящим Методическим указаниям;

– проектные данные по технологической и гидротехнической части;

– при наличии отклонений от проектных решений документы с согласованием имеющихся отклонений с генеральным проектировщиком.

Приложение Г

(обязательное)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОПРАВОК НА ИЗМЕНЕНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ВЛАЖНОСТИ И ТЕМПЕРАТУРЫ ВОДЫ В ЕСТЕСТВЕННОМ ВОДОЕМЕ К ГРАФИКАМ $N^{э}_{расп} = f(\theta)$ и $N^{э}_{расп} = f(t_e)$

1. Графики обеспеченности электрической мощности необходимо строить для нескольких возможных вариантов сочетаний регулируемых отборов, количества и типов работающих турбин расчетного периода, один из которых должен быть вариант с номинальным расходом пара в конденсаторы и один с фактическими нагрузками планируемого года.

Графики обеспеченности строятся при фиксированных соотношениях $\theta = f(\varphi)$ и $t_e = f(\omega_{уд})$. Для электростанций с градирнями необходимо учитывать конкретное значение относительной влажности воздуха, для электростанций с водохранилищами-охладителями – фактическое значение скорости ветра над водохранилищем.

2. Для учета фактической влажности воздуха при пользовании графиками обеспеченности следует к фактической температуре воздуха по сухому термометру внести поправку $\pm\theta$, определяемую по универсальному графику рисунка Г.1 ($\Delta\theta = f(\varphi)$).

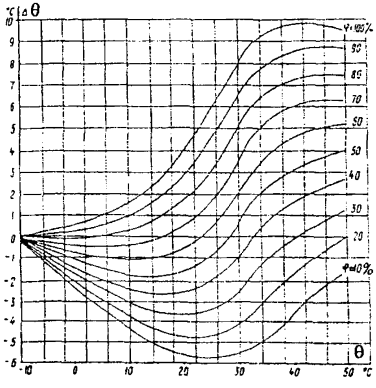
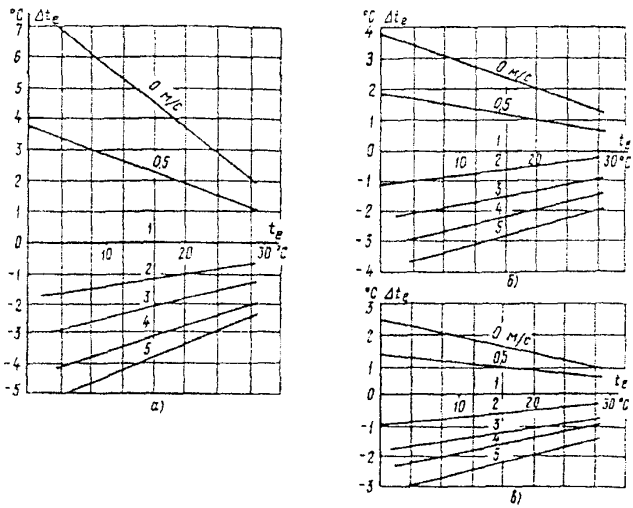


Рисунок Г.1 – Универсальный график поправок к температуре воздуха в зависимости от его влажности

Таким образом, мощность электростанции будет показана на графиках $N^{э}_{расп} = f(\theta)$ при температуре воздуха, отличающейся от фактической на значение $\pm\Delta\theta$.

3. Для учета фактического значения скорости ветра при пользовании графиками обеспеченности мощности (располагаемой мощности) электростанций с водохранилищами необходимо к фактической температуре воды в неподогреваемом водоеме внести поправку $\pm\Delta t_e$, определяемую по графику $\Delta t_e = f(\omega_2, \omega_{уд}, \Delta t)$ – рисунок Г.2).



а – $\omega_{уд} = 1$ м^2/(м^3/сут); б – $\omega_{уд} = 1{,}5$ м^2/(м^3/сут); в – $\omega_{уд} = 2$ м^2/(м^3/сут)

Рисунок Г.2 – Поправки к температуре воды в неподогреваемом водоеме в зависимости от скорости ветра над водоемом

Таким образом, мощность электростанции будет определена по графикам $N^{э}_{расп} = f(t_e)$ при температуре воды t_e, отличающейся от фактической на Δt_e. Для водохранилищ-охладителей с удельной площадью, отличающейся от значений, указанных на рисунке Г.2, поправка $\pm\Delta t_e$ определяется методом интерполяции.

Список использованной литературы

1. Указания по нормированию показателей работы гидроохладителей в энергетике: РД 34.09.212. – М.: СПО Союзтехэнерго,1981.
2. Типовая инструкция по приемке и эксплуатации башенных градирен: РД 34.22.402-94. – М.: СПО ОРГРЭС,1997.
3. Блюдов В.П. Конденсационные устройства паровых турбин. – М.-Л.: Госэнергоиздат,1951.
4. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1957.
5. Информационное письмо № 510-131. "О допустимых давлениях пара в конденсаторах паровых теплофикационных турбин". – Л.: ЛМЗ, 1983.
6. Технические указания к расчету прудов-охладителей. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963.
7. Методические рекомендации к расчету водохранилищ-охладителей ТЭС. – Л.: ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева, 1976.
8. Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций: РД 34.30.501. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1986.
9. Положение о согласовании и утверждении ограничений установленной электрической мощности тепловых электростанций: РД 153-34.1-09.312-99. – М.:СПО ОРГРЭС, 1999.
10. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций. ВНТП-81. – М.: НИИ "Теплоэлектропроект", 1981.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Основные обозначения 5
2. Термины и определения 6
3. Общие положения 7
4. Исходные данные для расчета обеспеченности электрической мощности 9
5. Графоаналитический метод расчета обеспеченности электрической мощности электростанций циркуляционными системами технического водоснабжения 11
Приложение А Определение исходных метеорологических параметров для построения графика обеспеченности электрической мощности 19
Приложение Б Примеры определения обеспеченности электрической мощности 26
Приложение В Рекомендуемое планирование располагаемой мощности электростанции 49
Приложение Г Определение поправок на изменение относительной влажности и температуры воды в естественном водоеме к графикам 51

Подписано к печати 15.01.2002 Формат 60 × 84 1/16
Печать ризография Усл.печ.л. 3,3 Уч.-изд. л. 3,5 Тираж 200 экз.
Заказ № 461 Издат. № 01-96

Лицензия № 040998 от 27.08.99 г.

Производственная служба передового опыта эксплуатации энергопредприятий ОРГРЭС
105023, Москва, Семеновский пер., д. 15

РЕКЛАМА

Цех систем технического водоснабжения (ЦСТВ) ОАО "Фирма ОРГРЭС" имеет квалифицированных специалистов, современное оборудование и опыт выполнения полного комплекса работ:

– испытания систем технического водоснабжения с определением гидравлических и тепловых режимов;

– определение охлаждающей эффективности градирен;

– разработка способов увеличения производительности систем и градирен и снижения температуры охлажденной воды;

– расчеты обеспеченности электрической мощности электростанции системами технического водоснабжения;

– техническая диагностика (обследование) и расчеты надежности строительных конструкций градирен;

– выбор технологий и материалов по ремонту и реконструкции градирен; выполнение ремонтов и реконструкции под "ключ".

Работы ЦСТВ учитывают особенности каждой электростанции и направлены на:

– повышение КПД электростанций;

– снижение капитальных затрат и быструю их окупаемость.

Начальник цеха – Калатузов Владимир Анатольевич

тел./факс 360-97-68, 964-95-77, внутр. 2-77;

E-mail: gost.e-ecolog.ru

01 96

gost.e-ecolog.ru